



ECOLE POLYTECHNIQUE DE LOUVAIN

---

Etude et mise en oeuvre d'un chauffe-eau  
solaire en bouteilles PET

---

*Juin 2014*

Mémoire présenté en vue de l'obtention du grade  
d'ingénieur civil électro-mécanicien  
(orientation énergie)  
par

Nicolas BRUYR

*Jury :*

H. JEANMART (promoteur)

S. MEYER (co-promoteur)

M. DUPONCHEEL

B. RAUCENT



Nicolas Bruyr  
Rue de sart, 84  
1490 Court-Saint-Etienne  
Belgium  
[nicolas.bruyr@gmail.com](mailto:nicolas.bruyr@gmail.com)



# Remerciements

Tout d'abord, je tiens à exprimer mes remerciements à mon promoteur, le professeur Hervé Jeanmart, pour ses nombreux conseils ainsi que sa constante disponibilité, particulièrement au cours de la phase expérimentale de mon travail, réalisée durant un séjour d'étude au Chili. Ensuite je voudrais remercier mon co-promoteur, Monsieur Sébastien Meyer, qui fut réellement l'initiateur de ce sujet de mémoire. Son appui et nos nombreuses échanges ont véritablement contribué à l'aboutissement de ce travail.

Je voudrais également remercier le professeur Alejandro Saez, directeur du laboratoire d'énergies renouvelables de l'Universidad Técnica Federico Santa María, de m'avoir permis de travailler au sein de son laboratoire, et ce, de manière inconditionnelle. De la même manière, je voudrais remercier le professeur Rafael Bolocco pour ses conseils en énergie solaire. Finalement, je voudrais mentionner et exprimer des remerciements particuliers au responsable technique du laboratoire, Monsieur Francisco Vargas, pour ses conseils pratiques et son aide avisée, sans lesquels je n'aurais probablement pas atteint de tels résultats.

# Agradecimientos

Primeramente, quiero expresar mis agradecimientos a mi director de tesis, el profesor Hervé Jeanmart, por sus consejos y por su disponibilidad así como por su reactividad durante la fase experimental de mi trabajo, realizada durante un intercambio en Chile. Además, quiero agradecer a mi co-director, el señor Sébastien Meyer, quien fue realmente el iniciador de este tesis. Su apoyo sincero así que nuestras numerosas conversaciones me han permitido desarrollar este trabajo.

Quiero también agradecer al profesor Alejandro Saez, director del Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad Técnica Federico Santa María, para darme la oportunidad de trabajar en su laboratorio, de manera completamente libre. Quiero igualmente darle la gracias al profesor Rafael Bolocco por sus consejos con respecto al energía solar. Finalmente, quiero mencionar asimismo y expresar particularmente mi agradecimiento al señor Francisco Vargas, responsable técnico del laboratorio, por sus consejos prácticos y su gran ayuda, ya que sin ella es poco probable que hubiese logrado mis objetivos.



# Abstract

Reusing PET bottles and Tetra Pak boxes to build the collector of an efficient home-made solar water heater ; here is the brilliant concept that has been developed in the last few years by a brazilian engineer, José Alano. By providing to this garbage a second useful life, this project enables an ultra-low-cost access to solar energy and helps people to protect the environment, saving money and energy. If properly diffused, this open source technology, already commonly used in Southern Brazil, is expected to create a kind of revolution in the solar energy field.

Despite de fact that numerous systems are currently operating successfully, there are only a few technical studies on the subject. Moreover, none of them determines rigorously the annual performance of the device. This work contributes to the analysis of this special solar collector. The solar collector theory is first summarized, and an analytic study of the thermosiphon effect that drives the solar water heater is presented. Several practical advices are also provided to improve the performances of home-made thermosiphon systems. Thereafter, some improvements of the initial design are proposed on the basis of the results of a comparative experimental approach. The thermal efficiency of the collector is then determined according to European standards. The annual performance of a domestic device operating in a Chilean climate are then evaluated using an approached model. Despite the limited efficiency of the collector, it appears that this solar water heater can provide more than 50% of the hot water demand of a typical family living in Santiago, Chile. A multi-criteria analysis is finally performed to highlight the real value of this alternative project, considering technical, economic but also social factors.

# Résumé

Un chauffe-eau solaire artisanal, basé sur un collecteur construit en réutilisant des bouteilles PET et des cartons Tetra Pak ; voici le concept incroyablement efficace développé depuis quelques années par un ingénieur brésilien, José Alano. En conférant une seconde vie utile à ces déchets, ce projet rend possible un accès, à très bas coût, à l'énergie solaire et aide les populations à protéger l'environnement, tout en réalisant des économies d'argent et d'énergie. Si cette technologie libre, déjà communément utilisée dans le sud du Brésil, est diffusée à grande échelle, il est fort probable que celle-ci crée une véritable révolution dans le secteur de l'énergie solaire.

Bien que de nombreux systèmes performants soient actuellement en opération, il n'existe que peu d'études techniques réalisées sur le sujet. En outre, aucune d'entre elles ne détermine, de manière rigoureuse, la contribution annuelle du dispositif. Ce travail apporte une analyse de ce capteur solaire particulier. La théorie des capteurs solaires est d'abord résumée et une étude analytique de l'effet thermosiphon, permettant le fonctionnement de ce chauffe-eau solaire, est présentée. Des règles de conception permettant d'améliorer l'efficacité des systèmes thermosiphons artisanaux sont également détaillées. Certaines modifications du design initial sont ensuite proposées sur base d'une campagne de recherche expérimentale, afin d'améliorer les performances du système. Le rendement instantané des collecteurs employés est également déterminé, en accord avec les normes européennes en vigueur. Les performances annuelles d'un système domestique sont simulées à partir d'un modèle approché. Malgré un rendement limité du collecteur, il apparaît que ce chauffe-eau solaire peut fournir plus de 50% des besoins en eau chaude d'une famille type vivant à Santiago, Chili. Une prévision de performance est également réalisée pour le climat belge. Une analyse multicritère considérant des facteurs techniques et économiques, mais aussi certains aspects sociaux, est finalement proposée afin de mettre en lumière la valeur réelle de ce projet alternatif.

# Resumen

Construir el colector de un calefón solar casero reutilizando botellas PET y cartón Tetra Pak ; este es el genial concepto desarrollado hace unos años por el ingeniero brasileño, José Alano. Dando una segunda vida útil a estos desechos, este proyecto permite un acceso a muy bajo costo a la energía solar y ayuda a la gente a proteger el medio ambiente, ahorrando dinero y energía. Si esta tecnología libre, ya comúnmente utilizada en el sur de Brasil, se distribuye adecuadamente, es muy probable que vaya a producir una verdadera revolución en el área de la energía solar.

Aunque muchos sistemas están actualmente funcionando con éxito, existen solamente unos pocos estudios sobre el tema. Además, ninguna determina de manera rigurosa el aporte anual del dispositivo. Este trabajo contribuye al análisis de este colector solar especial. Primeramente, se resume la teoría de los colector solar, y se presenta un estudio analítico del efecto termosifón, que permite el funcionamiento del calefón solar. Varios consejos prácticos son también proporcionados para aumentar la eficiencia de los sistemas caseros con termosifón. A continuación, unos mejoramientos del diseño inicial son propuestos a partir de los resultados de un estudio experimental comparativo. Después de eso, el rendimiento térmico del colector es determinado de acuerdo a las normas europeas. Posteriormente, el aporte anual de un sistema doméstico instalado en Chile se simuló utilizando un modeló aproximado. A pesar de un rendimiento limitado del colector, este calefón solar puede suministrar mas de 50% de la demanda en agua caliente sanitaria de una familia típica viviendo en Santiago, Chile. Un análisis multicriterio se realiza finalmente para resaltar el valor real de este proyecto alternativo, considerando factores técnicos y económicos pero también aspectos sociales.



# Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>1 Etude théorique</b>	<b>9</b>
1.1 Analyse thermique des capteurs plans . . . . .	9
1.1.1 Puissance absorbée . . . . .	11
1.1.2 Pertes thermiques . . . . .	12
1.1.3 Energie utile et rendement . . . . .	14
1.2 Performances des capteurs plans . . . . .	16
1.2.1 Installation expérimentale . . . . .	16
1.2.2 Calcul du rendement . . . . .	18
1.2.3 Conditions d'essai . . . . .	18
1.2.4 Mode opératoire . . . . .	19
1.3 Rendement à débit variable . . . . .	19
1.4 Analyse du thermosiphon . . . . .	20
1.4.1 Pression motrice . . . . .	22
1.4.2 Pertes de charge . . . . .	24
1.4.3 Débit . . . . .	29
1.4.4 Circulation inverse nocturne . . . . .	30
<b>2 Conception d'un chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon</b>	<b>33</b>
2.1 Positionnement du capteur . . . . .	33
2.2 Réservoir . . . . .	34
2.2.1 Volume de stockage . . . . .	34
2.2.2 Rapport de forme . . . . .	34
2.2.3 Raccordement . . . . .	35
2.2.4 Isolation . . . . .	36
2.3 Circuit de connexion . . . . .	36
2.4 Précautions particulières . . . . .	37
<b>3 Etude expérimentale</b>	<b>39</b>
3.1 Phase de recherche . . . . .	39
3.1.1 Matrice d'essai . . . . .	39
3.1.2 Démarche expérimentale . . . . .	40
3.1.3 Description de la structure d'essai . . . . .	41
3.1.4 Campagne d'essais comparatifs . . . . .	42
3.1.5 Analyse des pertes thermiques nocturnes . . . . .	52
3.1.6 Configuration proposée . . . . .	53
3.2 Phase de caractérisation . . . . .	54

3.2.1	Courbe de rendement instantané . . . . .	55
3.3	Conclusions et perspectives . . . . .	57
<b>4</b>	<b>Simulation</b>	<b>59</b>
4.1	Modélisation du chauffe-eau solaire . . . . .	59
4.1.1	Principe . . . . .	59
4.1.2	Résultats . . . . .	60
4.1.3	Ajustement et validation du modèle . . . . .	62
4.2	Prévision de performance annuelle . . . . .	64
4.2.1	Démarche . . . . .	64
4.2.2	Données climatiques horaires . . . . .	65
4.2.3	Système étudié . . . . .	66
4.2.4	Résultats . . . . .	66
4.2.5	Conclusions . . . . .	69
<b>5</b>	<b>Analyse multicritère</b>	<b>71</b>
5.1	Evaluation des critères . . . . .	72
5.1.1	Critères technico-économiques . . . . .	72
5.1.2	Critères sociaux . . . . .	74
5.2	Résultats . . . . .	74
	<b>Conclusion</b>	<b>77</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>79</b>
	<b>Nomenclature</b>	<b>83</b>
<b>A</b>	<b>Données climatiques</b>	<b>87</b>
A.1	Adaptation des données disponibles . . . . .	87
A.2	Données brutes . . . . .	89
A.3	Angle d'inclinaison optimal . . . . .	90
<b>B</b>	<b>Vues supplémentaires des essais et détails constructifs des capteurs PET</b>	<b>92</b>
<b>C</b>	<b>Informations complémentaires à l'étude expérimentale</b>	<b>96</b>
C.1	Données climatiques . . . . .	97
C.2	Caractéristiques des systèmes . . . . .	98
C.3	Vues des structures et collecteurs . . . . .	99
<b>D</b>	<b>Déformation des capteurs PET sous l'effet de la chaleur</b>	<b>104</b>
<b>E</b>	<b>Informations complémentaires aux simulations</b>	<b>107</b>
E.1	Validation du modèle . . . . .	107
E.2	Prévisions de performance annuelle . . . . .	109

# Table des figures

1	Pays principaux exploitant le secteur du solaire thermique . . . . .	2
2	Irradiation solaire globale mondiale . . . . .	2
3	Prototype de capteur PET réalisé par José Alano . . . . .	4
4	Schéma de principe du capteur PET . . . . .	5
5	Capteur PET installé sur le toit d'une caserne de l'armée brésilienne . . . . .	6
1.1	Schématisation d'un capteur plan . . . . .	10
1.2	Transfert d'énergie dans un capteur plan . . . . .	10
1.3	Comparaison entre un capteur plan et un capteur PET. . . . .	11
1.4	Transfert de radiation solaire entre le vitrage et l'absorbeur . . . . .	11
1.5	Circuit thermique d'un collecteur à simple couverture . . . . .	13
1.6	Energie absorbée et pertes thermiques dans un capteur plan . . . . .	14
1.7	Schématisation du banc d'essai . . . . .	17
1.8	Evolution du facteur de correction du rendement en fonction du débit . . . . .	21
1.9	Principe de fonctionnement du thermosiphon . . . . .	22
1.10	Réseau de tube du collecteur . . . . .	26
1.11	Détails d'un tube montant du collecteur . . . . .	27
2.1	Détails des raccordements du réservoir . . . . .	35
2.2	Formation d'un bouchon d'air dans le circuit de connexion . . . . .	37
3.1	Structure d'essai . . . . .	42
3.2	Essai de calibration : relevés de température . . . . .	43
3.3	Essai de calibration : relevé de radiation . . . . .	43
3.4	Essai A : relevés de température . . . . .	45
3.5	Essai B1 : isolant interne du capteur. Relevés de température . . . . .	46
3.6	Essai B1 : relevé de radiation . . . . .	47
3.7	Essai B2 : isolant interne du capteur. Relevés de température . . . . .	47
3.8	Essai C : diamètre des tubes collecteurs. Relevés de température . . . . .	49
3.9	Essai C : relevé de radiation . . . . .	49
3.10	Essai D : rapport de forme du capteur. Relevés de température . . . . .	51
3.11	Essai D : relevé de radiation . . . . .	51
3.12	Essai de mise en évidence de l'influence de la circulation inverse sur les pertes nocturnes : relevés de température . . . . .	53
3.13	Collecteur utilisé lors des essais de rendement instantané . . . . .	54
3.14	Courbe de rendement instantané du capteur PET . . . . .	56
3.15	Courbe de rendement instantané du capteur PET . . . . .	57
3.16	Comparaison des rendements instantanés du capteur PET et des collecteurs commerciaux . . . . .	58

4.1	Essai de validation : relevé de température . . . . .	61
4.2	Essai D : relevé de température complet . . . . .	62
4.3	Essai de validation, avec modèle ajusté : relevé de température . . . . .	63
4.4	Essai D, avec modèle ajusté : relevé de température complet . . . . .	64
4.5	Fraction solaire moyenne mensuelle et annuelle (Quinta Normal, Santiago, Chili)	68
4.6	Fraction solaire moyenne mensuelle et annuelle (Uccle, Belgique) . . . . .	69
5.1	Analyse multicritère . . . . .	75
A.1	Influence de l'angle d'inclinaison et de l'orientation des collecteurs sur l'énergie solaire captée (Santiago, Chile) . . . . .	90
B.1	Banc d'essai utilisé pour les essais de rendement instantané : vue d'ensemble . .	92
B.2	Structure d'essai utilisée pour les essais comparatifs : vue de coté . . . . .	93
B.3	Vues détaillées des réservoirs . . . . .	94
B.4	Vues détaillées des capteurs PET . . . . .	95
C.1	Essai A : vue de la structure d'essai . . . . .	99
C.2	Essai B : vues des collecteurs . . . . .	100
C.3	Essai C : vues des collecteurs . . . . .	101
C.4	Essai D : vues des collecteurs et de la structure d'essai . . . . .	102
C.5	Essai de mise en évidence de l'impact de la circulation inverse nocturne : vue de la structure d'essai . . . . .	103
D.1	Structure d'essai pour la comparaison préliminaire d'isolant . . . . .	104
D.2	Déformations d'un capteur PET non-isolé . . . . .	105
D.3	Déformations d'un capteur PET isolé . . . . .	106
E.1	Caractéristiques et dimensions du collecteur et du système utilisés pour la vali- dation du modèle du chauffe-eau solaire . . . . .	107
E.2	Essai de validation : relevé de radiation . . . . .	108
E.3	Essai D : relevé de radiation complet . . . . .	108
E.4	Caractéristiques et dimensions du collecteur et du système utilisés pour les pré- visions de performance annuelle . . . . .	109
E.5	Fraction solaire moyenne mensuelle et annuelle, utilisation nocturne et matinale de l'eau chaude (Quinta Normal, Santiago, Chili) . . . . .	109
E.6	Température moyenne mensuelle et annuelle lors de la prise de l'eau chaude (Quinta Normal, Santiago, Chili) . . . . .	110
E.7	Température moyenne mensuelle et annuelle lors de la prise de l'eau chaude (Uccle, Belgique) . . . . .	110

# Liste des tableaux

1.1	Essai de rendement : déviation autorisée des paramètres mesurés . . . . .	19
1.2	Coefficient de pertes de charge singulières et longueurs équivalentes . . . . .	25
3.1	Matrice d'essai . . . . .	40
3.2	Essai de calibration : températures extrêmes journalières des réservoirs . . . . .	44
3.3	Essai A : revêtement des tuyaux de connexion. Températures extrêmes journalières des réservoirs . . . . .	45
3.4	Essai B1 : températures extrêmes journalières des réservoirs . . . . .	48
3.5	Essai B2 : températures extrêmes journalières des réservoirs . . . . .	48
3.6	Essai C : températures extrêmes journalières des réservoirs . . . . .	50
3.7	Essai D : températures extrêmes journalières des réservoirs . . . . .	52
3.8	Pertes thermiques nocturnes : températures extrêmes . . . . .	53
3.9	Caractéristiques du collecteur utilisé lors des essais de rendement instantané . . . . .	55
3.10	Coefficients de la courbe de rendement instantané (norme européenne) . . . . .	56
4.1	Coefficients de la courbe de rendement instantané (norme américaine) . . . . .	60
A.1	Température ambiante et température de l'eau du réseau de distribution, moyenne mensuelle et annuelle . . . . .	89
A.2	Irradiation globale moyenne mensuelle et annuelle sur plan horizontal . . . . .	90
A.3	Radiation totale moyenne horaire sur plan incliné à 33°, moyenne mensuelle, Localité : Santiago (Chili) . . . . .	91
C.1	Dates des essais comparatifs . . . . .	96
C.2	Essais comparatifs : température ambiante moyenne journalière . . . . .	97
C.3	Essais comparatifs : irradiation globale journalière sur le plan des capteurs . . . . .	97
C.4	Caractéristiques des collecteurs utilisés lors des essais. . . . .	98



# Introduction

L'énergie solaire constitue une source d'énergie renouvelable permettant de contribuer, de manière significative, au processus de production d'eau chaude sanitaire (ECS) utilisée par les populations. Le secteur du solaire thermique, déjà fortement exploité dans certains pays depuis des dizaines d'années, est en pleine expansion dans de nombreuses régions du monde. Depuis l'an 2000, la capacité totale installée a plus que quintuplé pour atteindre une valeur de  $234,6GW_{th}$ <sup>1</sup> fin 2011 [24]. Les collecteurs ont vu leurs rendements augmenter chaque année, dans une véritable course à la performance et à la compétitivité. De nombreuses avancées technologiques ont d'ailleurs rendu le solaire thermique efficace sous des climats mitigés comme le nôtre. Aujourd'hui, le développement du secteur est, de ce fait, bien plus influencé par des politiques gouvernementales favorables que par la qualité de l'ensoleillement.

La carte du monde donnée à la figure 1 représente les pays considérés dans une étude mondiale concernant le secteur du solaire thermique. Ceux-ci totalisent environ 61% de la population mondiale et surtout plus de 95% de la puissance solaire thermique totale installée, recensée fin 2011. Cette carte est à mettre en relation avec un relevé de l'irradiation solaire mondiale, repris à la figure 2. Une bonne partie du Moyen-Orient et de l'Afrique sont tout simplement hors classement, tout comme la moitié de l'Amérique latine. De plus, la contribution des pays d'Amérique latine considérés dans cette étude atteint seulement 2,7 % de la puissance installée mondialement, alors que l'Europe totalise 16,7 % avec un climat globalement moins favorable [24]. L'énergie solaire n'est donc pas nécessairement mise à profit là où le gisement solaire est le plus important.

Le classement des pays en fonction de la puissance solaire thermique installée par habitant reflète ce constat. Bien que Chypre et Israël (possédant un climat méditerranéen favorable) occupent les 1<sup>er</sup> et 3<sup>e</sup> places avec respectivement  $542kW_{th}$  et  $400kW_{th}$  par 1000 habitants, l'Autriche et l'Allemagne (climat tempéré) occupent les 2<sup>e</sup> et 7<sup>e</sup> places du classement, avec respectivement  $406kW_{th}$  et  $131kW_{th}$  par 1000 habitants. En outre, force est de constater que les pays d'Amérique latine se situent à la fin du classement. Le Brésil, leader sur le continent, possède un taux de seulement  $25kW_{th}/1000$  habitants, soit un taux presque identique à celui de la Belgique ( $23kW_{th}/1000$  habitants). Le taux du Mexique est encore plus faible ( $10,7kW_{th}/1000$  habitants) et celui du Chili est presque insignifiant ( $1,8kW_{th}/1000$  habitants) [24].

Il est donc clair qu'il n'existe pas de corrélation systématique entre la qualité de l'ensoleillement disponible et la mise à profit de l'énergie solaire, ce qui ouvre la question de l'accessibilité au moyen d'utilisation de cette énergie renouvelable, pourtant libre et largement distribuée.

---

1. Un consensus adopté par les principaux représentants du secteur solaire thermique propose un facteur de conversion de  $0,7kW_{th}$  par  $m^2$  de collecteur installé, afin de pouvoir comparer la puissance solaire thermique installée avec d'autres sources d'énergie [24].

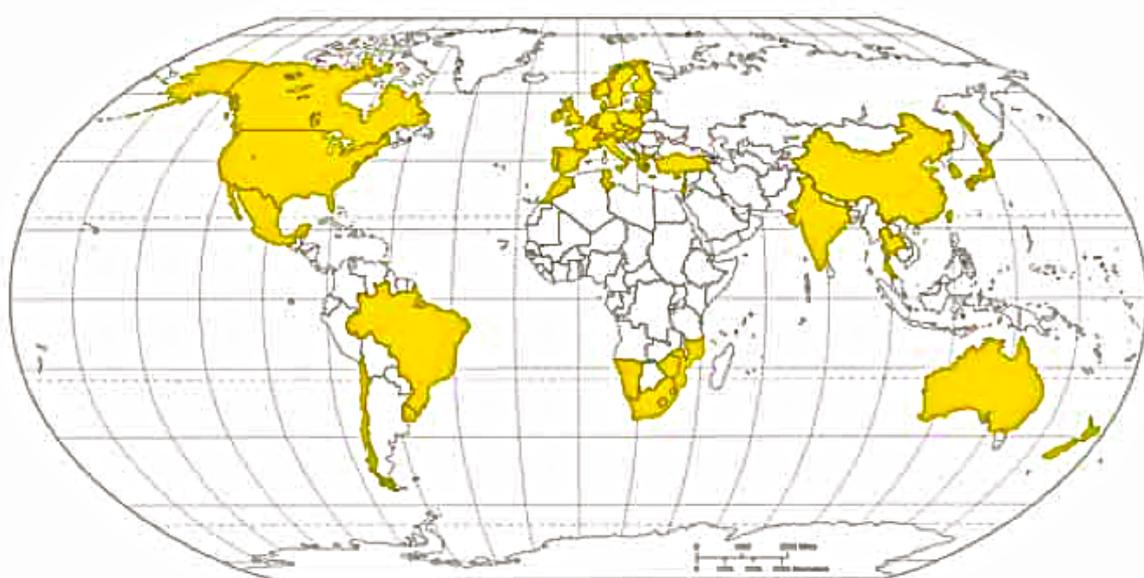


FIGURE 1 – Pays principaux exploitant le secteur du solaire thermique. Les pays mis en évidence totalisent 61% de la population mondiale et plus de 95% de la puissance solaire thermique installée au monde (données 2011). Source : [24].

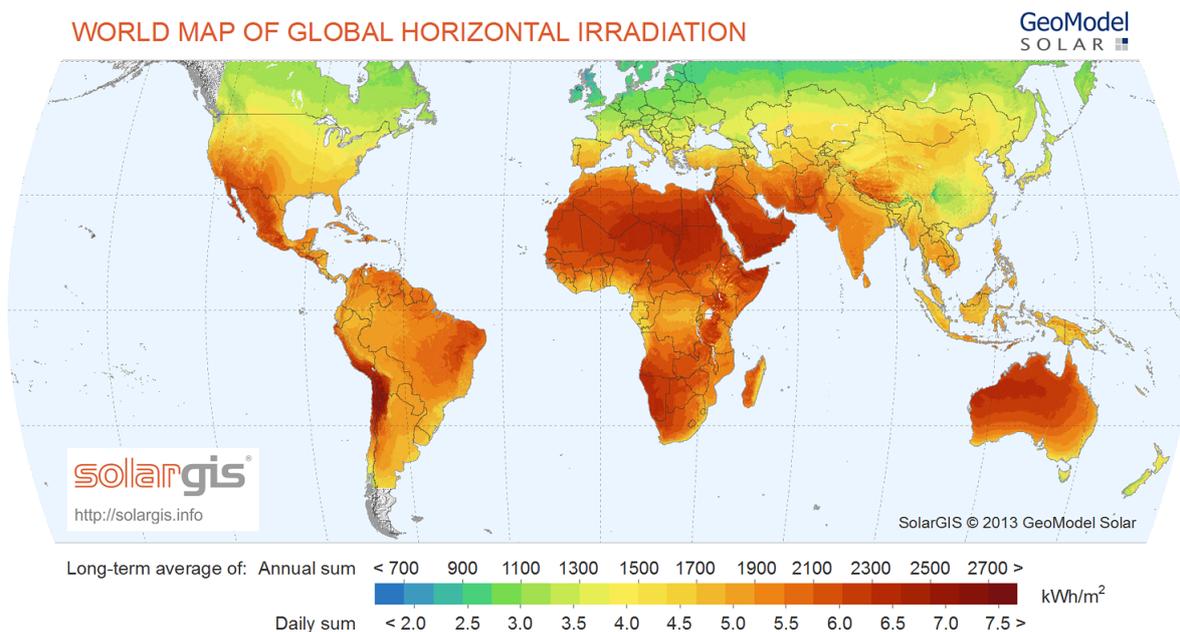


FIGURE 2 – Irradiation solaire globale mondiale. Source : [33].

Différents facteurs peuvent expliquer ce faible taux d'utilisation de l'énergie solaire pour la production d'ECS dans certaines zones pourtant bien ensoleillées. Il existe avant tout des régions où l'eau chaude n'est pas une priorité, que ce soit grâce à un climat extrêmement favorable ou, de manière plus déplorable, à cause de conditions d'hygiène limitée ou d'un accès restreint à l'eau potable. Cependant, seules les régions consommant effectivement de l'eau chaude sanitaire sont

considérées dans cette réflexion. Dans ce cas, une sorte de culture technique tend à favoriser naturellement les sources d'énergie traditionnelles, dont l'efficacité n'est plus à prouver. De plus, un facteur économique limite, de manière importante, l'emploi de l'énergie solaire. En effet, bien que le coût de fonctionnement d'un chauffe-eau solaire soit presque nul, l'investissement à l'installation n'en reste pas moins important, et ce, notamment à cause du coût élevé des capteurs. Etant donné le budget de base nécessaire, et la longue période d'amortissement résultante, il est normal que les particuliers se montrent réticents, si aucune facilitation n'est mise en place par les gouvernements.

En Belgique, il est d'ailleurs fort peu probable que le secteur du solaire thermique ait pu connaître un tel essor ces dernières années, sans les nombreux subsides octroyés par l'état, couvrant généralement plus de 75% de l'investissement total. Il faut de plus constater que l'énergie solaire est encore loin d'être accessible à tous, même avec ces subsides importants. Cependant, dans nos régions au climat mitigé, des capteurs à haut rendement sont nécessaires afin d'atteindre des performances convenables, justifiant en partie les coûts élevés des installations. Dans les pays au climat favorable, il n'est par contre pas nécessaire d'investir dans des collecteurs haut de gamme pour atteindre des bonnes performances. Il est d'ailleurs économiquement bien plus attractif d'investir dans un système de qualité moindre, mais de coût inférieur, même si la contribution annuelle du chauffe-eau solaire s'en retrouve quelque peu limitée. Le marché actuel n'est donc pas adapté aux besoins de nombreux pays, possédant un gisement solaire important. Le manque de politique gouvernementale favorable limite ainsi l'utilisation de l'énergie solaire malgré un ensoleillement bien présent dans ces pays.

L'objectif de ce mémoire est de contribuer à la résolution de cette problématique, en proposant une étude technique d'un chauffe-eau solaire maison à très bas coût, construit à partir de bouteilles en plastique PET et de cartons Tetra Pak. Ce concept alternatif et novateur a été lancé, il y'a une dizaine d'années, par un ingénieur brésilien, José Alano. En guise de première illustration, une photographie d'un de ses prototypes est disponible à la figure 3. C'est en partant d'un constat lié à l'accumulation et au recyclage inexistant des déchets dans l'état de Santa Catarina (sud du Brésil), que cet ingénieur a développé ce collecteur solaire en bouteilles PET (couramment repris sous l'appellation de « capteur PET » dans ce travail). Se refusant de continuer à contribuer à la pollution de sa région, Alano a alors commencé à emmagasiner les bouteilles PET et les cartons Tetra Pak utilisés par sa famille, avec l'objectif de leur conférer une seconde vie utile, lorsque l'occasion s'en présenterait. C'est dans un élan d'ingéniosité qu'est finalement né son concept de capteur PET, issu d'une volonté de recyclage et de mise à profit de l'énergie solaire, largement disponible au Brésil.

Un schéma de principe du capteur PET est montré à la figure 4. Celui-ci est constitué d'un ensemble de chaînes de bouteilles, disposées en parallèle. Chaque chaîne est constituée par une série de bouteilles PET, enchâssées sur un tube de PVC. Celui-ci est peint en noir afin de favoriser l'absorption des rayonnements solaires. Des cartons Tetra Pak, pliés de manière adéquate et également peints en noir, sont insérés dans chaque bouteille, sous le tuyau. Le réseau de tube ainsi formé est connecté au réservoir du système pour y faire circuler l'eau à chauffer. Le réservoir est placé au-dessus du collecteur afin de permettre à l'eau de circuler naturellement dans le circuit, par effet thermosiphon. Ce mode de fonctionnement présente de nombreux avantages. Il est économique, robuste et facile à mettre en oeuvre, car aucune pompe ni aucun dispositif de contrôle ne sont nécessaires. Les rendements atteints par les installations à circulation naturelle

sont d'ailleurs équivalents à ceux atteints par les systèmes à circulation forcée. Les systèmes thermosiphons ne sont dès lors marginaux que sous nos latitudes, en raison des problèmes de fonctionnement en période de gel, et représentent ainsi 76% des chauffe-eaux solaires installés dans le monde [24].



FIGURE 3 – Prototype de capteur PET réalisé par José Alano. Photographie : Tarsila Pereira.

Bien que l'efficacité du collecteur puisse être mise en doute de par les matériaux utilisés, force est de constater que le système résultant est en réalité vraiment performant. Dans la région du Brésil où les premiers projets ont été installés, la température de l'eau du réservoir peut ainsi atteindre 38°C en hiver et 50°C en été, permettant de prendre une douche chaude durant une bonne partie de l'année [2]. Les matériaux utilisés constituent véritablement la force de ce collecteur, car ils permettent notamment d'atteindre des coûts de construction minimales. Cela rend cette solution particulièrement adaptée pour les populations à bas revenus ou pour les collectivités. De plus, le design volontairement simplifié du capteur permet l'appropriation de cette technologie libre par les populations et rend ainsi accessible son autoconstruction.

La qualité du projet développé a suscité, et suscite encore, beaucoup d'intérêt. Un brevet de technologie libre a d'ailleurs été déposé afin d'empêcher des entreprises de s'approprier le concept à des fins financières et non sociales. En 2004, soit 2 années après la construction de son premier collecteur, José Alano a reçu le prix de l'innovation décerné par une revue nationale. S'en est suivi un réel engouement parmi la population. Des projets de recherche et de diffusion ont été lancés en partenariat avec diverses universités ainsi qu'avec le gouvernement brésilien. Plusieurs manuels, expliquant de manière précise le processus complet d'autoconstruction, ont été publiés. La distribution de ces manuels dans le sud du Brésil a permis à de nombreuses familles d'installer leur propre chauffe-eau solaire. Des projets d'envergure ont également été réalisés avec diverses associations oeuvrant dans la région. En 2008, l'armée brésilienne, elle-même, a implémenté un

système impressionnant dans une de ses casernes. Les différents capteurs construits pour ce projet mettent en oeuvre 1800 bouteilles PET et 1500 cartons Tetra Pak et contribuent ainsi aux besoins en eau chaude des 50 soldats de la division. Une photographie de ces collecteurs est disponible à la figure 5 en guise d'illustration.

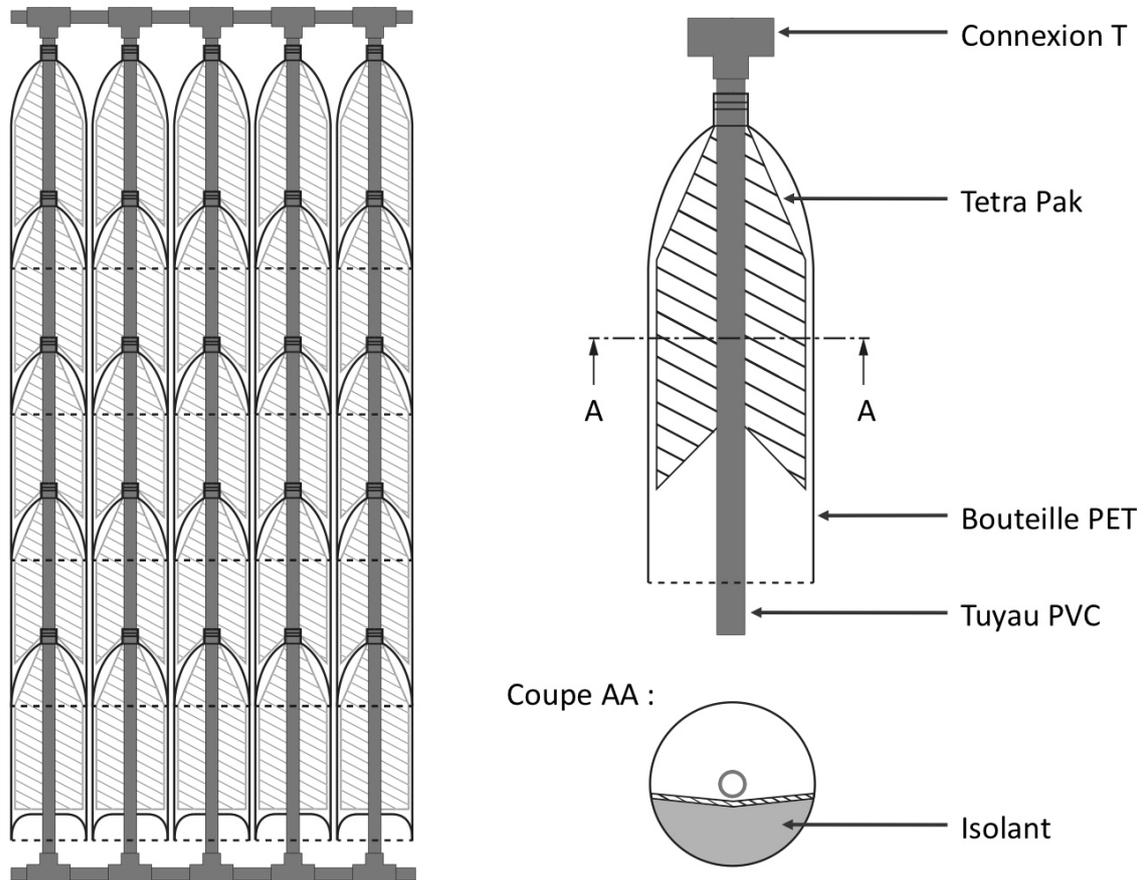


FIGURE 4 – Schéma de principe du capteur PET.

Outre cet essor grandissant au Brésil, différents projets ont été recensés dans plusieurs pays d'Amérique latine, en Argentine, en Colombie, en Equateur et au Mexique notamment. Une forte pénétration du système parmi les populations est ainsi espérée, grâce à la volonté de diffusion massive du concept de la part de son inventeur et des différents partenaires gouvernementaux et universitaires.



FIGURE 5 – Capteur PET installé sur le toit d’une caserne de l’armée brésilienne (Palmas, état du Paraná, Brésil). Le système, dimensionné pour fournir de l’eau chaude à 50 soldats, emploie 1800 bouteilles PET et 1500 cartons Tetra Pak. Photographie : SEMA.

## Objectifs

Les systèmes, actuellement en opération, témoignent de l’efficacité des chauffe-eaux solaires construits sur base de capteur PET. Il existe différentes variantes du modèle proposé par José Alano, mais la comparaison de leurs performances est impossible, sans recourir à une approche scientifique systématique, rarement effectuée en pratique. De fait, il n’existe que peu d’études techniques sur le sujet. De plus, aucune des études disponibles n’évalue de manière rigoureuse le rendement des capteurs PET, ni les performances annuelles des chauffe-eaux solaires associés. Il est donc difficile de quantifier la contribution énergétique que peut amener ce genre de chauffe-eau solaire et encore moins de généraliser cet apport pour une utilisation sous des climats différents de celui du Brésil. Ce mémoire se propose de contribuer à la résolution de ces problématiques.

L’objectif premier de ce travail est de mettre en évidence les paramètres fondamentaux dans la conception d’un chauffe-eau solaire maison, fonctionnant en mode thermosiphon, et réalisé sur base de capteur PET. Pour ce faire, une étude théorique, analysant le comportement thermique des capteurs solaires et proposant une description analytique de l’effet thermosiphon, a d’abord été effectuée. Une synthèse des règles à mettre en pratique lors de la conception d’un chauffe-eau solaire maison, fonctionnant en thermosiphon, est ensuite proposée. Cette synthèse, se basant sur l’étude théorique ainsi que sur une étude bibliographique du sujet, est disponible dans le chapitre 2. Une série de modifications du modèle de base du capteur PET ont été envisagées, leurs performances thermiques ont été comparées, de manière systématique, lors d’une campagne de

recherche expérimentale. Une nouvelle configuration est proposée à partir des résultats de cette étude expérimentale, présentés dans le chapitre 3. Afin de se garantir de bonnes conditions de travail, les essais ont été réalisés sous un climat favorable, lors d'un séjour d'étude en Amérique du Sud<sup>2</sup>.

Le second objectif de ce mémoire est de caractériser, de manière rigoureuse, les performances thermiques des capteurs PET, afin de pouvoir notamment effectuer une comparaison technique avec d'autres types collecteurs. La courbe de rendement instantané de la configuration retenue a ainsi été déterminée en accord avec les normes européennes en vigueur. Ces résultats sont également disponibles dans le chapitre 3.

Le troisième objectif de ce travail est d'évaluer les performances à long terme d'un chauffe-eau construit sur base de capteur PET. Pour ce faire, un modèle approché d'un chauffe-eau solaire, fonctionnant en thermosiphon, a été développé. Celui-ci permet de prévoir la contribution énergétique annuelle d'un tel système en opération sous différents climats. Des évaluations de performances annuelles, pour le Chili et la Belgique en particulier, sont présentées dans le chapitre 4.

Dans le but de contribuer au processus d'acceptation de cette nouvelle technologie, une analyse multicritère du capteur PET est proposée dans le chapitre 5. Celle-ci met en lumière la valeur réelle de ce projet alternatif, en considérant des facteurs techniques et économiques, mais aussi certains aspects sociaux.

---

2. L'entièreté de la phase expérimentale de ce travail a été réalisée dans le cadre d'un séjour d'étude réalisé à l'Universidad Técnica Federico Santa Maria de Valparaiso, Chili.



# Chapitre 1

## Etude théorique

Ce chapitre présente les bases théoriques nécessaires à la réalisation de ce travail en se concentrant sur la théorie des capteurs solaires thermiques plans, largement couverte par la littérature existante. Cette approche sera par la suite utilisée pour l'analyse du capteur alternatif étudié.

Dans un premier temps, le texte expose une analyse thermique des capteurs plans permettant de déduire l'expression théorique de leur rendement instantané, en fonction des conditions climatiques d'opération. La procédure permettant de déterminer expérimentalement ce rendement est ensuite détaillée, l'influence du débit de fluide caloporteur sur les performances du collecteur est également discutée. Dans un second temps, le principe de fonctionnement du thermosiphon est expliqué et un calcul semi-analytique approché du débit thermosiphonique est présenté. La problématique de la circulation inverse nocturne dans les systèmes thermosiphons est finalement abordée.

### 1.1 Analyse thermique des capteurs plans

Un panneau solaire thermique est un échangeur de chaleur capable de chauffer de l'eau chaude sanitaire en transformant les radiations solaires qu'il capte en chaleur et en transférant cette énergie à un fluide caloporteur. Une schématisation d'un capteur plan est montrée à la figure 1.1 et les différents transferts d'énergie dans le collecteur sont illustrés à la figure 1.2. Lorsque les rayonnements solaires directs et diffus atteignent la couverture du collecteur, une partie de ceux-ci est réfléchi vers l'atmosphère tandis que le reste est transmis à travers le vitrage et atteint la plaque absorbante. Cette plaque absorbe alors l'énergie solaire et la transforme en chaleur. Le fluide caloporteur, circulant dans un réseau de tube fixé en surface ou à l'intérieur de l'absorbeur, capte finalement cette chaleur lors de son passage dans le collecteur. Le vitrage crée un effet de serre au sein du collecteur en laissant passer les rayonnements solaires de faible longueur d'onde et en bloquant les radiations de grande longueur d'onde émises par l'absorbeur. Les pertes par radiation induite par les hautes températures de l'absorbeur sont ainsi limitées. En outre, le vitrage emprisonne une fine couche d'air stagnant au-dessus de la plaque absorbante ce qui limite les pertes par convection. L'isolant atténue quant à lui les pertes thermiques sur les parties latérales et inférieures du collecteur.

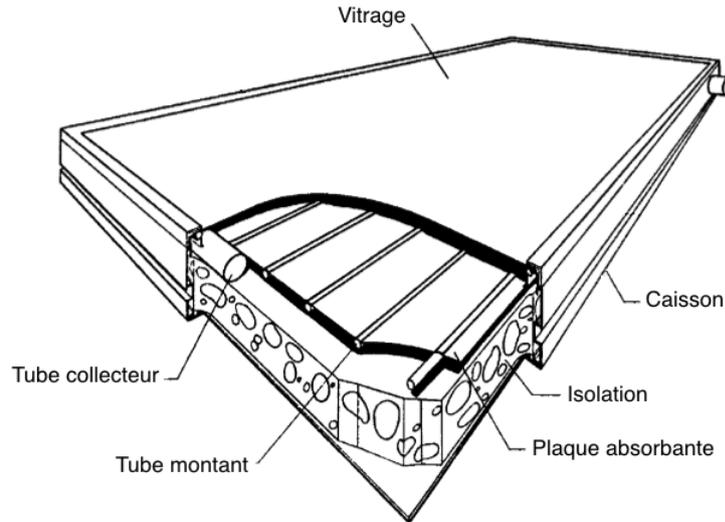


FIGURE 1.1 – Schématisation d'un capteur plan. Source : [14].

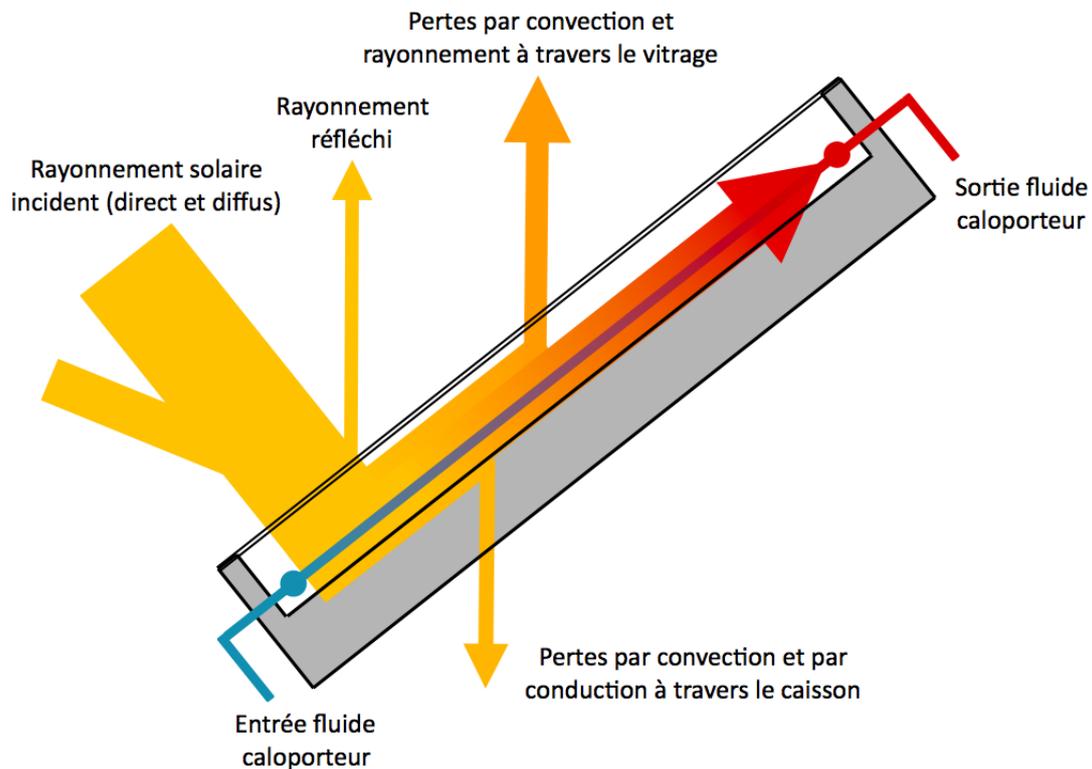


FIGURE 1.2 – Transfert d'énergie dans un capteur plan.

**Capteur PET :** le capteur PET est conçu de manière à reproduire les divers éléments d'un capteur plan classique. Les bouteilles en plastique constituent la structure du capteur à la place d'un caisson traditionnel et assurent un rôle similaire à celui du vitrage alors que les cartons Tetra Pak recouverts de peinture noire mate remplacent la plaque absorbante. Le réseau de canalisation est quant à lui réalisé à l'aide de tube en PVC tandis qu'un matériau de récupération approprié (papier froissé, frigolite, sac plastique, copeaux de bois...) est éventuellement placé

sous l'absorbeur, pour limiter les pertes thermiques de l'ensemble. Une coupe comparative d'un capteur plan et d'un capteur PET est montrée à la figure 1.3.

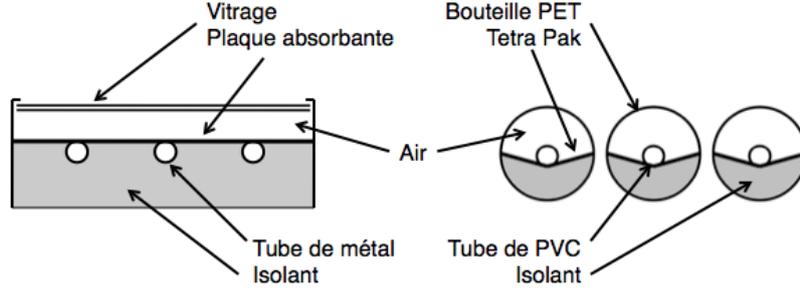


FIGURE 1.3 – Comparaison entre un capteur plan et un capteur PET.

### 1.1.1 Puissance absorbée

Les phénomènes de transfert de radiation solaire entre la couverture du capteur plan et la plaque absorbante sont schématisés à la figure 1.4 où  $\tau$  et  $\rho_D$  représentent les coefficients de transmission et de réflexion du vitrage, et  $\alpha$ , le coefficient d'absorption de la plaque absorbante.

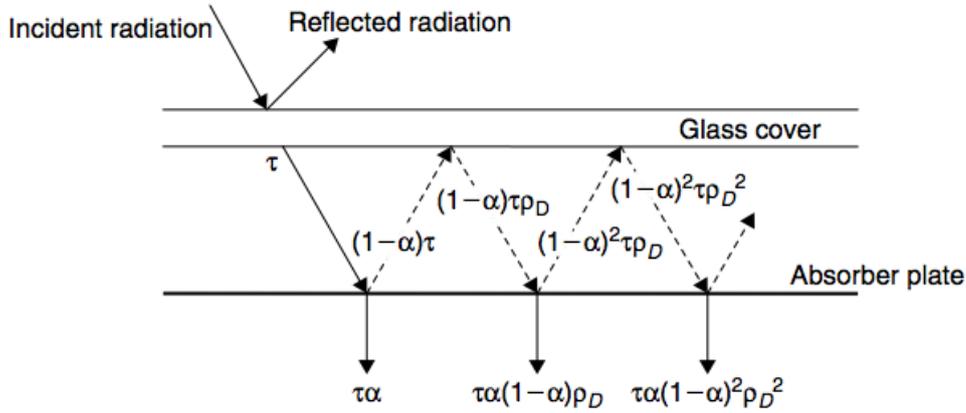


FIGURE 1.4 – Transfert de radiation solaire entre le vitrage et l'absorbeur. Source : [13].

Une fraction  $\tau$  des rayons incidents est transmise à travers le vitrage vers la plaque où une fraction  $\tau\alpha$  est absorbée alors qu'une fraction  $(1 - \alpha)\tau$  est réfléchi vers la vitre. Cette composante est ensuite partiellement réfléchi et une fraction  $(1 - \alpha)\tau\rho_D$  impacte alors de nouveau l'absorbeur où une partie sera absorbée et une autre réfléchi et ainsi de suite. La fraction de radiation solaire finalement absorbée par le collecteur est égale au produit  $(\tau\alpha)$  déterminé par [8] :

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=1}^{\infty} [(1 - \alpha)\rho_D]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_D} \quad (1.1)$$

En pratique, une approximation raisonnable pour la majorité des capteurs est donnée par [13] :

$$(\tau\alpha) \simeq 1.01\tau\alpha \quad (1.2)$$

La puissance absorbée  $Q_a$  est donc équivalente à

$$Q_a = A_c G_t (\tau \alpha) \quad (1.3)$$

avec  $G_t$  [ $W/m^2$ ], le taux de radiation atteignant la superficie  $A_c$  du collecteur.

### 1.1.2 Pertes thermiques

Les capteurs plans sont sujets à des phénomènes de pertes thermiques liés aux échanges de chaleur entre la plaque absorbante, portée à la température  $T_p$  par les radiations solaires absorbées, et l'ambiance à température  $T_a$ . En simplifiant, ces pertes peuvent être modélisées à l'aide d'une résistance thermique équivalente globale  $R_L$  au travers du coefficient total de pertes thermiques du collecteur. De cette manière, les pertes thermiques totales  $Q_L$  peuvent s'exprimer comme :

$$Q_L = \frac{T_p - T_a}{R_L} = A_c U_L (T_p - T_a) \quad (1.4)$$

Le coefficient total de pertes thermiques,  $U_L$  [ $W/(m^2 \cdot C)$ ], est une fonction complexe impliquant les paramètres constructifs du capteur et ses conditions d'opérations. Celui-ci s'exprime comme la somme des coefficients de pertes thermiques  $U_t$ ,  $U_b$  et  $U_e$ , respectivement relatifs aux parties supérieures, inférieures et latérales du capteur.

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (1.5)$$

La figure 1.5 schématise le réseau thermique équivalent d'un capteur plan ainsi que les coefficients de transfert de chaleur entre les différentes parties du collecteur (seules les contributions des parties latérales ne sont pas représentées). En régime permanent, le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le vitrage est égal à l'énergie perdue du vitrage à l'ambiance. Le coefficient  $U_t$  est égal à la somme de ces deux contributions :

$$U_t = \frac{1}{R_t A_c} = \frac{1}{(R_{p-g} + R_{g-a})} \quad (1.6)$$

avec les résistances équivalentes  $R_{p-g}$  et  $R_{g-a}$  données par<sup>1</sup> :

$$R_{p-g} = \frac{1}{A_c (h_{c,p-g} + h_{r,p-g})} \quad (1.7)$$

et

$$R_{g-a} = \frac{1}{A_c (h_{c,g-a} + h_{r,g-a})} \quad (1.8)$$

où

$h_{c,p-g}$  = coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le vitrage [ $W/(m^2 \cdot C)$ ].

$h_{c,g-a}$  = coefficient de transfert de chaleur par convection entre le vitrage et l'ambiance [ $W/(m^2 \cdot C)$ ].

$h_{r,p-g}$  = coefficient de transfert de chaleur par radiation entre l'absorbeur et le vitrage [ $W/(m^2 \cdot C)$ ].

$h_{r,g-a}$  = coefficient de transfert de chaleur par radiation entre le vitrage et l'ambiance [ $W/(m^2 \cdot C)$ ].

---

1. Les coefficients de transfert de chaleur par radiation sont ici linéarisés afin d'exprimer les échanges radiatifs sous la forme  $Q_r = h_r \Delta T_r$ .

Les transferts de chaleur par radiation entre les parties inférieures et latérales du collecteur et l'ambiance peuvent être négligés à cause de la faible température du caisson. Les coefficients  $U_b$  et  $U_e$  sont dès lors donnés par :

$$U_b = \frac{1}{\frac{t_b}{k_b} + \frac{1}{h_{c,b-a}}} \quad (1.9)$$

et

$$U_e = \frac{1}{\frac{t_e}{k_e} + \frac{1}{h_{c,e-a}}} \quad (1.10)$$

où

$t_b$  = épaisseur de l'isolation inférieure [m].

$t_e$  = épaisseur de l'isolation latérale [m].

$k_b$  = conductivité de l'isolant inférieur [ $W/(m^\circ C)$ ].

$k_e$  = conductivité de l'isolant latéral [ $W/(m^\circ C)$ ].

$h_{c,b-a}$  = coefficient de transfert de chaleur par convection entre la partie inférieure et l'ambiance [ $W/(m^2^\circ C)$ ].

$h_{c,e-a}$  = coefficient de transfert de chaleur par convection entre la partie latérale et l'ambiance [ $W/(m^2^\circ C)$ ].

Les détails de ce développement sont repris par [13], différentes méthodes d'évaluation de ces coefficients de transfert de chaleur y sont également expliquées.

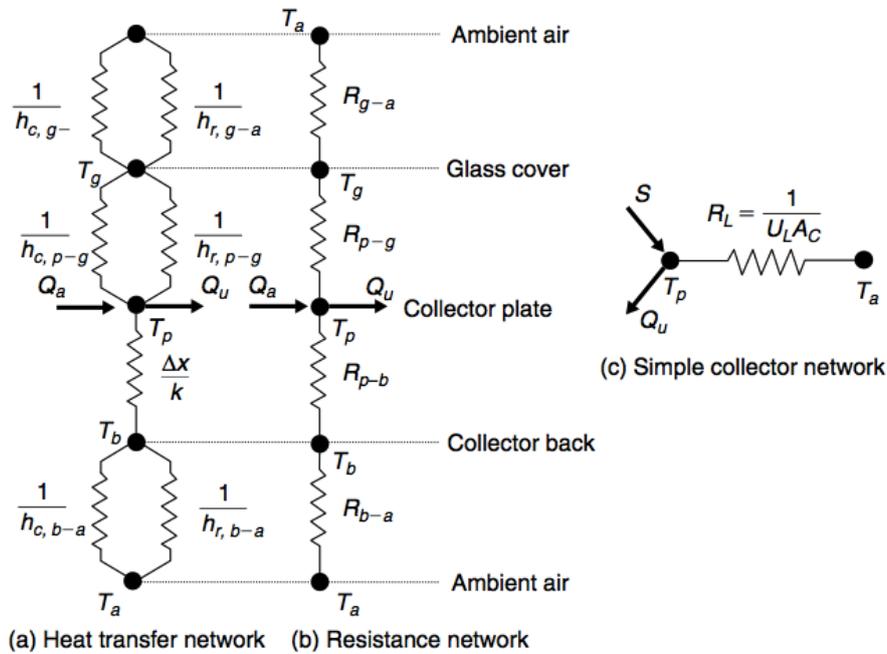


FIGURE 1.5 – Circuit thermique d'un collecteur à simple couverture : (a) échange de chaleur par conduction, convection et radiation ; (b) résistances thermiques équivalentes ; (c) coefficient global de pertes thermiques. Source : [13].

### 1.1.3 Energie utile et rendement

La puissance utile extraite du collecteur  $Q_u$  se détermine via la relation suivante :

$$Q_u = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (1.11)$$

où :

$\dot{m}$  = débit massique du fluide caloporteur [ $kg/s$ ].

$c_p$  = chaleur massique du fluide caloporteur [ $J/(kg^\circ C)$ ].

$T_i$  = température du fluide caloporteur à l'entrée du collecteur [ $^\circ C$ ].

$T_o$  = température du fluide caloporteur à la sortie du collecteur [ $^\circ C$ ].

A l'état stationnaire, cette puissance utile est aussi égale à la différence entre la puissance absorbée et les pertes thermiques, comme le montre la figure 1.6.

$$Q_u = Q_a - Q_L = A_c [G_t(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)] \quad (1.12)$$

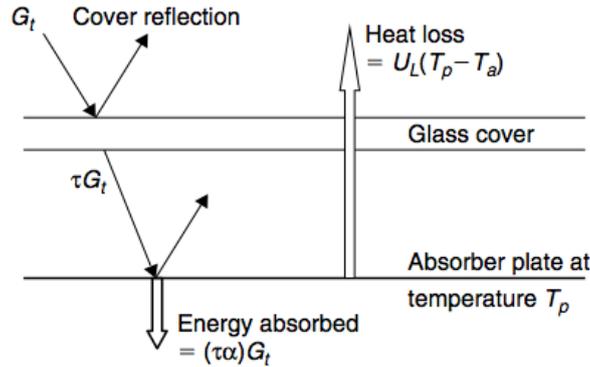


FIGURE 1.6 – Radiation absorbée et pertes thermiques dans un capteur plan. Source : [13].

Pour simplifier les développements futurs, il est utile d'exprimer  $Q_u$  comme une fonction de la différence  $T_i - T_a$  et non de  $T_p - T_a$ , car la température de la plaque absorbante est une donnée peu accessible en pratique. Ce changement de variable s'effectue au moyen du facteur  $F_R$  - *Heat Removal Factor* - représentant le rapport entre la chaleur utile réellement extraite et celle extraite pour  $T_p = T_i$  :

$$F_R = \frac{Q_u}{Q_u|_{T_p=T_i}} = \frac{A_c [G_t(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)]}{A_c [G_t(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)]} \quad (1.13)$$

L'expression du facteur  $F_R$  est donnée par [8] :

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_c}{\dot{m}c_p}\right) \right] \quad (1.14)$$

où  $F'$  représente le facteur de rendement du capteur, une fonction des paramètres constructifs de ce dernier. Les développements menant aux expressions détaillées de  $F_R$  et  $F'$  sont présentés par [13].

En tenant compte de la relation 1.13, l'équation 1.12 se transforme :

$$Q_u = A_c [G_t F_R(\tau\alpha) - F_R U_L (T_i - T_a)] \quad (1.15)$$

Le rendement instantané du collecteur s'exprime comme le rapport de la puissance utile par le taux de radiation solaire atteignant la surface du collecteur :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_t} = \left[ F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_t} \right] \quad (1.16)$$

En réalité, le produit  $F_R U_L$  varie linéairement avec la différence de température  $T_i - T_a$  [13]. En définissant :

$$F_R(\tau\alpha) = \eta_0 \quad (1.17)$$

et

$$F_R U_L = a_1 + a_2 (T_i - T_a) \quad (1.18)$$

l'expression 1.16 se réécrit alors :

$$\eta = \eta_0 - a_1 \left( \frac{T_i - T_a}{G_t} \right) - a_2 G_t \left( \frac{T_i - T_a}{G_t} \right)^2 \quad (1.19)$$

Le rendement d'un collecteur est donc d'autant plus élevé que la température d'entrée du fluide caloporteur est faible. Ce rendement atteint le rendement optique du capteur  $\eta_0$ , lorsque  $T_i = T_a$ . A l'extrême, si  $T_i$  est inférieur à  $T_a$ , un transfert de chaleur s'opère depuis l'ambiance vers le collecteur, ce qui accroît encore les performances du système.

**Remarques :** les développements ci-dessus sont réalisés sur base de la méthode américaine. L'approche européenne exprime les équations de la chaleur utile et du rendement en fonction de la différence  $T_m - T_a$  au lieu de la différence  $T_i - T_a$ , avec  $T_m$  la température moyenne du fluide caloporteur donnée par :

$$T_m = T_i + \frac{\Delta T}{2} \quad (1.20)$$

où  $\Delta T$  représente la différence  $T_o - T_i$ . Le facteur  $F_R$  se remplace alors par le facteur  $F_{av}$  défini par :

$$F_{av} = \frac{Q_u}{Q_u|_{T_p=T_m}} = \frac{A_c [G_t(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)]}{A_c [G_t(\tau\alpha) - U_L(T_m - T_a)]} \quad (1.21)$$

Par conséquent, les expressions 1.15 et 1.16 se transforment en :

$$Q_u = A_c [G_t F_{av}(\tau\alpha) - F_{av} U_L (T_m - T_a)] \quad (1.22)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_t} = \left[ F_{av}(\tau\alpha) - F_{av} U_L \frac{(T_m - T_a)}{G_t} \right] \quad (1.23)$$

En posant :

$$F_{av}(\tau\alpha) = \eta_0^* \quad (1.24)$$

et

$$F_{av} U_L = a_1^* + a_2^* (T_m - T_a) \quad (1.25)$$

l'expression 1.23 se réécrit alors comme :

$$\eta = \eta_0^* - a_1^* \left( \frac{T_m - T_a}{G_t} \right) - a_2^* G_t \left( \frac{T_m - T_a}{G_t} \right)^2 \quad (1.26)$$

La relation liant les coefficients  $F_R$  et  $F_{av}$ , obtenue en éliminant  $\eta$  et  $T_o$  des équations 1.11, 1.16 et 1.23, est donnée par [4] :

$$F_R = F_{av} \left( 1 + \frac{A_c F_{av} U_L}{2 \dot{m} c_p} \right)^{-1} \quad (1.27)$$

Une méthode expérimentale permettant d'obtenir les paramètres  $\eta_0^*$ ,  $a_1^*$  et  $a_2^*$  ainsi que leurs homologues  $\eta_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  est décrite à la section 1.2 ci-dessous.

Les formules et coefficients issus de la méthode américaine seront utilisés lors des simulations afin de simplifier les calculs, car le rendement ne dépend alors pas de  $T_o$ .

## 1.2 Performances des capteurs plans

Cette section décrit la procédure expérimentale permettant de déterminer la courbe de rendement standardisé d'un capteur solaire thermique en accord avec la norme EN12975-2 [3], la référence européenne en vigueur. Cette courbe est essentielle, car elle permet d'effectuer une comparaison rigoureuse des rendements de différents collecteurs. Elle est en outre indispensable au processus de prévision des performances à long terme de tout système solaire thermique.

**Remarque :** la norme décrit une procédure réellement restrictive visant entre autres l'obtention de certificats légaux à des fins commerciales. Les objectifs de ce travail n'allant pas dans ce sens, certaines restrictions normatives ont été adaptées en fonction du matériel disponible au laboratoire, notamment en ce qui concerne la précision des appareils de mesure. Les adaptations importantes sont détaillées dans le texte.

### 1.2.1 Installation expérimentale

La figure 1.7 schématise le banc de test disponible au laboratoire. Pour les besoins de l'essai, le débit massique ainsi que la température d'entrée du fluide sont régulés. Les mesures de températures  $T_i$  et  $T_o$  s'effectuent directement à l'entrée et à la sortie du collecteur et le capteur de température ambiante se place à l'ombre dans un abri ouvert aux mouvements d'air. La vitesse du vent dans le plan du capteur est également surveillée, car des valeurs extrêmes peuvent influencer significativement le comportement du capteur.

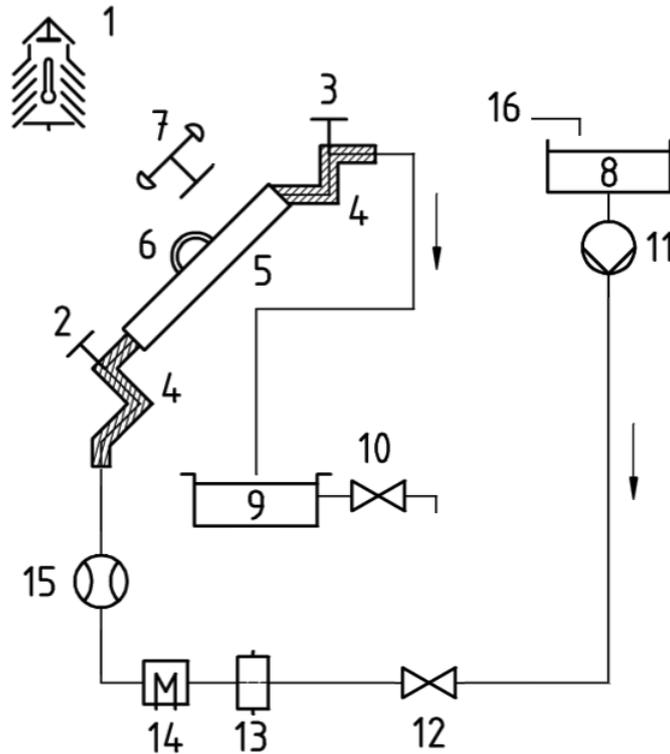


FIGURE 1.7 – Schématisation du banc d'essai. Adapté de [3].

### Légende

- |   |   |
|---|---|
| 1 Sonde de température de l'air ambiant | 9 Réservoir de sortie                     |
| 2 Sonde de température $T_i$            | 10 Vanne de purge                         |
| 3 Sonde de température $T_o$            | 11 Pompe                                  |
| 4 Tuyau isolé                           | 12 Vanne de régulation de débit           |
| 5 Capteur solaire                       | 13 Filtre ( $200\mu m$ )                  |
| 6 Pyranomètre                           | 14 Chauffe-eau                            |
| 7 Anémomètre                            | 15 Rotamètre                              |
| 8 Réservoir à niveau constant           | 16 Alimentation depuis le réseau de ville |

Afin de supprimer l'influence de l'angle d'incidence des rayons solaires sur le plan du capteur, celui-ci est monté sur une structure mobile permettant un suivi manuel de la trajectoire azimutale et oblique du soleil. De cette manière, une incidence normale est garantie durant toute la période d'essai. Ce dispositif permet en outre de travailler avec un taux de radiation relativement constant. Un pyranomètre est monté de manière parallèle au plan du capteur afin de mesurer avec exactitude le taux de radiation solaire atteignant le dispositif.

Le banc de test est positionné de manière à ce qu'aucune ombre n'atteigne le capteur durant les essais. La proximité directe d'éléments pouvant entraîner une réflexion démesurée de rayons solaires vers la surface du collecteur doit être également évitée, car cela pourrait fausser l'éva-

luation du taux de radiation réellement perçu.

### 1.2.2 Calcul du rendement

Afin de déterminer la courbe de rendement instantané du capteur, les grandeurs suivantes doivent être mesurées lors d'une série d'essais distincts :

$T_a$  = température ambiante [ $^{\circ}C$ ].

$T_i$  = température d'entrée du fluide caloporteur [ $^{\circ}C$ ].

$T_o$  = température de sortie du fluide caloporteur [ $^{\circ}C$ ].

$\dot{m}$  = débit massique du fluide caloporteur [ $m/s$ ].

$G_t$  = taux de radiation solaire totale dans le plan du collecteur [ $W/m^2$ ].

$A_c$  = superficie du collecteur [ $m^2$ ].

Le rendement du collecteur se détermine intuitivement via la relation suivante :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_t} = \frac{\dot{m} c_p (T_o - T_i)}{A_c G_t} \quad (1.28)$$

Ce rendement peut s'approximer comme une équation du second degré (cf. équation 1.26) :

$$\eta = \eta_0^* - a_1^* \left( \frac{T_m - T_a}{G_t} \right) - a_2^* G_t \left( \frac{T_m - T_a}{G_t} \right)^2 \quad (1.29)$$

équivalente à

$$\eta = \eta_0^* - a_1^* T_m^* - a_2^* G_t (T_m^*)^2 \quad (1.30)$$

où  $T_m^*$  représente la différence de température réduite définie par :

$$T_m^* = \frac{T_m - T_a}{G_t} \quad (1.31)$$

Les essais visent à relever expérimentalement les grandeurs  $T_a$ ,  $T_i$ ,  $T_o$ ,  $\dot{m}$  et  $G_t$  pour un ensemble de conditions d'opérations à l'état stationnaire, réparties sur la plage d'utilisation du capteur. Ces données permettent de calculer une série de points  $(X, Y) = (T_m^*, \eta)$  via les relations 1.28 et 1.31. Les coefficients  $\eta_0^*$ ,  $a_1^*$  et  $a_2^*$  sont déterminés en effectuant une approximation par la méthode des moindres carrés du nuage de points obtenu. En général, un ajustement du second ordre est utilisé. Si la valeur de  $a_2$  se révèle négative alors un ajustement linéaire est employé.

**Remarque :** les paramètres  $\eta_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  issus de l'approche américaine et utilisés dans les simulations se déterminent de manière similaire à la méthode décrite ci-dessus. L'ajustement de la courbe statistique est alors réalisé sur base du couple  $(X, Y) = ((T_i - T_a)/G_t, \eta)$ .

### 1.2.3 Conditions d'essai

Chaque essai visant à déterminer un couple  $(T_m^*, \eta)$  doit être réalisé dans des conditions telles que le collecteur opère à l'état stationnaire, c'est-à-dire en maintenant les grandeurs  $T_a$ ,  $T_i$ ,  $\dot{m}$  et  $G_t$  à des valeurs constantes<sup>2</sup>. En pratique, la norme autorise des écarts par rapport à la valeur moyenne mesurée durant l'essai, ceux-ci sont repris dans la table 1.1.

---

2. La norme ne précise rien au sujet de  $T_o$  mais celle-ci doit évidemment rester constante durant l'essai afin de garantir qu'un régime constant est atteint.

$T_a$	$\pm 1,5^\circ C$
$T_i$	$\pm 0,1^\circ C$
$\dot{m}$	$\pm 1\%$
$G_t$	$\pm 50W/m^2$

TABLE 1.1 – Ecart autorisé (par rapport à la valeur moyenne) des paramètres mesurés au cours d’une période d’essai.

Pour assurer la validité de l’essai, il est nécessaire de travailler avec un taux de radiation solaire totale minimum de  $700W/m^2$  et d’imposer un débit massique de fluide caloporteur d’environ  $0.02kg/s$  par  $m^2$  de collecteur. La vitesse du vent doit de plus rester inférieure à  $3m/s$  tout au long de l’essai.

**Adaptation :** les écarts admissibles sur la température d’entrée et le débit ont dû être arbitrairement rehaussés lors des expérimentations, car les conditions de travail ne permettaient pas d’obtenir des données respectant exactement les limites définies par la norme. Les écarts utilisés en pratique ont été fixés à  $\pm 0,3^\circ C$  pour  $T_i$  et  $\pm 5\%$  pour  $\dot{m}$ .

#### 1.2.4 Mode opératoire

Afin d’obtenir un nuage de points représentatif du comportement du capteur, celui-ci doit être soumis à l’essai pour au moins quatre valeurs de  $T_i$  réparties équitablement sur sa plage de fonctionnement. Dans le but de déterminer le coefficient  $\eta_0$  avec une précision suffisante, le premier essai doit être réalisé avec une valeur de  $T_i$  approximativement égale à  $T_a$ . Quatre points de données indépendants doivent être obtenus pour chaque valeur  $T_i$  utilisée. Chacun des 16 essais permettant alors de déterminer un couple  $(T_m^*, \eta)$  indépendant.

Les essais doivent être effectués durant un laps de temps suffisamment long pour garantir un fonctionnement du capteur à l’état stationnaire. Si la constante de temps du capteur n’est pas connue, la durée de l’essai doit comporter une période de conditionnement préalable de 15 min suivie par la période de test à proprement parler d’une durée minimale de 10 min.

**Adaptation :** le système de régulation de la température d’entrée permettait de maintenir celle-ci constante, mais pas de fixer finement sa valeur à priori. De ce fait, de nombreuses valeurs de  $T_i$  réparties sur la plage de fonctionnement du capteur ont été utilisées, mais quatre points indépendants n’ont pas nécessairement été obtenus pour chacune d’entre elles.

En respectant ce mode opératoire et en appliquant le processus expliqué précédemment, l’opérateur est alors à même de déterminer la courbe de rendement standardisé du collecteur soumis à l’essai.

### 1.3 Rendement à débit variable

La procédure de test décrite ci-dessus permet de déterminer les paramètres  $\eta_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  (et donc les produits  $F_R(\tau\alpha)$  et  $F_R U_L$ ) pour un débit particulier. Lorsqu’un débit différent du débit de référence est utilisé en opération, il est nécessaire d’appliquer un rapport de conversion à

l'expression du rendement. En effet dans l'expression 1.16 obtenue précédemment,

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_t} \quad (1.32)$$

le facteur  $F_R$  est en réalité fonction du débit massique  $\dot{m}$  comme le montre l'équation 1.14 :

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_c}{\dot{m}c_p}\right) \right] \quad (1.33)$$

En pratique  $F'$  est supposé constant avec  $\dot{m}$ , tout comme le sont  $(\tau\alpha)$  et  $U_L$ . Le facteur  $r$ , par lequel les produits  $F_R(\tau\alpha)$  et  $F_R U_L$  doivent être corrigés, est donné par [8] :

$$r = \frac{F_R(\tau\alpha)|_{\text{opé}}}{F_R(\tau\alpha)|_{\text{ref}}} = \frac{F_R U_L|_{\text{opé}}}{F_R U_L|_{\text{ref}}} = \frac{\frac{\dot{m}c_p}{A_c} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_c}{\dot{m}c_p}\right) \right]|_{\text{opé}}}{F_R U_L|_{\text{ref}}} \quad (1.34)$$

avec les indices « opé » et « ref » référant respectivement aux conditions d'opération et de référence. Le produit  $U_L F'$  se calcule à partir de l'équation 1.33 aux conditions de référence :

$$U_L F' = -\frac{\dot{m}c_p}{A_c} \ln\left(1 - \frac{A_c F_R U_L}{\dot{m}c_p}\right) \Big|_{\text{ref}} \quad (1.35)$$

Le rendement à débit d'opération quelconque s'exprime donc comme :

$$r\eta = r \left[ F_R(\tau\alpha)|_{\text{ref}} - F_R U_L|_{\text{ref}} \frac{(T_i - T_a)}{G_t} \right] \quad (1.36)$$

ou bien :

$$r\eta = r \left[ \eta_0 - a_1 \left( \frac{T_i - T_a}{G_t} \right) - a_2 G_t \left( \frac{T_i - T_a}{G_t} \right)^2 \right] \quad (1.37)$$

Un développement similaire peut être effectué pour corriger l'expression du rendement donnée par la méthode européenne.

L'évolution du facteur  $r$  en fonction de  $\dot{m}$  est tracée à la figure 1.8 en utilisant les données obtenues pour le capteur PET soumis à l'essai de rendement (cf. chapitre 3). Le débit de référence  $\dot{m}|_{\text{ref}}$  est fixé à  $0,0265 [kg/s]^3$ . Le facteur  $r$  augmente fortement au départ et atteint une valeur unitaire pour  $\dot{m} = \dot{m}|_{\text{ref}}$ . L'augmentation de  $r$  sature légèrement au-dessus de l'unité pour les valeurs de débits supérieures à  $\dot{m}|_{\text{ref}}$ . Le rendement et la puissance utile extraite d'un collecteur sont donc des fonctions croissantes de son débit d'utilisation. Le gain est cependant limité pour les hautes valeurs de  $\dot{m}$ .

## 1.4 Analyse du thermosiphon

Le thermosiphon désigne un phénomène de circulation naturelle d'un fluide lié aux différences de densités dues à des variations de température au sein d'un système. Dans un chauffe-eau solaire

---

3. Le capteur PET utilisé pour effectuer les essais de rendement (dont les résultats sont donnés dans le chapitre 3) possède une surface d'absorption de  $1,327m^2$ . Le débit de référence  $\dot{m}|_{\text{ref}}$  est donc égale à  $0,0265 [kg/s]$  ce qui correspond à un débit de  $0,02 [kg/s]$  par  $m^2$  de collecteur, comme le précise la norme.

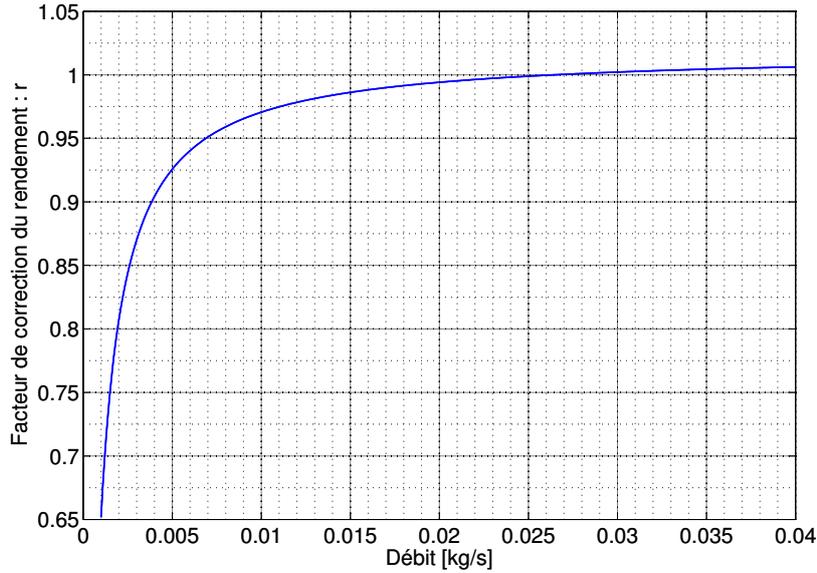


FIGURE 1.8 – Evolution du facteur de correction du rendement en fonction du débit ( $\dot{m}|_{ref} = 0,0265 [kg/s]$ , courbe obtenue avec les données de l’essai de rendement du capteur PET, cf. chapitre 3).

à thermosiphon, la circulation du fluide caloporteur est assurée par l’échauffement de celui-ci lors de son passage dans le collecteur. Le fluide chauffé, plus léger, remonte naturellement dans le réservoir situé au-dessus du capteur alors que le fluide sortant du réservoir, plus froid et donc plus lourd, descend dans le collecteur sous l’effet de la gravité. Le fonctionnement du thermosiphon est illustré à la figure 1.9. La colonne d’eau froide (à gauche de la figure) pousse la colonne d’eau chaude (à droite) à l’intérieur du réservoir. Un point de fonctionnement est atteint lorsque les pertes de charge liées à l’écoulement du fluide dans le circuit viennent équilibrer la pression motrice créée par le thermosiphon. En pratique, le volume d’eau contenu dans le réservoir passe plusieurs fois par jour dans le collecteur et se réchauffe ainsi au fur et à mesure de la journée.

Le problème majeur de l’étude d’un thermosiphon consiste à déterminer le débit  $\dot{m}$ , s’établissant dans le circuit comme une fonction des paramètres constructifs du dispositif et des conditions climatiques d’opérations. Ce débit peut s’obtenir de manière approchée, en considérant une résolution globale et semi-analytique sur l’ensemble du système. Cette méthode se divise en trois étapes :

1. Calcul de la pression motrice thermosiphonique en fonction de la différence  $T_o - T_i$ , celle-ci est ensuite exprimée comme une fonction de  $\eta$ , variable avec  $\dot{m}$ .
2. Calcul des pertes de charge sur l’ensemble du circuit en fonction de  $\dot{m}$ .
3. Résolution de l’équation obtenue en égalant les relations découlant des étapes *I* et *II*.

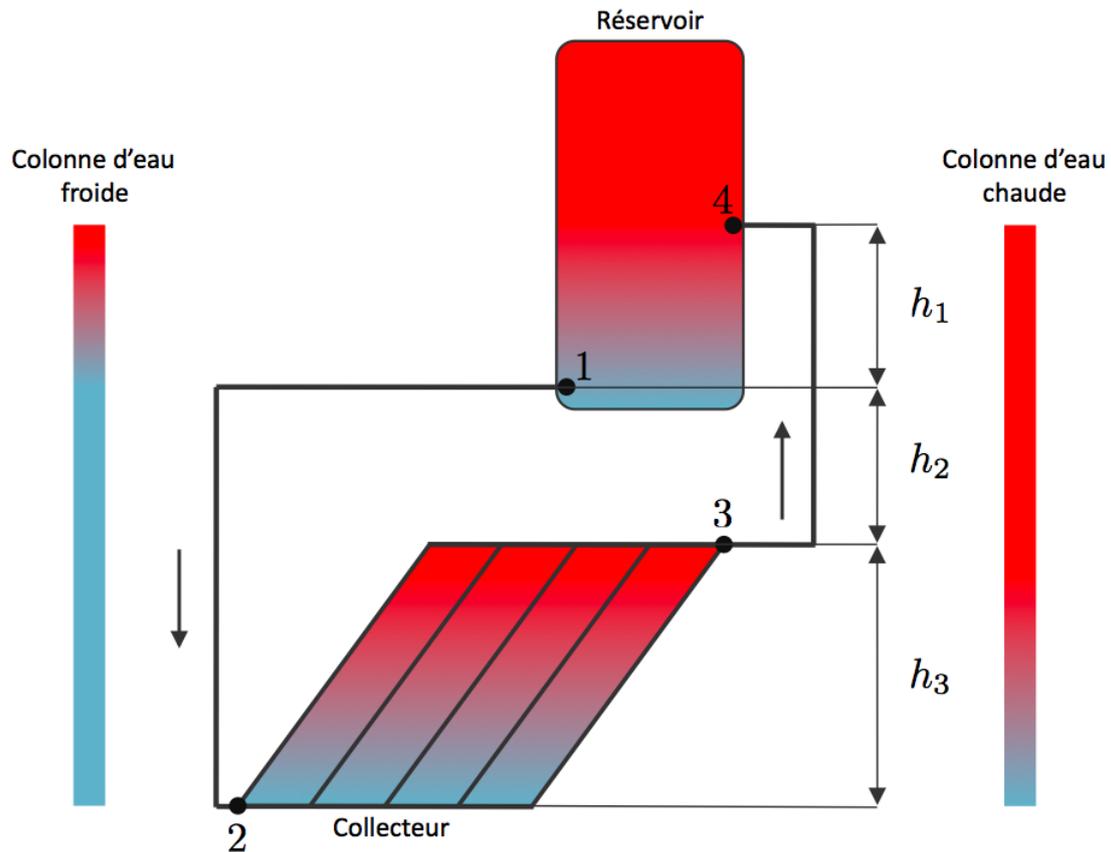


FIGURE 1.9 – Principe de fonctionnement du thermosiphon.

Les hypothèses prises en compte afin de simplifier la résolution du problème sont listées ci-dessous :

#### Hypothèses :

1. Le système opère en conditions quasi stationnaires.
2. Les pertes thermiques dans les tuyaux de connexions sont négligeables.
3. Les distributions de température dans le collecteur et le réservoir sont linéaires.
4. L'écoulement du fluide dans le circuit est unidirectionnel et parallèle à la direction des tuyaux.
5. L'écoulement est supposé laminaire.
6. La densité est une fonction linéaire de la température.
7. L'énergie cinétique du fluide est négligeable.
8. Le débit est identique dans chaque tube montant du collecteur.

#### 1.4.1 Pression motrice

Les points 1, 2, 3 et 4 représentent respectivement les points de sortie du réservoir, d'entrée du collecteur, de sortie du collecteur et d'entrée du réservoir (cf. figure 1.9). La pression motrice du thermosiphon,  $H_{th}$  [Pa], est créée par la différence de pression hydrostatique appliquée par les colonnes d'eau froide et d'eau chaude sur le point 2. Elle s'exprime comme :

$$H_{th} = P_{\text{colonne froide}} - P_{\text{colonne chaude}} = [P_{1-4} + P_{2-1}] - [P_{3-4} + P_{2-3}] \quad (1.38)$$

avec  $P_{i-j}$  en  $[Pa]$ , la pression hydrostatique appliquée par la colonne d'eau de hauteur  $h_j - h_i$  sur le point  $i$ , exprimée par :

$$P_{i-j} = \rho gh|_{i-j} \quad (1.39)$$

Par définition,  $H_{th} > 0$  provoque une circulation directe du fluide dans le sens anti-horlogique du circuit. En combinant les équations 1.38 et 1.39, il vient :

$$H_{th} = g[h_1\rho(T_{m,1-4}) + (h_2 + h_3)\rho(T_{m,2-1})] - [(h_1 + h_2)\rho(T_{m,3-4}) + h_3\rho(T_{m,2-3})] \quad (1.40)$$

où :

$g$  = constante gravitationnelle.

$h_1$  = différence de hauteur entre l'entrée et la sortie du réservoir  $[m]$ .

$h_2$  = différence de hauteur entre la sortie du réservoir et la sortie du collecteur  $[m]$ .

$h_3$  = différence de hauteur entre l'entrée et la sortie du collecteur  $[m]$ .

$\rho(T)$  = masse volumique, fonction de la température  $[kg/m^3]$ .

$T_{m,i-j}$  = température moyenne sur le segment  $i-j$   $[^\circ C]$ .

La masse volumique s'exprime comme (hypothèse 6) :

$$\rho(T) = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad (1.41)$$

avec  $\rho_0$ , la masse volumique à la température de référence  $T_0$  et  $\beta$  le coefficient de dilatation thermique linéaire de l'eau. En substituant 1.41 dans 1.40 et en réarrangeant, il vient :

$$H_{th} = g\rho_0\beta[h_1(T_{m,3-4} - T_{m,1-4}) + h_2(T_{m,3-4} - T_{m,1-2}) + h_3(T_{m,2-3} - T_{m,1-2})] \quad (1.42)$$

En se référant à la figure 1.9, il apparait intuitivement que les différences  $T_{m,3-4} - T_{m,1-4}$ ,  $T_{m,3-4} - T_{m,1-2}$  et  $T_{m,2-3} - T_{m,1-2}$  sont positives ce qui donne bien lieu à une pression motrice positive.

Les hypothèses 2 et 3 donnent respectivement :

$$T_i = T_2 = T_1 = T_{m,1-2} \quad \text{et} \quad T_o = T_3 = T_4 = T_{m,3-4} \quad (1.43)$$

et

$$T_{m,1-4} = T_{m,2-3} = \frac{T_o + T_i}{2} \quad (1.44)$$

Ces égalités permettent finalement d'exprimer l'équation 1.42 sous la forme :

$$H_{th} = g\rho_0\beta\left(\frac{h_1}{2} + h_2 + \frac{h_3}{2}\right)(T_o - T_i) \quad (1.45)$$

$H_{th}$  est donc une fonction croissante de la différence de température  $T_o - T_i$  et des hauteurs  $h_1$ ,  $h_2$  et  $h_3$  du circuit.

### 1.4.1.1 Changement de variable

Soit l'expression 1.28 :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_t} = \frac{\dot{m} c_p (T_o - T_i)}{A_c G_t} \quad (1.46)$$

en isolant  $(T_o - T_i)$  et en multipliant  $\eta$  par  $r$ , le facteur de correction pour un fonctionnement à débit quelconque, il vient :

$$(T_o - T_i) = \frac{A_c G_t}{\dot{m} c_p} r \eta \quad (1.47)$$

En injectant 1.47 dans 1.45, celle-ci devient :

$$H_{th} = C \frac{A_c G_t}{\dot{m} c_p} r \eta \quad (1.48)$$

avec

$$C = g \rho \beta \left( \frac{h_1}{2} + h_2 + \frac{h_3}{2} \right) \quad (1.49)$$

### 1.4.2 Pertes de charge

Les pertes de charge dans le système,  $H_f$  [Pa], s'évaluent en considérant la somme des contributions de chaque partie du circuit. Elle s'exprime comme :

$$H_f = H_{f,c} + H_{f,p} + H_{f,t} \quad (1.50)$$

avec  $H_{f,c}$ ,  $H_{f,p}$  et  $H_{f,t}$ , les contributions relatives au collecteur, aux tuyaux de connexions et à l'entrée et à la sortie du réservoir.

Ces pertes de charge se déterminent à l'aide de la formule généralisée :

$$H_f = \left( \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.51)$$

où

$L$  = longueur de tuyau [m].

$D$  = diamètre hydraulique de la conduite [m].

$v$  = vitesse moyenne de débit dans la conduite [m/s].

$\lambda$  = coefficient de pertes de charge linéaires [-].

$\zeta$  = coefficient de pertes de charge singulières [-].

Les coefficients de pertes de charge singulières sont en partie remplacés par des longueurs de conduite équivalentes, car les valeurs de  $\zeta$  renseignées dans la littérature correspondent généralement à des nombres de Reynolds élevés. Le tableau 1.2 dresse la liste de ces coefficients.

L'écoulement est supposé laminaire dans tout le circuit, le coefficient de pertes de charge linéaires est alors donné par :

$$\lambda = \frac{64}{Re_D} \quad (1.52)$$

avec  $Re_D$  le nombre de Reynolds lié au diamètre de la conduite considérée.

Entrée du réservoir	$\zeta_i = 1$
Sortie du réservoir	$\zeta_o = 0.5$
Coude à 90°	$L_{eq,90} = 30D, Re < 2000$
Coude à 45°	$L_{eq,45} = 20D, Re < 2000$
T sens passant	$L_{eq,Tp} = 20D$
T sens bifurquant	$L_{eq,Tb} = 60D$
Réduction	$\zeta_{red} = \left(1, 2 + \frac{160}{Re_i}\right) \left[\left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4 - 1\right], Re < 2500$
Expansion	$\zeta_{exp} = 2 \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4\right], Re < 4000$

TABLE 1.2 – Coefficients de pertes de charge singulières et longueurs équivalentes ( $D_i$  = diamètre d'entrée,  $D_o$  = diamètre de sortie et  $Re_i$  = nombre de Reynolds calculé pour la conduite d'entrée). Source : [13] et [22].

### Collecteur

Le réseau de tube sur lequel se base l'analyse des pertes de charge dans le collecteur est représenté à la figure 1.10. Le débit est supposé identique dans chaque tube montant bien que ce ne soit pas exactement le cas en pratique. En effet, les pertes de charge liées à la combinaison des flux dans les T du tube collecteur supérieur sont plus élevées que celles liées à la division des flux dans le tube collecteur inférieur. Cela est dû aux effets de séparation apparaissant seulement lors de la combinaison des flux [38]. Cette différence donne lieu un débit non uniforme dans le collecteur. Afin de respecter le bilan d'énergie totale, le débit dans les tubes montant est minimum dans le tube 1 et croit pour atteindre un maximum dans le tube  $n_r$ . Ce phénomène est cependant limité dans les collecteurs fonctionnant en thermosiphon, car un débit plus faible dans un tube montant provoque une différence de température plus élevée de part et d'autre du tube ce qui donne lieu à une augmentation du débit, par circulation naturelle.

Le débit dans chaque tube montant est donc supposé égal à :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}}{n_r} \quad (1.53)$$

avec  $n_r$ , le nombre de tubes montant du collecteur et  $\dot{m}$ , le débit à l'entrée du collecteur. Les débits à l'intérieur d'un segment  $j$  du tube collecteur inférieur ou supérieur, respectivement noté  $\dot{m}_{h-i,j}$  et  $\dot{m}_{h-o,j}$ , sont quant à eux donnés par :

$$\dot{m}_{h-i,j} = (n_r - j) \frac{\dot{m}}{n_r} \quad (1.54)$$

$$\dot{m}_{h-o,j} = j \frac{\dot{m}}{n_r} \quad (1.55)$$

Les pertes de charge dans le collecteur se divisent en deux parties distinctes :

$$H_{f,c} = H_{f,r-tot} + H_{f,h-tot} \quad (1.56)$$

avec  $H_{f,r-tot}$  et  $H_{f,h-tot}$ , les pertes de charge relatives aux tubes montants et aux tubes collecteurs du capteur.

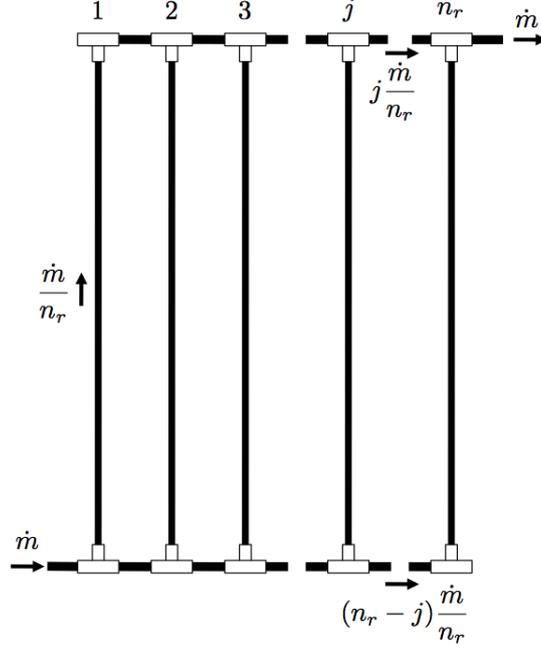


FIGURE 1.10 – Réseau de tube du collecteur, débit dans chaque bras exprimé en fraction du débit principal  $\dot{m}$ .

Les pertes de charge dans les tubes montants se déterminent en se référant à la vue détaillée montrée à la figure 1.11. Si le diamètre des tubes montants diffère de celui des tubes collecteurs, il est nécessaire d'utiliser une connexion en T incluant une réduction dans le sens bifurquant. Les pertes de charge induites par cet élément sont calculées en considérant un T classique sur lequel une réduction est couplée directement à l'embranchement. Dès lors,  $H_{f,r-tot}$  s'exprime comme :

$$H_{f,r-tot} = H_{f,r} + H_{f,Tb} + H_{f,red} + H_{f,exp} \quad (1.57)$$

où

$H_{f,r}$  = pertes de charge linéaires dans le tube montant.

$H_{f,Tb}$  = pertes de charge singulières dans les T en sens bifurquant.

$H_{f,red}$  = pertes de charge singulières dans la réduction vers le tube montant

$H_{f,exp}$  = pertes de charge singulières dans l'expansion vers le T du tube collecteur supérieur.

Ces termes sont donnés par :

$$H_{f,r} = \lambda \frac{L_r}{D_r} \frac{\rho v_r^2}{2} = 32\nu\rho \frac{L_r}{D_r^2} v_r \quad (1.58)$$

$$H_{f,Tb} = 2 \left( \lambda \frac{L_{eq,Tb}}{D_h} \frac{\rho v_{h-r}^2}{2} \right) = 64\nu\rho \frac{L_{eq,Tb}}{D_h^2} v_{h-r} \quad (1.59)$$

$$H_{f,red} = \zeta_{red} \frac{\rho v_{h-r}^2}{2} = \rho \left[ \left( \frac{D_h}{D_r} \right)^4 - 1 \right] \left( 0,6 v_{h-r}^2 + 80\nu \frac{1}{D_h} v_{h-r} \right) \quad (1.60)$$

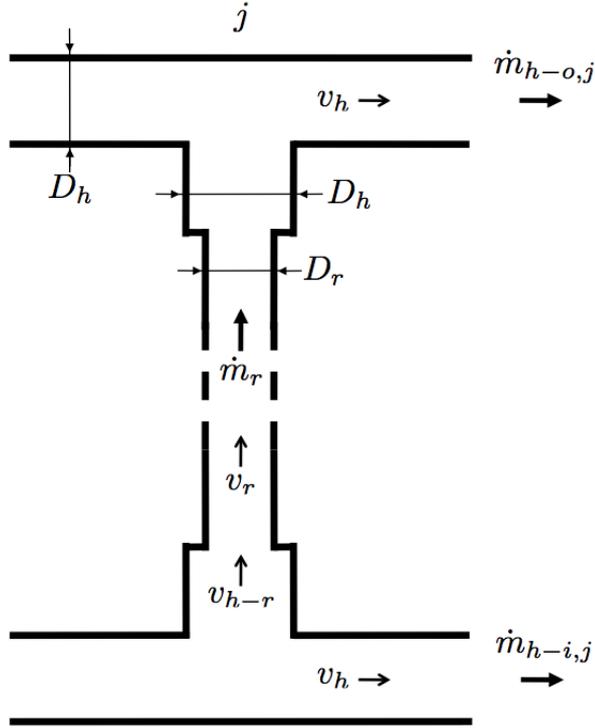


FIGURE 1.11 – Détails d'un tube montant du collecteur.

$$H_{f,exp} = \zeta_{exp} \frac{\rho v_r^2}{2} = \rho \left[ 1 - \left( \frac{D_r}{D_h} \right)^4 \right] v_r^2 \quad (1.61)$$

où

$\nu$  = viscosité cinématique du fluide [ $m^2/s$ ].

$\rho$  = masse volumique du fluide [ $kg/m^3$ ].

$L_r$  = longueur des tubes montants [ $m$ ].

$D_r$  = diamètre des tubes montants [ $m$ ].

$D_h$  = diamètre des tubes collecteurs [ $m$ ].

$v_r$  = vitesse moyenne de débit de l'écoulement dans les tubes montants [ $m/s$ ].

$v_{h-r}$  = vitesse moyenne de débit de l'écoulement dans la branche bifurquante des T [ $m/s$ ].

La conservation du débit massique dans le circuit permet d'écrire :

$$\dot{m} = n_r \dot{m}_r = n_r \rho \pi \left( \frac{D_r}{2} \right)^2 v_r = n_r \rho \pi \left( \frac{D_h}{2} \right)^2 v_{h-r} \quad (1.62)$$

et donc :

$$v_r = \frac{4}{n_r \rho \pi D_r^2} \dot{m} \quad (1.63)$$

$$v_{h-r} = \frac{4}{n_r \rho \pi D_h^2} \dot{m} \quad (1.64)$$

En injectant les équations 1.63 et 1.64 dans les relations 1.58 à 1.61, il vient finalement :

$$H_{f,r} = 128 \frac{\nu}{n_r \pi} \frac{L_r}{D_r^4} \dot{m} \quad (1.65)$$

$$H_{f,Tb} = 256 \frac{\nu}{n_r \pi} \frac{L_{eq,Tb}}{D_h^2} \dot{m} \quad (1.66)$$

$$H_{f,red} = \left[ \left( \frac{D_h}{D_r} \right)^4 - 1 \right] \left[ \frac{9,6}{\rho (n_r \pi D_h^2)^2} \dot{m}^2 + \frac{320\nu}{n_r \pi D_h^3} \dot{m} \right] \quad (1.67)$$

$$H_{f,exp} = \left[ 1 - \left( \frac{D_r}{D_h} \right)^4 \right] \frac{16}{\rho (n_r \pi D_r^2)^2} \dot{m}^2 \quad (1.68)$$

Les pertes de charge dans les tubes collecteurs sont équivalentes à la somme des pertes de charge régulières liées aux tronçons de tube reliant chaque T et des pertes de charge singulières liées à l'écoulement du fluide dans les T en sens passant. Afin de simplifier les calculs, un débit moyen est considéré sur l'ensemble des tubes collecteurs inférieur et supérieur :

$$\bar{\dot{m}}_{h-i} = \frac{1}{n_r - 1} \sum_{j=1}^{n_r-1} \dot{m}_{h-i,j} \quad (1.69)$$

$$\bar{\dot{m}}_{h-o} = \frac{1}{n_r - 1} \sum_{j=1}^{n_r-1} \dot{m}_{h-o,j} \quad (1.70)$$

En considérant les relations 1.54 et 1.55, il apparait que  $\bar{\dot{m}}_{h-i}$  et  $\bar{\dot{m}}_{h-o}$  sont équivalents. Dès lors :

$$\bar{\dot{m}}_{h-i} = \bar{\dot{m}}_{h-o} \triangleq \bar{\dot{m}}_h = \frac{1}{n_r - 1} \left( \sum_{j=1}^{n_r-1} j \right) \dot{m} \quad (1.71)$$

La vitesse moyenne de l'écoulement associée à ce débit est donnée par :

$$\bar{v}_h = \frac{4}{\rho \pi D_h^2} \bar{\dot{m}}_h = \frac{4}{\rho \pi D_h^2} \frac{1}{n_r - 1} \left( \sum_{j=1}^{n_r-1} j \right) \dot{m} \quad (1.72)$$

Les contributions des tubes collecteurs inférieurs et supérieurs sont donc identiques,  $H_{f,h-tot}$  s'exprime alors comme :

$$H_{f,h-tot} = 2 \left[ \frac{1}{2} \lambda \rho (n_r - 1) \frac{(L_{hs} + L_{eq,Tp})}{D_h} \bar{v}_h^2 \right] = 64 \nu \rho (n_r - 1) \frac{(L_{hs} + L_{eq,Tp})}{D_h^2} \bar{v}_h \quad (1.73)$$

avec  $L_{hs}$ , l'espacement entre chaque T de connexions des tubes collecteurs. En injectant l'équation 1.72 dans 1.50, il vient enfin :

$$H_{f,h-tot} = 256 \frac{\nu}{n_r \pi} \frac{(L_{hs} + L_{eq,Tp})}{D_h^4} \left( \sum_{j=1}^{n_r-1} j \right) \dot{m} \quad (1.74)$$

## Tuyaux de connexions

La somme des pertes de charge régulières et singulières dans les tuyaux de connexion s'exprime comme :

$$H_{f,p} = \lambda \frac{(L_p + n_{90}L_{eq,90} + n_{45}L_{eq,45}) \rho v_p^2}{D_p} = 32\nu\rho \frac{1}{D_p^2} (L_p + n_{90}L_{eq,90} + n_{45}L_{eq,45}) v_p \quad (1.75)$$

où

$L_p$  = longueur totale des tubes de connexion [ $m$ ].

$D_p$  = diamètre des tubes de connexion [ $m$ ].

$n_{90}$  = nombre de coudes à  $90^\circ$  dans le circuit de connexion.

$n_{45}$  = nombre de coudes à  $45^\circ$  dans le circuit de connexion.

En considérant ensuite :

$$\dot{m} = \rho\pi \frac{D_p^2}{4} v_p \quad (1.76)$$

il vient :

$$H_{f,p} = 128 \frac{\nu}{\pi} \frac{1}{D_p^4} (L_p + n_{90}L_{eq,90} + n_{45}L_{eq,45}) \dot{m} \quad (1.77)$$

## Réservoir

Les pertes de charge singulières liées à l'entrée et à la sortie du flux dans le réservoir sont données par :

$$H_{f,t} = (\zeta_i + \zeta_o) \frac{\rho v_p^2}{2} \quad (1.78)$$

En injectant l'équation 1.76 dans 1.78, il vient :

$$H_{f,t} = 8 \frac{(\zeta_i + \zeta_o)}{\rho(\pi D_p^2)^2} \dot{m}^2 \quad (1.79)$$

### 1.4.3 Débit

Le point de fonctionnement du système est atteint lorsque les pertes de charge équilibrent la pression motrice du thermosiphon, c'est à dire lorsque  $H_{th} = H_f$ . L'expression exacte de  $H_f$  s'obtient en sommant les relations 1.65 à 1.68, 1.74, 1.77 et 1.79. Celle-ci s'exprime sous la forme :

$$H_f = A\dot{m}^2 + B\dot{m} \quad (1.80)$$

avec les constantes  $A$  et  $B$  dépendantes uniquement des paramètres constructifs du système, des coefficients de pertes de charge singulières et des propriétés physiques du fluide caloporteur,  $\rho$  et  $\nu$ .

En combinant les relations 1.48 et 1.80, il apparaît :

$$A\dot{m}^2 + B\dot{m} - C \frac{A_c G_t}{\dot{m} c_p} r\eta = 0 \quad (1.81)$$

avec le facteur  $r$  (donné par l'équation 1.34) dépendant également de  $\dot{m}$ . Le débit est finalement obtenu en résolvant cette équation dépendante de  $T_i$ ,  $T_a$ ,  $G_t$  et des paramètres constructifs du capteur et du système associé.

**Remarque :** limiter au maximum le nombre de singularités dans le circuit et dans le collecteur et réduire la longueur des tuyaux de connexion permet de diminuer les pertes de charge dans le circuit et donc d'augmenter le débit ce qui améliore les performances du chauffe-eau solaire.

#### 1.4.4 Circulation inverse nocturne

Un phénomène de circulation inverse se met naturellement en place dans les systèmes thermosiphons lorsque la température du collecteur est inférieure à la température du réservoir [13]. Le fluide chaud quitte alors le réservoir par le point de connexion supérieur, descend dans le collecteur où il se refroidit et remonte ensuite dans le réservoir par le point de connexion inférieur où il se mélange avec le reste du fluide stocké<sup>4</sup>. Ce phénomène entraîne donc un refroidissement de l'eau du réservoir, s'ajoutant aux déperditions thermiques classiques. Bien que le débit en circulation inverse soit plus faible qu'en circulation directe [35], ce phénomène peut altérer de manière significative les performances du chauffe-eau solaire. Il est donc nécessaire de s'y intéresser.

En période nocturne, les pertes par radiation depuis le collecteur vers l'extérieur sont fonction de la température du ciel et de l'air extérieur. Lorsque la température du ciel est significativement inférieure à celle de l'ambiance, comme c'est le cas lors d'une nuit sans nuages, le fluide passant dans le collecteur est refroidi à une température inférieure à l'ambiance. Si les tubes de connexions ne sont pas exposés au ciel froid, le fluide est réchauffé par l'air ambiant quand il retourne dans le réservoir. La combinaison de ce phénomène de refroidissement sous la température ambiante dans le collecteur et de réchauffement dans le tuyau de retour provoque un phénomène de circulation inverse dans le système thermosiphon [21].

Le phénomène de circulation inverse se formalise grâce à l'expression de la pression motrice, se référant à la figure 1.9, donnée par l'équation 1.42 :

$$H_{th} = g\rho_0\beta\left[h_1(T_{m,3-4} - T_{m,1-4}) + h_2(T_{m,3-4} - T_{m,1-2}) + h_3(T_{m,2-3} - T_{m,1-2})\right] \quad (1.82)$$

En considérant que la température du fluide caloporteur dans le collecteur est inférieure à la température ambiante (par nuit sans nuages), il vient intuitivement :

$$T_{m,1-4} > T_{m,3-4} > T_{m,1-2} > T_{m,2-3} \quad (1.83)$$

L'eau contenue dans le réservoir est en effet la plus chaude du système et lorsque celle-ci circule dans la canalisation 4-3, elle se refroidit à cause des pertes vers l'ambiance. En sortie du collecteur, où la température la plus froide est observée, l'eau se réchauffe dans la canalisation 2-1 grâce à un transfert d'énergie depuis l'ambiance à température supérieure. Les inégalités 1.83 montrent que les termes  $h_1(T_{m,3-4} - T_{m,1-4})$  et  $h_3(T_{m,2-3} - T_{m,1-2})$  sont négatifs ce qui entraîne une pression motrice négative, et donc un écoulement en sens inverse, si le terme positif  $h_2(T_{m,3-4} - T_{m,1-2})$  n'équilibre pas l'équation 1.82.

---

4. En se référant aux points définis par la figure 1.9, le fluide circule dans le sens horlogique et effectue la boucle 4-3-2-1.

La circulation inverse nocturne augmente donc avec  $h_1$  et  $h_3$ , représentant respectivement la distance verticale entre les deux connexions du réservoir et la hauteur relative entre l'entrée et la sortie du collecteur, alors qu'elle diminue avec l'augmentation de  $h_2$ , correspondant à l'écart entre le haut du collecteur et la connexion inférieure du réservoir. Lors de nuit nuageuse, la température du ciel se rapproche fortement de la température ambiante. Toute l'eau du circuit est donc proche de la température ambiante et le phénomène de circulation inverse est assez limité.

Bien que la circulation inverse diminue les performances du chauffe-eau solaire, ce phénomène peut parfois être utilisé à bon escient. Dans certaines régions présentant des taux de radiation importants durant le jour et des températures ambiantes assez basses durant la nuit, en montagne par exemple, la circulation inverse peut être utilisée pour éviter le gel du fluide caloporteur dans le circuit [35].



## Chapitre 2

# Conception d'un chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon

Ce deuxième chapitre synthétise les règles de bonnes pratiques à mettre en oeuvre lors de la conception d'un chauffe-eau solaire artisanal, fonctionnant en thermosiphon. Ces règles se basent sur les conclusions de l'étude théorique effectuée précédemment ainsi que sur une étude bibliographique du sujet. L'analyse se focalise sur le positionnement optimal du capteur et sur le design du réservoir et du circuit de connexion, tout en se limitant aux systèmes fonctionnant sans échangeur de chaleur (c'est-à-dire aux systèmes utilisant l'eau chaude sanitaire comme fluide caloporteur circulant dans le collecteur). La problématique de l'appoint de chaleur ne sera pas évoquée, car elle sort du cadre de ce travail.

### 2.1 Positionnement du capteur

Les études concernant le positionnement optimal des capteurs solaires sont nombreuses et le formalisme mathématique associé est largement repris dans la littérature existante. Il ne sera dès lors pas développé dans ce travail. Une analyse détaillée de la théorie du mouvement solaire est fournie par [13] et un exemple de calcul de positionnement optimal est notamment réalisé par [12].

Le collecteur est orienté et incliné de manière à maximiser le taux d'énergie solaire atteignant sa surface. Celui-ci doit faire face à l'équateur, c'est-à-dire, être orienté vers le sud lorsqu'il est installé dans l'hémisphère nord et orienté vers le nord lorsqu'il se situe dans l'hémisphère sud<sup>1</sup>. L'angle d'inclinaison optimal dépend de la latitude du lieu concerné. L'objectif est de garantir une incidence normale des rayons solaires sur la surface du capteur lors du midi solaire, et ce, afin de maximiser l'irradiation journalière perçue. Comme la position du soleil au midi solaire varie de jour en jour tout au long de l'année, il existe un angle optimal théorique journalier. En pratique, le collecteur est incliné à l'angle optimal moyen annuel, correspondant à la latitude du lieu considéré. Cet angle peut être ajusté en fonction des applications. Si le collecteur doit majoritairement travailler en période estivale ou hivernale (lorsque le soleil est plus haut ou plus bas que la moyenne), il est alors approprié de l'abaisser ou de le remonter de 10° par rapport à l'angle de la latitude. Pour de l'eau chaude sanitaire, un angle de 5 à 10° supérieur à la latitude est conseillé afin de favoriser l'absorption de rayonnement en hiver, lorsque le soleil est moins

---

1. Des orientations déviant de l'équateur peuvent donner lieu à des performances tout à fait acceptables, mais il faut alors parfois réviser l'angle d'inclinaison en conséquence (cf. [37] pour un exemple précis pour la Belgique).

présent et que la demande en eau chaude est plus importante [13] et [23]<sup>2</sup>. Cette tendance n'est pas conseillée dans les pays à faible ensoleillement car le soleil est de toute manière assez peu présent en hiver, il vaut donc mieux favoriser les performances estivales pour maximiser l'apport annuel [37].

Il est également possible d'implémenter un système permettant de faire varier l'inclinaison du collecteur en fonction des saisons, mais le gain obtenu est assez faible. Pour une inclinaison biannuelle, l'énergie utile supplémentaire gagnée annuellement n'atteint généralement pas 5% de l'énergie fournie par le chauffe-eau solaire avec un collecteur fixé avec un angle égal à la latitude augmentée de 5° [26]. Les systèmes de suivi horaire du mouvement solaire sont à proscrire pour des raisons évidentes de complexités et de coûts.

**Remarque :** la hauteur relative entre l'entrée et la sortie du collecteur (notée  $h_3$  dans le chapitre 1) dépend de la longueur du collecteur et de son angle d'inclinaison. Comme la force motrice du thermosiphon augmente avec  $h_3$  (cf. équation 1.45), l'angle d'inclinaison du capteur influence directement le fonctionnement du thermosiphon. Cependant, il est primordial de maximiser le taux de radiation absorbé par le capteur, même si cela doit conduire à une faible valeur de  $h_3$ , et donc à un débit du thermosiphon plus faible. L'essentiel est avant tout de capter un maximum de l'énergie solaire disponible. Lorsque le capteur est installé proche de l'équateur il faut cependant veiller à conserver un angle d'inclinaison d'au minimum 10° afin de ne pas empêcher le mouvement du thermosiphon [2].

## 2.2 Réservoir

### 2.2.1 Volume de stockage

Le volume de stockage du réservoir se détermine en fonction de la demande quotidienne en eau chaude sanitaire. Pour un logement familial, cette demande représente une moyenne de 45 litres d'eau chaude à 40°C par personne [25]<sup>3</sup>.

### 2.2.2 Rapport de forme

Le rapport de forme d'un réservoir cylindrique se définit comme le rapport de sa hauteur par son diamètre. A volume fixé, les performances du chauffe-eau solaire dépendent de ce rapport, car il influence directement les pertes thermiques d'une part et le phénomène de stratification du réservoir d'autre part. Comme les pertes thermiques d'un réservoir augmentent proportionnellement à sa surface, il semblerait approprié de choisir un rapport de forme unitaire afin de minimiser la surface du cylindre. Ce raisonnement est justifié pour un réservoir isolé de tout système, mais pas pour un réservoir inclus dans un chauffe-eau solaire. Le rendement d'un collecteur est d'autant plus élevé que la température d'entrée du fluide caloporteur est faible (cf. section 1.1), il est donc avantageux de limiter au maximum cette température. Or, le fluide caloporteur entrant dans le collecteur provient du bas du réservoir, sa température peut donc être diminuée en favorisant le phénomène de stratification au sein du réservoir. Cela s'effectue notamment, en augmentant la hauteur du réservoir et donc en augmentant son rapport de forme

---

2. La demande en eau chaude reste globalement constante dans les pays à climat tempéré, mais ce n'est pas le cas dans les pays à climat plus chaud où la demande peut varier d'une saison à l'autre.

3. La demande journalière en eau chaude sanitaire ne tient pas compte l'eau chaude nécessaire pour un éventuel système de chauffage central.

[15]. La quantité d'énergie utile fournie annuellement par le système est maximisée en utilisant un rapport de forme compris entre 2 et 3,5 [1]. En pratique, il faut cependant veiller à disposer d'un réservoir suffisamment large pour y insérer les différents éléments de raccordement.

### 2.2.3 Raccordement

Pour construire un système complet, il est nécessaire d'installer au minimum quatre raccords dans le réservoir à savoir : la sortie vers le collecteur, le retour depuis le collecteur, la prise d'eau chaude pour la consommation et l'alimentation d'eau froide du réservoir à partir du réseau de distribution. Des purges d'eau et d'air sont généralement ajoutées pour faciliter les opérations de maintenance<sup>4</sup>. Les détails de ces raccords sont illustrés à la figure 2.1.

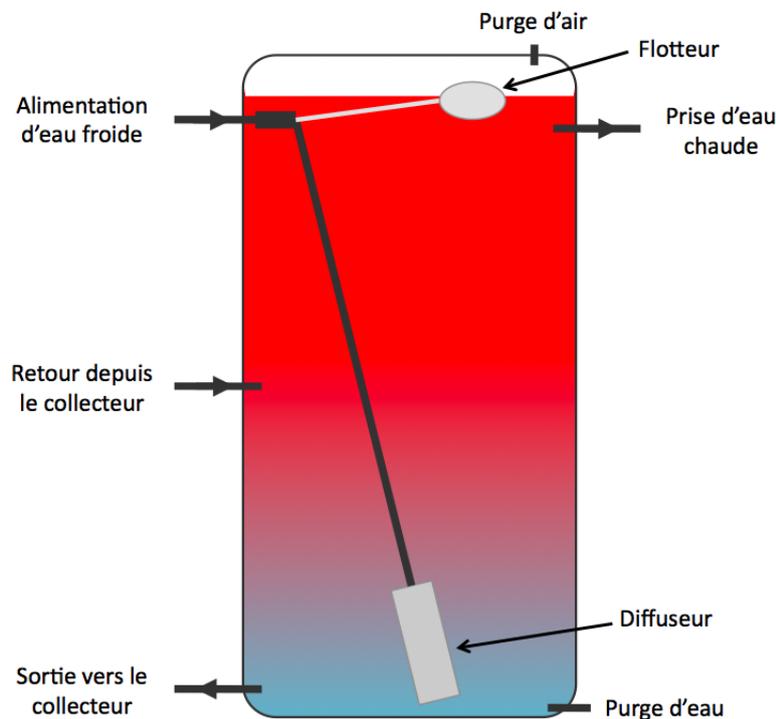


FIGURE 2.1 – Détails des raccords du réservoir (rapport de forme égal à 2).

La sortie d'eau froide vers le collecteur se situe dans le bas du réservoir, afin d'assurer la circulation naturelle de l'ensemble du volume d'eau. Cela permet également d'injecter l'eau la plus froide dans le collecteur, ce qui augmente son rendement de fonctionnement. En pratique, le raccord se place sur la partie latérale du réservoir et non dans le fond afin de permettre la mise en place du réservoir sans structure particulière. Cela facilite également les opérations de maintenance et de nettoyage du réservoir.

Il paraîtrait normal de placer le retour d'eau chaude depuis le collecteur en haut du réservoir pour maximiser l'écart vertical avec la sortie vers le collecteur (noté  $h_1$  dans le chapitre 1) et donc favoriser le fonctionnement du thermosiphon. Or, il arrive que l'eau provenant du collecteur soit plus froide que l'eau située dans la couche supérieure du réservoir. Dans ce cas, le flux

4. Si le réservoir utilisé est fermé hermétiquement, la purge d'air est nécessaire lors du remplissage après une vidange complète pour laisser sortir l'air au fur et à mesure que le niveau d'eau monte.

provenant du capteur refroidit l'eau la plus chaude du réservoir. Cela détruit la stratification et diminue la température de l'eau disponible au point de prélèvement. Il est ainsi recommandé de placer le retour d'eau chaude à la moitié de la hauteur du réservoir [2] et [34], de manière à éviter ce problème de refroidissement. Si l'eau provenant des collecteurs est plus chaude ou plus froide que le milieu du réservoir, celle-ci montera ou descendra par effet de convection naturelle.

Dans un réservoir pressurisé<sup>5</sup>, l'alimentation en eau froide du réservoir se place dans le bas pour ne pas perturber la stratification. Cependant, le capteur PET utilisé dans ce projet ne permet pas la mise sous pression du système, car cela accentuerait la déformation des tubes PVC sous l'effet de la chaleur. Dans ce cas, l'alimentation doit se faire via un système de flotteur (comme pour une chasse d'eau) positionné dans la partie supérieure du réservoir. Un tuyau interne injecte alors l'eau froide jusqu'à la partie inférieure. L'utilisation d'un diffuseur est conseillée afin de limiter les turbulences, ce qui minimise le mélange de l'eau froide avec le reste des couches du réservoir. La prise d'eau chaude pour la consommation se place quant à elle sur la partie supérieure du réservoir afin de capter l'eau la plus chaude disponible. Si le débit de la prise d'eau chaude est supérieur à celui du remplissage du réservoir, une coupure de la prise d'eau chaude peut être observée. Dans ce cas, il est conseillé d'installer cette connexion à mi-hauteur du réservoir et d'implémenter un système de prise d'eau chaude utilisant un tuyau flexible et un flotteur, permettant de suivre le niveau du réservoir (cf. [2] et [34] pour plus de détails pratiques).

Les détails pratiques de l'implémentation de ces raccordements sont largement illustrés par [2]. Des variantes pour le raccordement à un réseau intermittent de distribution d'eau sont illustrées ainsi que pour le cas où le réservoir est utilisé pour le stockage simultané de l'eau chaude et de l'eau froide.

#### 2.2.4 Isolation

Bien que ce travail ne s'intéresse pas à l'isolation du réservoir, celle-ci constitue un élément extrêmement important dans le design du chauffe-eau solaire. Elle permet en effet d'accroître la montée en température du réservoir durant le jour et est indispensable pour maintenir la température de l'eau chaude durant la nuit. Cette isolation est d'autant plus importante pour les systèmes fonctionnant en thermosiphon, car le réservoir est généralement placé à l'extérieur et est donc soumis aux conditions climatiques. De ce fait, une isolation résistante aux intempéries et aux rayons UV est nécessaire. La construction d'un abri pour le réservoir peut d'ailleurs s'avérer utile pour limiter les pertes thermiques dues au vent et aux faibles températures nocturnes.

### 2.3 Circuit de connexion

Le design exact du circuit de connexion assurant la liaison entre le collecteur et son réservoir varie pour chaque installation, mais certaines règles de base permettent d'améliorer le fonctionnement du chauffe-eau solaire.

Il est indispensable d'installer le réservoir au-dessus du collecteur afin que le mouvement du thermosiphon s'établisse dans de bonnes conditions. Augmenter l'écart entre le haut du collecteur et la sortie du réservoir vers le collecteur (noté  $h_2$  dans le chapitre 1) augmente la pression motrice du thermosiphon et donc le débit d'opération, ce qui accroît les performances du système (le

---

5. Directement soumis à la pression du réseau de distribution.

rendement d'un collecteur augmente avec le débit de fluide caloporteur, cf. chapitre 1). Cette augmentation de performance n'est cependant effective que jusqu'à une certaine grandeur de  $h_2$  car l'augmentation du rendement avec le débit a tendance à saturer au-delà d'un certain seuil (cf. section 1.3). Un écart  $h_2$  entre 30 cm et 50 cm donne lieu à un bon niveau de fonctionnement, tout en limitant les problèmes pratiques d'installation du réservoir<sup>6</sup>. En outre, cet écart atténue efficacement la circulation inverse nocturne [13]. A noter qu'un écart de plusieurs mètres donne lieu à une pression plus élevée dans le collecteur et peut entraîner des problèmes de fuite, voir sa destruction. Pour les collecteurs construits avec des tubes de PVC, l'écart  $h_2$  ne peut pas dépasser 3 mètres [34].

Diminuer les pertes de charge dans le circuit favorise le mouvement du thermosiphon. Cela s'effectue en limitant au strict minimum le nombre de singularités (coude, raccord ...) et en plaçant le collecteur proche du réservoir. Réduire de la longueur des tuyaux de connexion limite aussi les pertes thermiques entre le réservoir et le collecteur. De même, l'isolation de ces tuyaux accroît les performances du système [29] et atténue les problèmes de circulation inverse nocturne [36].

A partir d'une certaine température, l'eau dans le système commence à relâcher des bulles d'air. Leurs accumulations en un point du circuit de connexion perturbent le mouvement du thermosiphon et peuvent empêcher la circulation naturelle. Pour évacuer ces bulles d'air, il est nécessaire de positionner les tuyaux de connexion réservoir - collecteur avec une pente directe. Les cols sont à proscrire, car ils sont propices à l'accumulation de bulles d'air susceptible de former un bouchon d'air, comme le montre la figure 2.2. De même, il est conseillé d'incliner légèrement les collecteurs en abaissant le côté de l'entrée d'eau froide pour créer une pente entre le bas du collecteur et l'horizontale. Une pente de 2 cm par mètre est normalement suffisante [34].

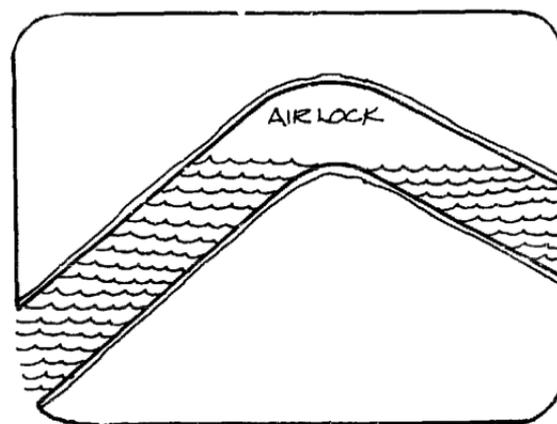


FIGURE 2.2 – Formation d'un bouchon d'air dans le circuit de connexion. Source : [9].

## 2.4 Précautions particulières

Les tubes en PVC utilisés dans ce projet possèdent une résistance thermique nettement inférieure à celle des tubes en cuivre généralement utilisés pour ce genre d'application. La température de

6. Comme une structure spéciale est généralement nécessaire pour placer le réservoir au-dessus du collecteur, limiter la hauteur du réservoir facilite la construction et installation du système.

vitrification du PVC est de 80°C, il est ainsi recommandé de ne pas travailler à plus de 60°C avec ce matériau [10]<sup>7</sup>. Exposer un collecteur au soleil, sans le connecter à son réservoir, provoque un échauffement considérable susceptible de le déformer, voir de le détruire complètement. Cet échauffement critique a lieu également si le mouvement du thermosiphon est entravé lorsque le collecteur est connecté à son réservoir. Cela arrive notamment lorsqu'un bouchon d'air est créé ou lorsque le niveau d'eau dans le réservoir baisse en dessous du retour d'eau chaude.

**Risques sanitaires :** les légionelles sont des bactéries naturellement présentes dans l'eau pouvant être dangereuses pour la santé lorsque de hautes concentrations sont atteintes. Des températures comprises entre 25°C et 43°C, ainsi que des volumes d'eau stagnante supérieurs à 400L, favorisent leurs proliférations. Bien qu'il n'y ait pas de problèmes observés dans des installations de production d'eau chaude familiales, des mesures de prévention sont conseillées lorsque le système reste inutilisé durant une période prolongée [11]. Un traitement thermique adéquat de l'eau du chauffe-eau (2 minutes à 60°C, 6 minutes à 57,5°C ou 20 minutes à 55°C) permet de supprimer les légionelles [7]. Dans un chauffe-eau solaire classique, ce traitement s'effectue naturellement via les collecteurs en été et via un chauffe-eau auxiliaire en hiver. Il n'est cependant pas toujours possible d'atteindre de telles températures dans un chauffe-eau construit en matériau plastique. En effet, d'une part les températures maximales atteintes sont nettement inférieures à celles d'un système classique et d'autre part, le chauffe-eau auxiliaire est souvent placé juste en amont des points de consommations. Il ne peut donc généralement pas être utilisé pour réaliser le traitement thermique de l'eau du réservoir. Pour se prémunir de l'apparition de bactéries, il est dès lors recommandé de remplacer l'eau du réservoir lorsque le système n'est pas utilisé durant plus d'une semaine. De même, un nettoyage complet du réservoir et une vidange de l'eau contenue dans le collecteur doivent être effectués tous les six mois [34].

---

7. La température de vitrification d'un matériau est la température de transition à laquelle celui-ci passe d'un état solide à un état caoutchouteux. En réalité, il existe deux gammes de tuyaux en PVC, le PVC-U destiné à l'eau froide (maximum 60°C) et le PVC-C destiné à l'eau chaude (maximum 90°C). Il pourrait donc paraître avantageux d'utiliser du PVC-C pour résister à de plus hautes températures. Cependant, les tuyaux de PVC-C sont bien plus épais, ce qui limite donc l'échange de chaleur entre le capteur et le fluide caloporteur, et sont en outre nettement plus chers que les tuyaux en PVC-U. Ils sont donc à proscrire dans cette application. De la même manière, les tuyaux filetable sont à éviter, car ils sont plus épais et également plus difficiles à mettre en oeuvre que les tuyaux à coller.

## Chapitre 3

# Etude expérimentale

L'objectif de l'étude expérimentale a été d'améliorer, de manière pragmatique, le concept du capteur PET conçu par José Alano [2] et de caractériser rigoureusement les performances thermiques de la nouvelle version retenue. Ce troisième chapitre dresse une synthèse des résultats obtenus au cours des expérimentations.

La première section se focalise sur la phase de recherche ayant permis de faire évoluer le design initial du capteur PET vers une solution plus efficace. La matrice d'essai, la démarche expérimentale et la structure du banc d'essai sont d'abord présentées. L'influence des paramètres constructifs soumis à l'essai sur la réponse en température du chauffe-eau solaire est ensuite étudiée. Une nouvelle configuration est alors proposée, compte tenu de l'ensemble des essais réalisés. Une brève analyse des pertes thermiques nocturnes est finalement effectuée.

La seconde section présente la courbe de rendement instantané de la nouvelle configuration proposée, déterminée sur base des normes européennes en vigueur. Il s'agit du résultat essentiel de cette phase de caractérisation. Une comparaison avec les performances de capteurs plans commerciaux est également fournie.

### 3.1 Phase de recherche

La matrice d'essai décrite ci-dessous a été composée de manière à respecter les concepts fondamentaux du capteur PET. C'est pourquoi, seules des modifications peu coûteuses, relativement aisées à mettre en oeuvre et ne nécessitant qu'un surplus limité de matériaux non récupérables, ont été considérées.

#### 3.1.1 Matrice d'essai

Un chauffe-eau solaire se caractérise par sa capacité à valoriser l'énergie solaire qu'il absorbe, tout en limitant les pertes thermiques vers l'ambiance. L'isolation des différentes parties du système constitue dès lors un élément essentiel permettant d'accroître le niveau de performance de l'ensemble. C'est pourquoi le premier volet de cette phase de recherche se focalise sur l'isolation du collecteur et du circuit de connexion.

Pour commencer, il a été décidé de se pencher sur la problématique du revêtement des tuyaux de connexion reliant le panneau à son réservoir. Alors qu'il est généralement conseillé de les isoler, le concepteur du design initial préconise de les recouvrir de peinture noire, facilitant ainsi

la mise en oeuvre du circuit, et suppose que l'énergie solaire supplémentaire absorbée par les tuyaux de connexion compensera le surplus de pertes thermiques lié à l'absence d'isolant [2]. L'essai A a confronté ces deux configurations, afin de confirmer l'importance de l'isolation des tuyaux de connexion.

L'essai B a montré l'influence de l'isolant interne placé sous le carton Tetra Pak. Comme peu de capteurs PET emploient actuellement un isolant interne [2], il était nécessaire de s'assurer de son utilité. Les performances d'un collecteur non isolé ont ainsi été comparées avec celles d'un collecteur isolé. Du papier journal froissé, constituant un isolant basique, facilement récupérable et insérable dans le collecteur, a d'abord été utilisé. Du polystyrène expansé a ensuite été employé afin de comparer les différences de performances entre le papier journal et un isolant performant. Bien que le polystyrène expansé soit largement présent dans les emballages de divers biens de consommation (électroménager, alimentaire ...) il reste cependant moins facile à récupérer et à insérer dans le collecteur que du papier journal, d'où l'intérêt de comparer ces deux isolants.

Le diamètre des tubes collecteurs du capteur influence la réponse en température d'un chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon. En effet, ce paramètre modifie les pertes de charge dans le collecteur ce qui influence le débit de fluide caloporteur parcourant le système. Il existe un diamètre critique en dessous duquel les performances du système diminuent drastiquement [32]. L'essai C a comparé un capteur construit avec un diamètre de tubes collecteurs supérieur à celui du design initial.

Augmenter le rapport de forme (longueur/largeur) d'un capteur fonctionnant en thermosiphon, tout en gardant constant l'espacement entre les tubes montant, permet d'accroître les performances du système [1]. L'essai D a analysé le comportement d'un collecteur présentant un rapport de forme plus élevé que celui du design initial, afin de confirmer cette théorie.

La matrice d'essai mise en oeuvre est synthétisée dans la table 3.1 ci-dessous. Comme les différents paramètres constructifs sont supposés être indépendants, la nouvelle configuration sera obtenue en combinant les configurations les plus performantes de chaque essai.

Essai	Paramètre constructif comparé
A	Revêtement des tuyaux de connexions
B	Isolant interne du capteur
C	Diamètre des tubes collecteurs
D	Rapport de forme du capteur

TABLE 3.1 – Matrice d'essai.

### 3.1.2 Démarche expérimentale

Afin d'analyser efficacement l'influence des différents paramètres constructifs sur les performances du système, il est nécessaire de suivre une démarche expérimentale permettant la comparaison objective des configurations soumises à l'essai. Etant donné le caractère non reproductible des conditions climatiques (taux de radiation, température ambiante, vent ...), il est

exclu de procéder de manière statistique en effectuant un grand nombre d'essais distincts étalés dans le temps. Cela ne permettrait en effet, aucune comparaison sérieuse entre les différentes configurations.

La courbe de rendement instantané permet d'analyser les performances de différents collecteurs, mais cette courbe caractérise leurs comportements intrinsèques sans tenir compte de leurs insertions dans un système complet de chauffe-eau solaire. Dès lors, cette courbe ne permet pas de comparer de manière immédiate et rigoureuse les performances de capteurs fonctionnant en thermosiphon<sup>1</sup>. Une méthode expérimentale alternative a donc été imaginée. Celle-ci se base sur une double structure d'essai symétrique, composée de deux collecteurs distincts connectés séparément à deux réservoirs indépendants. De cette manière, il est possible de soumettre simultanément deux collecteurs à l'essai et de comparer leurs performances globales, en se basant sur les relevés de température de leurs réservoirs respectifs. Pour chaque essai, la configuration la plus performante est celle donnant lieu à la plus haute température de l'eau de son réservoir. Cette approche permet de s'affranchir de la reproductibilité des conditions climatiques ce qui garantit la validité des résultats si une période d'essai représentative est utilisée.

**Mode opératoire :** en pratique, les différentes configurations ont été soumises à l'essai durant au minimum trois jours consécutifs, comprenant au moins deux journées ensoleillées. Pour chaque essai, l'enregistrement des données (avec un intervalle de temps de 2 minutes) a débuté à 00h00 le premier jour de test pour se terminer à 08h00 le lendemain du dernier jour de test. Comme les systèmes ont chaque fois été préparés (changement des collecteurs, remplissage des réservoirs ...) et mis en service la veille du premier jour de l'essai, des différences de températures entre les deux systèmes sont généralement observées dès le premier jour de l'essai à 00h00, car les systèmes ont déjà fonctionné pendant la fin d'après-midi du jour précédent.

### 3.1.3 Description de la structure d'essai

La conception de la structure d'essai, illustrée à la figure 3.1, se base sur les règles de bonnes pratiques synthétisées dans le chapitre 2. Les deux réservoirs sont construits à partir de fût de récupération et isolés avec des plaques de polystyrène expansé. La quantité d'eau stockée peut varier de 20 à 50 L en fonction du besoin de l'essai. Les collecteurs sont inclinés à un angle d'environ 33°, correspondant à la latitude de la localité où se déroulent les essais. Des vues détaillées de la structure et des réservoirs sont disponibles dans l'annexe B.

Une sonde de température est positionnée au centre du réservoir, à une hauteur d'environ 2 cm en dessous du retour d'eau chaude. D'autres sondes mesurent la température aux entrées et sorties de chaque collecteur ainsi que la température ambiante. Un pyranomètre, placé dans le plan des capteurs, permet de relever exactement le taux de radiation atteignant leurs surfaces.

---

1. En utilisant le modèle approché proposé dans le chapitre 1, il est possible de simuler les performances d'un chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon en se basant sur la courbe de rendement instantané du collecteur et sur les caractéristiques du circuit complet. Cette approche nécessiterait de déterminer la courbe de rendement de chaque configuration à soumettre à l'essai ce qui représente un travail réellement conséquent. De plus, le niveau de précision moyen du modèle et les erreurs expérimentales risqueraient de fausser les conclusions. C'est pourquoi cette approche a été rejetée pour la phase de recherche et ne sera utilisée que pour évaluer les performances à long terme de la nouvelle configuration proposée (cf. chapitre 4).



FIGURE 3.1 – Structure d’essai : système I (à gauche de la figure) et système II (à droite).

### Calibration de la structure d’essai

Un premier test a été effectué avec deux collecteurs identiques afin de vérifier la symétrie de la structure d’essai et d’assurer la validité des résultats de la campagne d’essais comparatifs. L’évolution de la température de l’eau des réservoirs des deux systèmes et de la température ambiante est montrée à la figure 3.2, les valeurs des températures journalières extrêmes (minimales et maximales) dans les réservoirs sont données dans la table 3.2. Les réponses en température de chaque système sont bien similaires, avec un écart avoisinant  $0.1^{\circ}\text{C}$  pour les températures maximales enregistrées. La structure permet donc une comparaison efficace de différents collecteurs.

Le relevé de radiation est disponible à la figure 3.3, celui-ci illustre la forte influence du rayonnement solaire sur les performances du système. Le premier jour, la température des réservoirs est passée d’environ  $20^{\circ}\text{C}$  à  $40^{\circ}\text{C}$ , grâce à un fort ensoleillement (irradiation globale journalière de  $27,0 [MJ/m^2]$  dans le plan du capteur). Le deuxième jour, le gain en température a été fortement réduit (augmentation d’environ  $26^{\circ}\text{C}$  à  $30^{\circ}\text{C}$ ) vu le faible ensoleillement ( $11,8 [MJ/m^2]$ ) et la température ambiante légèrement inférieure. Pour cet essai, la quantité d’eau dans chaque réservoir a été fixée à 25 litres.

#### 3.1.4 Campagne d’essais comparatifs

Une synthèse des résultats des quatre essais comparatifs est donnée ci-dessous. Pour chacun d’eux, l’évolution de la température de l’eau des réservoirs des deux systèmes et de la température ambiante est donnée pour trois journées représentatives de la période d’essai. Les valeurs des températures extrêmes (minimales et maximales), enregistrées quotidiennement dans les réservoirs, sont également fournies ainsi que les relevés journaliers de radiation, lorsqu’ils sont

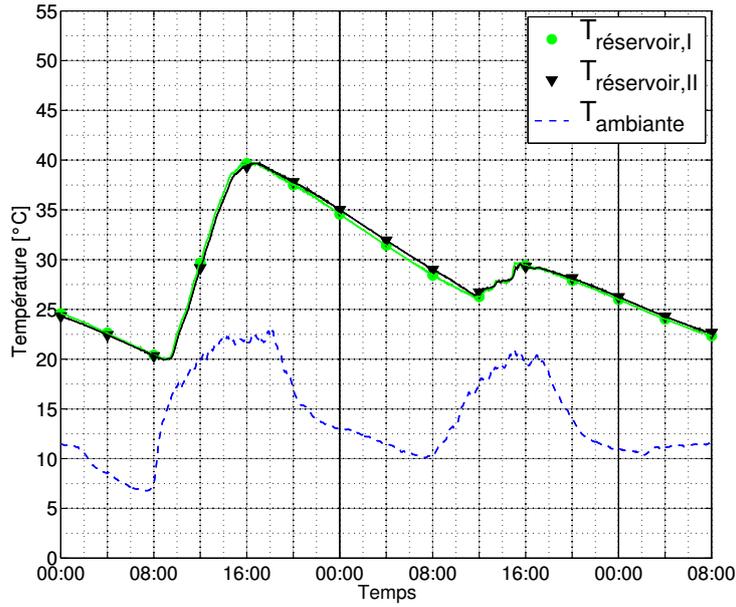


FIGURE 3.2 – Essai de calibration : température ambiante et températures des réservoirs I et II (systèmes I et II identiques).

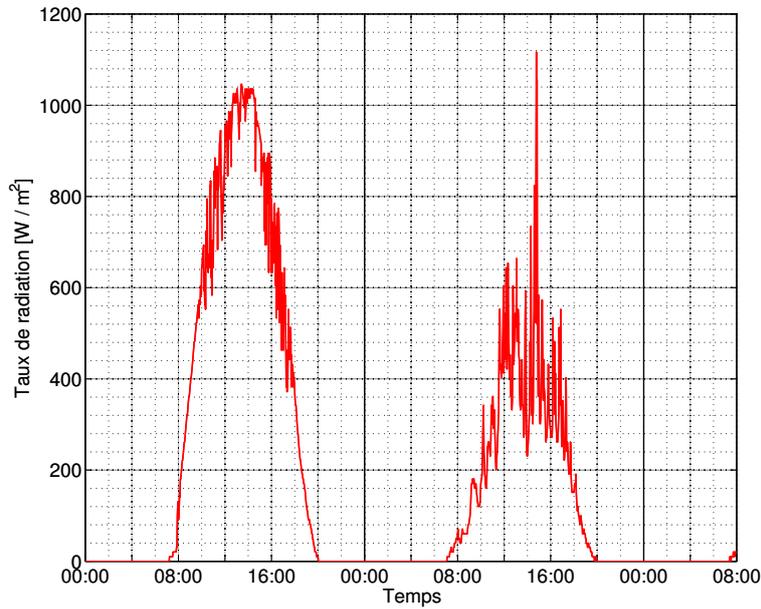


FIGURE 3.3 – Essai de calibration : relevé de radiation.

disponibles. En effet, suite à un dysfonctionnement du pyranomètre, les données de radiation n'ont pas été enregistrées pour les essais A et B2. Cela n'empêche toutefois pas la comparaison des performances des deux systèmes, car celle-ci se base sur les températures de réservoir. Les relevés de température ambiante et de radiation sont donnés à titre informatif.

Jour	1	2
$T_{réservoir,I} \text{ min } [^{\circ}C]$	20,0	26,0
$T_{réservoir,II} \text{ min } [^{\circ}C]$	19,9	26,3
$T_{réservoir,I} \text{ max } [^{\circ}C]$	39,7	29,7
$T_{réservoir,II} \text{ max } [^{\circ}C]$	39,7	29,6

TABLE 3.2 – Essai de calibration : températures extrêmes journalières des réservoirs I et II (systèmes I et II identiques).

Pour chaque essai réalisé, une série d’informations complémentaires est donnée dans l’annexe C. Les températures ambiantes moyennes journalières ainsi que l’irradiation globale journalière sont fournies, sous réserve de disponibilité. Les caractéristiques des collecteurs utilisés sont détaillées et des vues de certains capteurs ainsi que des modifications de la structure initiale sont également présentées. Les relevés de température complets de chaque essais, montrant les températures d’entrée et de sortie des capteurs PET, sont repris dans une série de documents de travail, réalisés au cours des expérimentations. La différence de température observée en journée entre l’entrée et la sortie du collecteur est de l’ordre de 3 à 5°C. Etant donné la taille de ces documents, ceux-ci sont seulement disponibles sur le CD-ROM annexe du mémoire.

La quantité d’eau contenue dans les réservoirs a été fixée à 25 litres pour les essais A, B et C et à 50 litres pour l’essai D.

### Essai A : revêtement des tuyaux de connexion

**Résumé :** l’essai A a mis en oeuvre deux collecteurs identiques, connectés à leur réservoir respectif via des tuyaux de connexion présentant des revêtements différents. Les tuyaux du système I ont été peints en noir, alors que les tuyaux du système II ont été isolés. Une augmentation de performance de l’ordre de 4 à 5°C a été observée sur le système isolé.

Les relevés de température de l’essai A sont disponibles à la figure 3.4 et les températures extrêmes journalières sont données dans la table 3.3. Lors du premier jour de l’essai, la température du réservoir II s’est élevée d’environ 20°C pour atteindre un pic de température de 47,4°C.

Les températures du réservoir II ont dépassé celles du réservoir I tout au long de l’essai. L’isolation des tuyaux de connexion améliore donc les performances du système en favorisant la hausse de température diurne. L’isolation des tuyaux de connexion ne semble cependant pas influencer l’allure de la chute de température, car la circulation inverse nocturne est assez limitée (cf. section 3.1.5 ci-dessous).

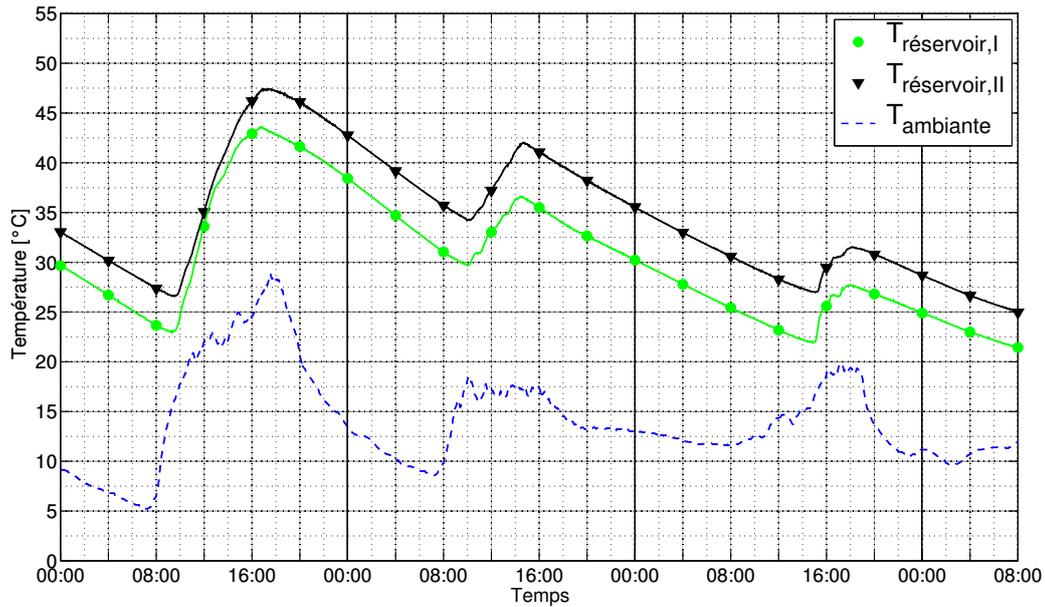


FIGURE 3.4 – Essai A : revêtement des tuyaux de connexion. Température ambiante et températures des réservoirs I (tuyaux de connexion peints) et II (tuyaux de connexion isolés).

Jour	1	2	3
$T_{réservoir,I}$ min [ $^{\circ}C$ ]	23,0	29,7	22,0
$T_{réservoir,II}$ min [ $^{\circ}C$ ]	26,6	34,2	27,0
$T_{réservoir,I}$ max [ $^{\circ}C$ ]	43,6	36,6	27,7
$T_{réservoir,II}$ max [ $^{\circ}C$ ]	47,4	42,0	31,5

TABLE 3.3 – Essai A : revêtement des tuyaux de connexion. Températures extrêmes journalières des réservoirs I (tuyaux de connexion peints) et II (tuyaux de connexion isolés).

### Essai B : isolant interne du capteur

**Résumé :** les essais B ont mis en oeuvre des collecteurs de morphologie identique, utilisant un isolant interne différent. Lors de l'essai B1, le capteur du système I a été construit sans isolant alors que le capteur II a été isolé avec du papier journal froissé. Une augmentation de performance d'environ  $2^{\circ}C$  a été observée pour le système isolé. Pendant l'essai B2, les capteurs des systèmes I et II ont respectivement été isolés avec du polystyrène expansé<sup>2</sup> et du papier journal froissé. Aucune augmentation de performance significative n'a été observée bien que le polystyrène expansé soit supposé être un isolant plus efficace.

Les relevés de température des essais B1 et B2 sont disponibles aux figures 3.5 et 3.7, les températures extrêmes journalières sont données dans les tables 3.4 et 3.5. Un pic de température de  $50,5^{\circ}C$  a été atteint dans le réservoir II, lors du troisième jour de l'essai B1 et un pic de température de  $51,3^{\circ}C$  a été atteint dans le réservoir I, lors du troisième jour de l'essai B2. Un

2. Par facilité, des billes de polystyrène expansé disponibles au laboratoire ont été utilisées à la place de fragment de récupération.

phénomène d'accumulation thermique est cependant partiellement responsable de ces valeurs élevées de température.

Le relevé de radiation de l'essai B1, présenté à la figure 3.6, permet d'illustrer la réponse des collecteurs à une variation rapide du taux de radiation. Le premier jour de l'essai, le taux de radiation est passé de manière brusque d'une valeur assez faible (environ  $300 [W/m^2]$ ) à sa valeur maximale (environ  $1000 [W/m^2]$ ) suite à la dissipation rapide de la couverture nuageuse aux alentours de 12h30. Une augmentation soudaine de la température des réservoirs a alors été observée.

Pendant l'essai B1, les températures atteintes dans le réservoir II ont légèrement dépassé celles du réservoir I. L'utilisation d'un isolant interne augmente donc quelque peu les performances du collecteur. Cet isolant améliore en outre la tenue mécanique du panneau, car il atténue sa déformation sous l'effet de températures trop élevées (cf. annexe D). Aucune différence significative entre les deux systèmes n'a été observée au cours de l'essai B2. A cause de l'effet limité de l'isolant interne, le polystyrène expansé n'est donc pas plus efficace que le papier journal froissé.

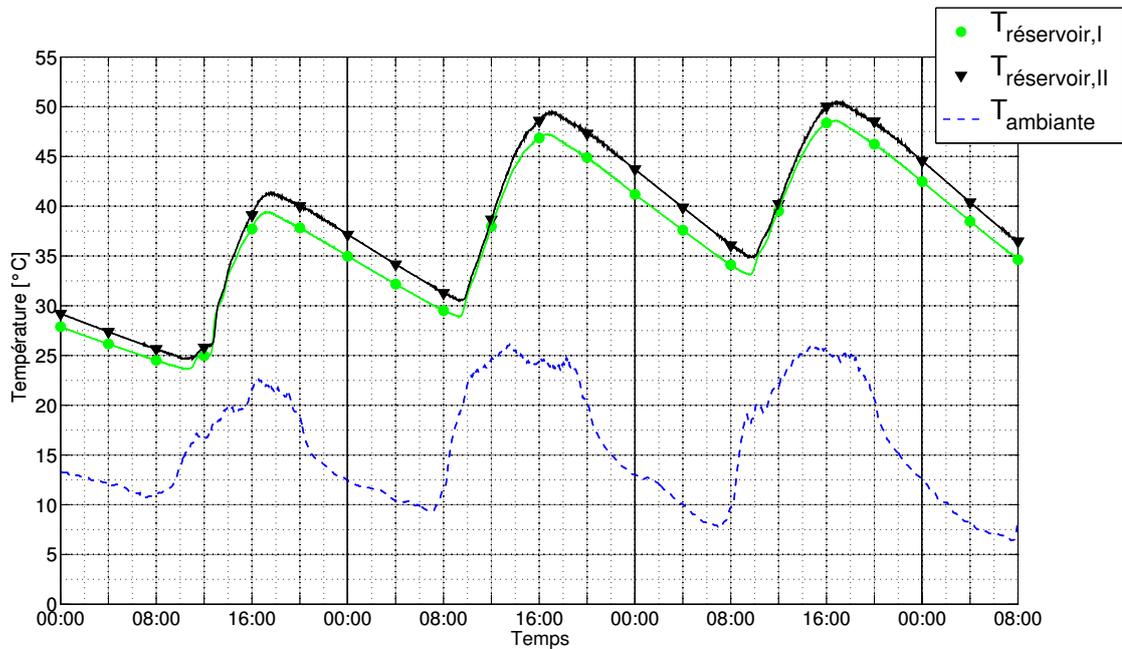


FIGURE 3.5 – Essai B1 : isolant interne du capteur. Température ambiante et températures des réservoirs I (aucun isolant) et II (isolant : papier journal froissé).

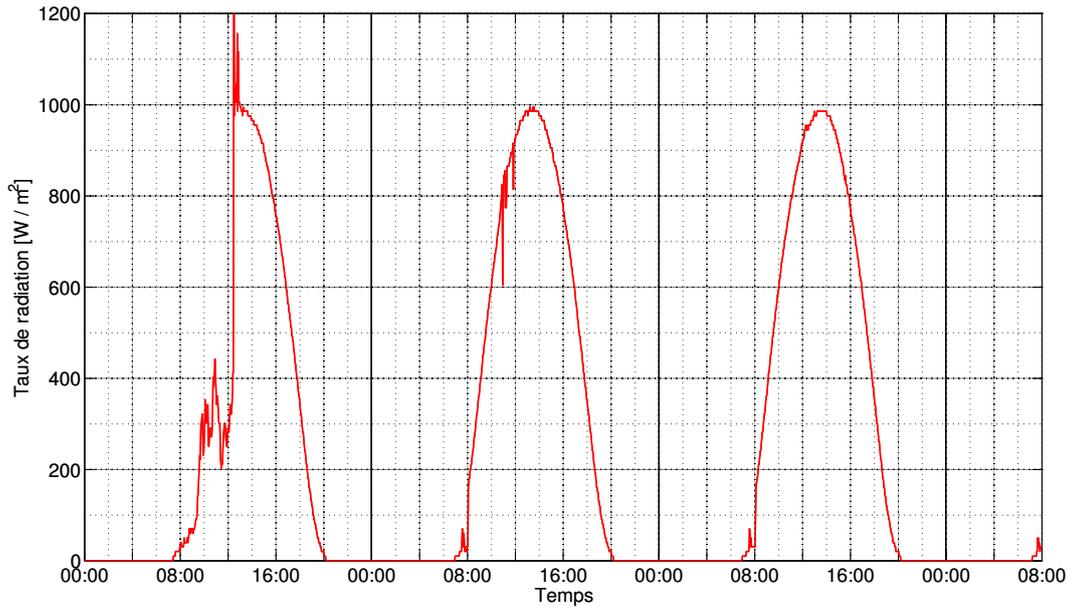


FIGURE 3.6 – Essai B1 : relevé de radiation.

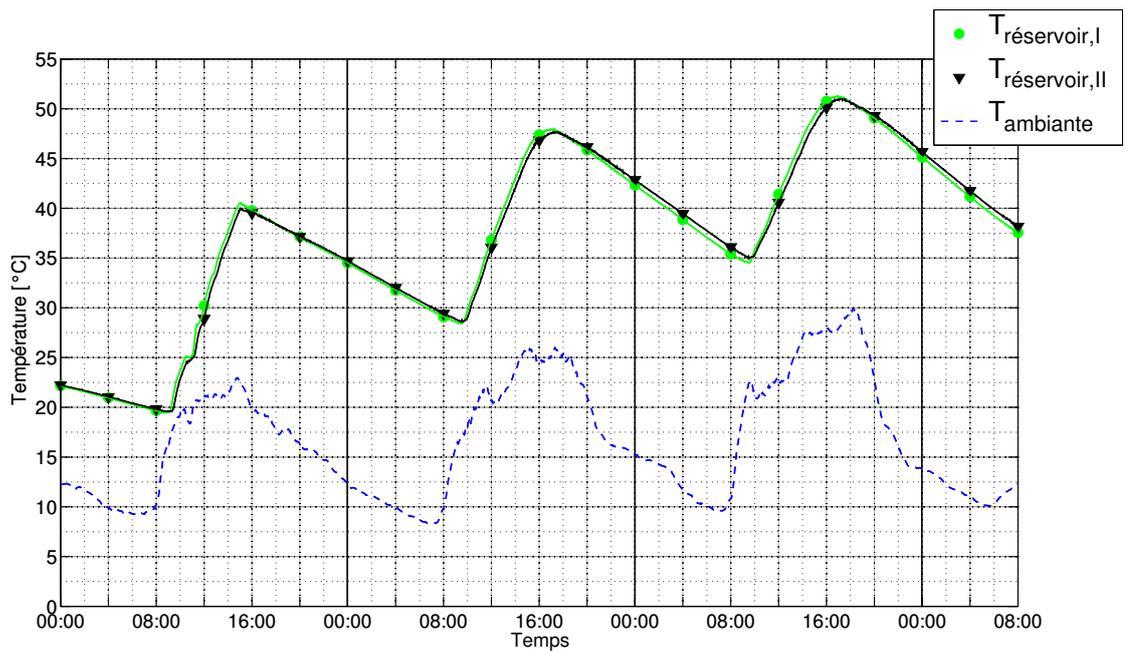


FIGURE 3.7 – Essai B2 : isolant interne du capteur. Température ambiante et températures des réservoirs I (isolant : polystyrène expansé) et II (isolant : papier journal froissé).

Jour	1	2	3
$T_{réservoir,I} \text{ min } [^{\circ}C]$	23,6	28,9	33,1
$T_{réservoir,II} \text{ min } [^{\circ}C]$	24,7	30,5	34,8
$T_{réservoir,I} \text{ max } [^{\circ}C]$	39,4	47,2	48,6
$T_{réservoir,II} \text{ max } [^{\circ}C]$	41,4	49,5	50,5

TABLE 3.4 – Essai B1 : isolant interne du capteur. Températures extrêmes journalières des réservoirs I (aucun isolant) et II (isolant : papier journal froissé).

Jour	1	2	3
$T_{réservoir,I} \text{ min } [^{\circ}C]$	19,5	28,4	34,5
$T_{réservoir,II} \text{ min } [^{\circ}C]$	19,6	28,6	35,0
$T_{réservoir,I} \text{ max } [^{\circ}C]$	40,6	48,0	51,3
$T_{réservoir,II} \text{ max } [^{\circ}C]$	40,0	47,7	51,0

TABLE 3.5 – Essai B2 : isolant interne du capteur. Températures extrêmes journalières des réservoirs I (isolant : polystyrène expansé) et II (isolant : papier journal froissé).

### Essai C : diamètre des tubes collecteurs

**Résumé :** l’essai C a mis en oeuvre deux collecteurs de morphologie identique, mais possédant des tubes collecteurs de diamètre différent. Les tubes collecteurs des capteurs des systèmes I et II ont été construits respectivement avec des tubes de diamètre  $25mm$  et  $20mm$  ( $20mm$  correspondant au design d’origine). Des performances très légèrement supérieures (environ  $1^{\circ}C$ ) ont été observées pour le système construit avec des tubes collecteurs de diamètre  $20mm$ .

Les relevés de température et de radiation de l’essai C sont disponibles respectivement aux figures 3.8 et 3.9. Les températures extrêmes journalières sont données dans la table 3.6. Lors du premier jour de l’essai, la température du réservoir II a été augmentée de  $23,7^{\circ}C$  pour atteindre un pic de  $52,6^{\circ}C$ , suite à des conditions climatiques particulièrement favorables (irradiation globale journalière de  $27 [MJ/m^2]$  et température ambiante diurne dépassant les  $30^{\circ}C$ ).

A l’origine, l’augmentation du diamètre des tubes collecteurs du capteur I était censée limiter les pertes de charge et donc améliorer les performances du système I. Des tubes de  $25mm$  de diamètre ont ainsi été utilisés, bien que cela ne représente pas une augmentation significative, car il s’agit de la seule modification économiquement viable<sup>3</sup>. Les observations expérimentales diffèrent cependant de l’analyse théorique. En effet, les températures du réservoir II ont très légèrement dépassé celles du réservoir I durant l’essai. Malgré que cette différence soit assez limitée, le capteur I n’est en tout cas pas plus performant que le capteur II. Cela permet néanmoins de s’assurer que les diamètres de tube utilisés sont supérieurs au diamètre critique de ce

3. Le prix des connexions T nécessaires pour assurer la jonction entre les tubes montants et les tubes collecteurs varient nettement en fonction des diamètres utilisés. En utilisant des tubes collecteurs de  $25mm$  de diamètre, le coût total du système est augmenté d’environ 8%, ce qui aurait été acceptable si cela augmentait les performances du capteur. L’utilisation de tubes collecteurs de  $32mm$  de diamètre implique par contre une hausse de plus de 50% du coût total, cette solution est donc à proscrire, quelque soit le gain thermique éventuel. A noter que les tubes montants doivent être construits avec des tubes d’un diamètre maximum de  $20mm$ , afin de pouvoir y enchâsser les bouteilles.

collecteur [32]. Comme il n'est pas bénéfique d'augmenter le diamètre des tubes collecteurs, le capteur doit être construit intégralement (tubes collecteurs et tubes montants) avec des tuyaux de 20mm de diamètre.

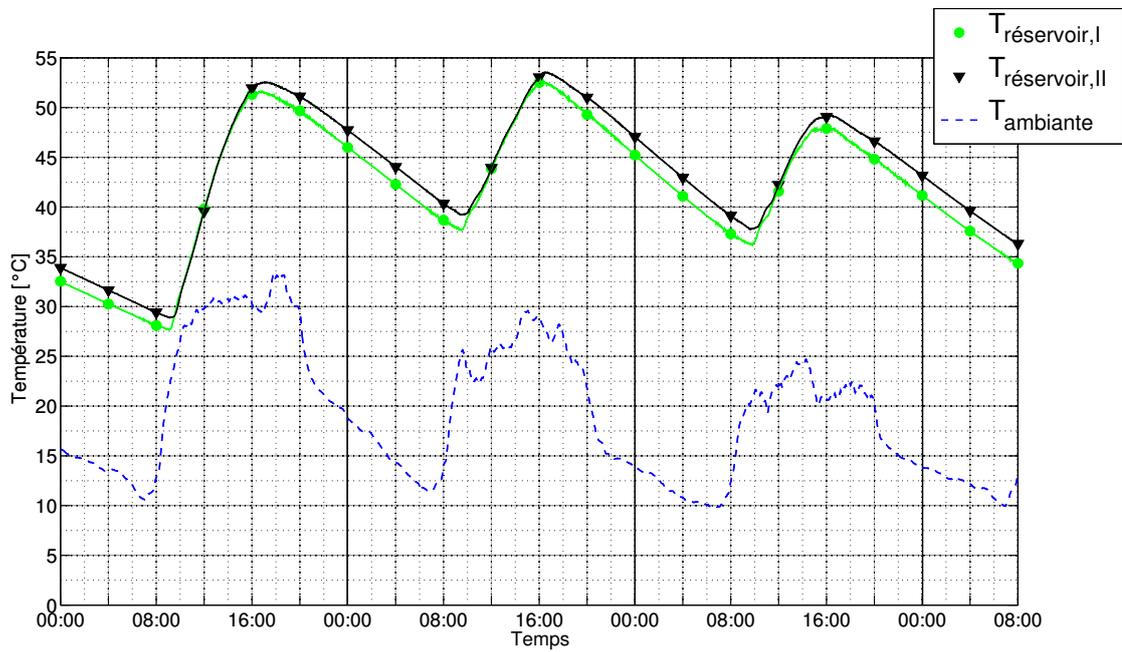


FIGURE 3.8 – Essai C : diamètre des tubes collecteurs. Température ambiante et températures des réservoirs I ( $\phi$  25mm) et II ( $\phi$  20mm).

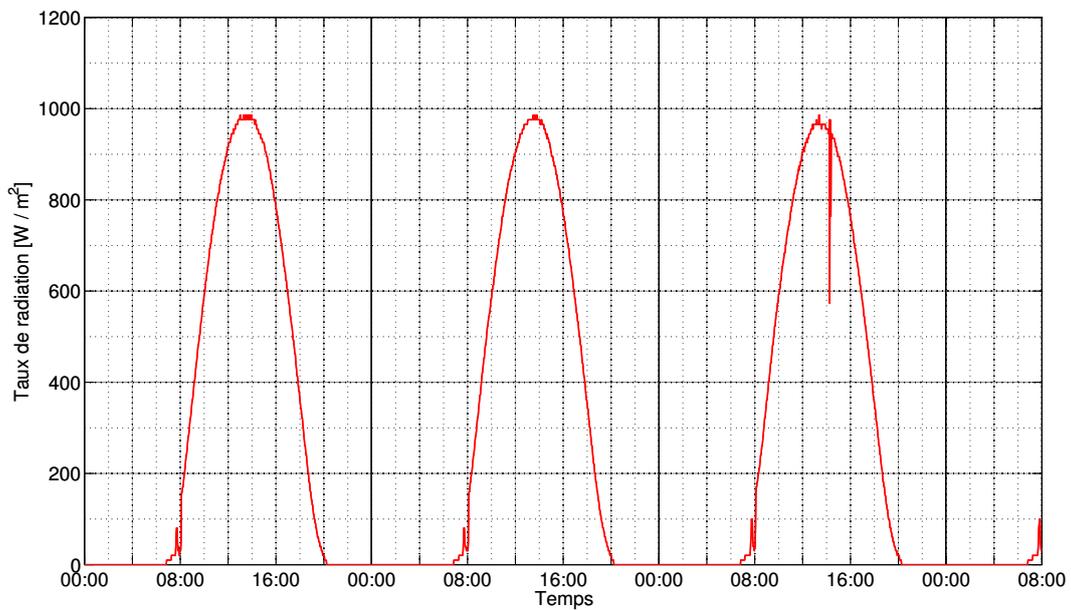


FIGURE 3.9 – Essai C : relevé de radiation.

Jour	1	2	3
$T_{réservoir,I} \text{ min } [^{\circ}C]$	27,7	37,7	36,2
$T_{réservoir,II} \text{ min } [^{\circ}C]$	28,9	39,2	37,8
$T_{réservoir,I} \text{ max } [^{\circ}C]$	51,6	52,7	48,0
$T_{réservoir,II} \text{ max } [^{\circ}C]$	52,6	53,5	49,2

TABLE 3.6 – Essai C : diamètre des tubes collecteurs. Températures extrêmes journalières des réservoirs I ( $\phi 25mm$ ) et II ( $\phi 20mm$ ).

## Essai D : rapport de forme du capteur

**Résumé :** l’essai D a mis en oeuvre deux collecteurs construits avec un nombre identique de bouteilles, mais possédant de rapport de forme (longueur/largeur) différent. Le capteur du système I a été construit avec des tubes montants de  $1m$  de long (rapport de forme d’origine) alors que le capteur du système II a été construit avec des tubes montant de  $1,5m$  de long (rapport de forme plus étiré : plus long et moins large, cf. annexe C). Une augmentation de performance d’environ  $1,5^{\circ}C$  a été observée pour le collecteur au rapport de forme étiré.

Les relevés de température de l’essai D sont disponibles à la figure 3.10 et les températures extrêmes journalières sont données dans la table 3.7. Le nombre de bouteilles utilisées pour chaque collecteur est passé de 25 à 40 unités et le volume d’eau contenu dans les réservoirs de 25 à 50 litres. De cette manière, le comportement des chauffe-eaux, avec un rapport plus élevé entre la superficie du capteur et le volume d’eau à chauffer, a pu être observé. Lors du premier jour de l’essai, la température du réservoir II a été augmentée de  $16^{\circ}C$  pour atteindre  $44,8^{\circ}C$ . Un pic de température de  $49,2^{\circ}C$  a été observé dans le réservoir II, le quatrième jour de l’essai. L’élévation de température lors du troisième jour a été assez limitée, vu l’ensoleillement mitigé ( $18,4 [MJ/m^2]$ ).

Une chute nette de température dans le réservoir II est observée lors du deuxième jour, peu avant 17h. Cette chute est liée à une erreur de manutention<sup>4</sup>. La baisse de température du réservoir I, lors de la nuit du deuxième au troisième jour, est moins marquée que celle du réservoir II. Ceci est dû à la fermeture d’une vanne dans le circuit I bloquant toute circulation inverse nocturne. L’influence de cette circulation inverse est cependant limitée (cf. section 3.1.5 ci-dessous).

Allonger le collecteur permet, d’une part, d’augmenter la hauteur relative entre l’entrée et la sortie du capteur (notée  $h_3$  dans le chapitre 1) ce qui favorise le mouvement du thermosiphon et, d’autre part, de limiter les pertes thermiques liées aux bouteilles placées en extrémité de chaîne. Ces bouteilles sont plus exposées aux effets du vent et de l’ambiance que les bouteilles de milieu de chaîne (enchâssée les unes dans les autres), les pertes thermiques y sont dès lors plus élevées. Des mesures réalisées à l’intérieur des bouteilles d’un capteur montrent que la température maximale est atteinte vers le milieu de la chaîne alors que des températures plus basses sont atteintes pour les bouteilles inférieures et supérieures (cf. annexe C). Ces considérations permettent d’expliquer pourquoi les températures du réservoir II ont dépassé celles du réservoir I tout au long de l’essai.

4. Suite à une mauvaise manoeuvre, une fuite est apparue fin de journée dans le système II. Après réparation, il a été nécessaire de rajouter environ 2,5 L d’eau froide dans le réservoir pour compenser la fuite. Ceci explique la chute de température observée un peu avant 17h.

Augmenter le rapport de forme du collecteur permet donc d'améliorer les performances du système, ce qui confirme les résultats annoncés par [1].

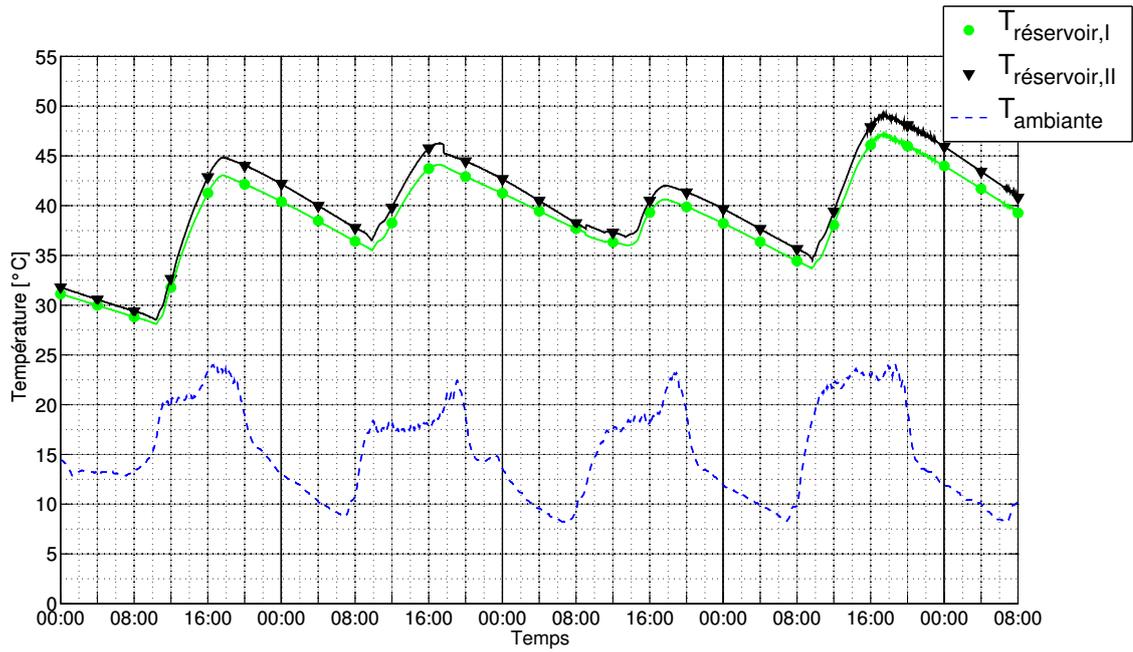


FIGURE 3.10 – Essai D : rapport de forme du capteur. Température ambiante et températures des réservoirs I (rapport de forme initial) et II (rapport de forme allongé).

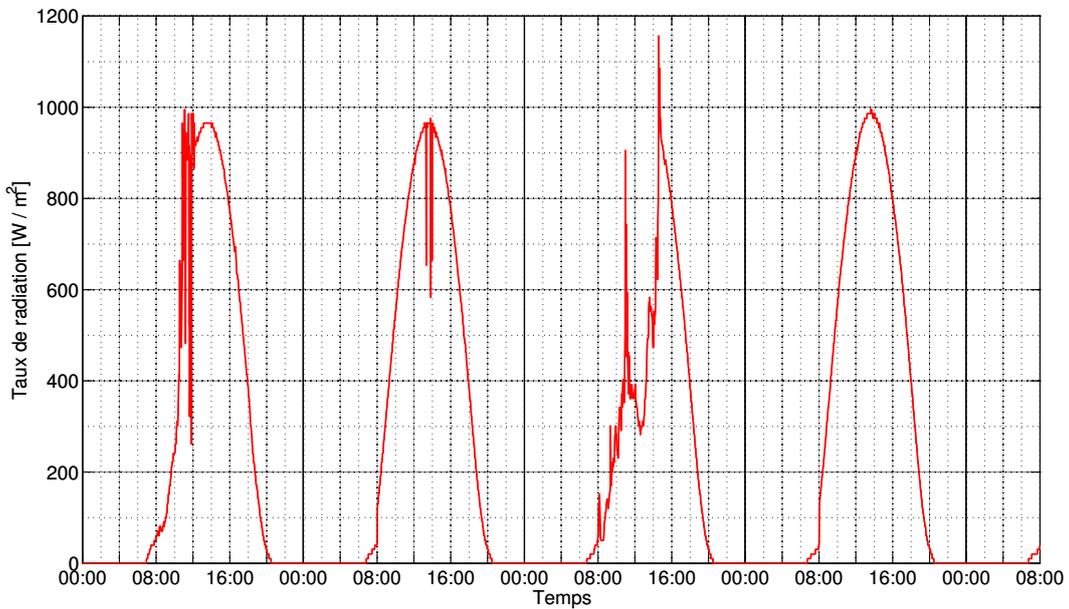


FIGURE 3.11 – Essai D : relevé de radiation.

Jour	1	2	3	4
$T_{réservoir,I} \text{ min } [^{\circ}C]$	28,1	35,5	34,5	33,7
$T_{réservoir,II} \text{ min } [^{\circ}C]$	28,5	36,5	35,7	34,5
$T_{réservoir,I} \text{ max } [^{\circ}C]$	43,1	44,1	40,6	47,2
$T_{réservoir,II} \text{ max } [^{\circ}C]$	44,8	46,3	42,0	49,2

TABLE 3.7 – Essai D : rapport de forme du capteur. Températures extrêmes journalières des réservoirs I (rapport de forme initial) et II (rapport de forme allongé).

### 3.1.5 Analyse des pertes thermiques nocturnes

Les chutes nocturnes des températures des réservoirs ont avoisiné des valeurs de 11 à 16°C, au cours des essais A, B et C. Ces valeurs, assez importantes compte tenu de l'épaisseur d'isolation utilisée (environ 65 mm de polystyrène expansé), sont notamment dues au fait que les réservoirs soient fortement exposés aux vents et aux températures nocturnes<sup>5</sup>. La taille réduite des réservoirs et la faible quantité d'eau stockée (seulement 25 litres pour les essais A, B et C) sont également à mettre en cause. De fait, les chutes nocturnes dans les réservoirs, lors de l'essai D (50 litres dans les réservoirs), ont seulement oscillé entre 7,5 et 10°C alors que les températures ambiantes nocturnes enregistrées étaient similaires, voire inférieures, à celles des essais précédents.

La structure d'essai, utilisée tout au long des expérimentations, a été dimensionnée de manière à limiter la circulation inverse pouvant accentuer la baisse de température des réservoirs durant les périodes nocturnes. Un essai a toutefois été effectué pour s'assurer du faible impact de cette circulation sur l'évolution de la température des réservoirs. Le collecteur du système I a été débranché afin d'observer l'évolution de la température du réservoir I déconnecté de tout système. Le système II a été laissé tel que durant l'essai D, si ce n'est que la quantité d'eau dans les réservoirs a été fixée à 40L. Une vue de la structure d'essai est disponible dans l'annexe C.

Les relevés de températures de cet essai sont montrés à la figure 3.12 et les températures extrêmes des réservoirs sont données dans la table 3.8. Les températures  $T_{max}$  et  $T_{min}$  correspondent aux valeurs maximale et minimale atteintes dans le réservoir II, relevées vers 18h et 10h respectivement. Pour le réservoir I, il ne s'agit pas des températures extrêmes, mais des températures mesurées au moment où les températures maximales et minimales sont atteintes dans le réservoir II (cf. figure 3.12). Une baisse de température de 6,5°C (soit une baisse relative de 16%) est observée pour le réservoir I et de 8,5°C (baisse relative de 19%) pour le réservoir II. Les pertes thermiques dans les réservoirs I et II sont ainsi égales respectivement à 19,6W et 25,6W. L'écart de température entre les deux réservoirs, s'est dès lors réduit au cours de la nuit. Les pertes plus importantes dans le réservoir II sont principalement dues à la circulation inverse nocturne. L'impact de cette circulation inverse reste cependant limité.

---

5. La structure d'essai est installée en hauteur sur un toit et ne bénéficie d'aucune protection, voir illustrations disponibles dans l'annexe B.

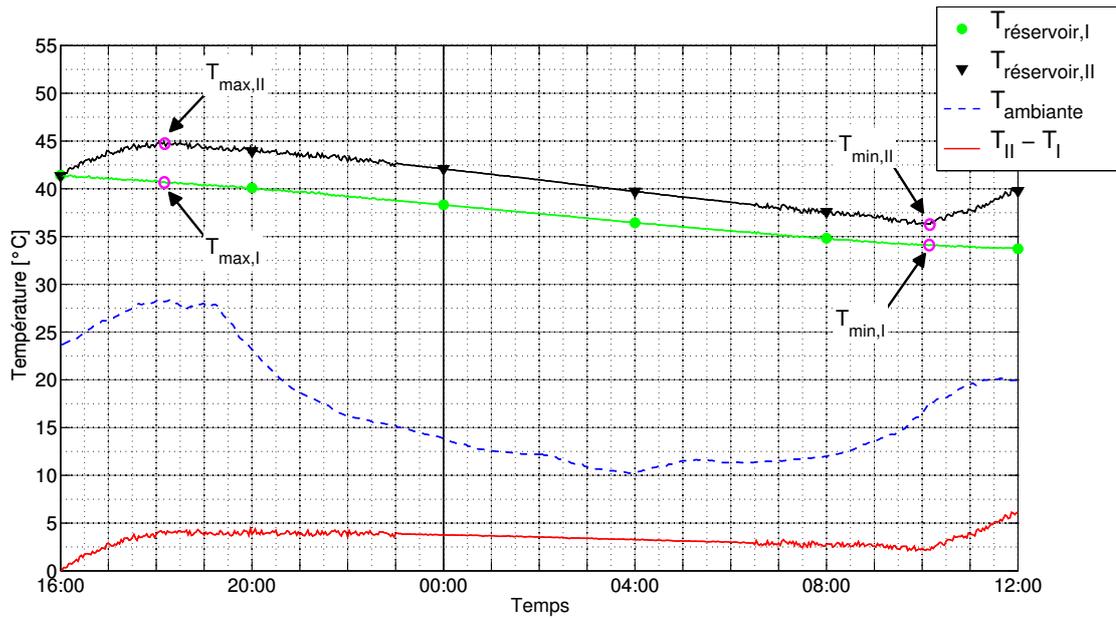


FIGURE 3.12 – Influence de la circulation inverse sur les pertes nocturnes. Température ambiante, températures des réservoir I (déconnecté de son collecteur et fonctionnant donc comme un réservoir isolé) et II (connecté à son collecteur) et différence de température entre le réservoir I et II (noté  $T_{II} - T_I$ ).

Donnée	Réservoir I	Réservoir II	$T_{II} - T_I$
$T_{max}$ [°C]	40,6	44,8	4,2
$T_{min}$ [°C]	34,1	36,3	2,2
$T_{max} - T_{min}$ [°C]	6,5	8,5	-

TABLE 3.8 – Influence de la circulation inverse sur les pertes nocturnes : températures extrêmes.

### 3.1.6 Configuration proposée

L'isolation des conduites de connexion améliore, de manière significative, les performances du chauffe-eau solaire. Cette isolation est donc nécessaire. L'emploi d'un isolant interne augmente les performances thermiques du capteur et limite en outre sa déformation sous l'effet de températures trop élevées. L'utilisation de papier journal froissé est conseillée étant donné sa facilité de mise en oeuvre et son approvisionnement aisé. Il est par ailleurs aussi efficace que le polystyrène expansé pour cette application. Il n'est pas bénéfique d'augmenter le diamètre des tubes collecteurs. Le capteur doit donc être construit intégralement (tubes collecteurs et tubes montants) avec des tuyaux de 20 mm de diamètre. Le circuit de connexion est quant à lui réalisé en diamètre 25. Allonger le rapport de forme des collecteurs augmente leurs performances thermiques et limite la largeur de la surface nécessaire pour leurs installations. Une longueur supérieure à 1,5 m n'est cependant pas conseillée, car cela rend plus difficile la construction et la manutention du capteur.

### 3.2 Phase de caractérisation

Le collecteur, soumis à l'essai pour déterminer la courbe de rendement instantané des capteurs PET, est montré à la figure 3.13 et une vue supplémentaire du banc d'essai est disponible dans l'annexe B. Les caractéristiques de ce collecteur sont données dans la table 3.9. Celui-ci a été construit à partir du collecteur II de l'essai D et possède ainsi des tubes collecteurs de diamètre 25 contrairement, aux indications précédentes. Cela n'influencera pas la courbe de rendement, car le diamètre des tubes collecteurs modifie seulement les pertes de charge dans le capteur et donc le débit pour une différence de pression motrice donnée. Or, c'est le débit et non la pression qui est fixé sur le banc d'essai.



FIGURE 3.13 – Collecteur utilisé lors des essais de rendement instantané.

Superficie du collecteur [ $m^2$ ]	$A_c = 1,327$
Volume de bouteille [ $L$ ]	1,5
Isolant interne	Papier
Diamètre des tubes collecteurs [ $mm$ ]	25
Diamètre de tubes montants [ $mm$ ]	20
Longueur tubes montants [ $m$ ]	1,5
Nombre de chaines du collecteur	10
Nombre de bouteilles par chaine	8

TABLE 3.9 – Caractéristiques du collecteur utilisé lors des essais de rendement instantané.

### 3.2.1 Courbe de rendement instantané

La courbe de rendement instantané a été déterminée expérimentalement en suivant la norme européenne EN12975-2, synthétisée dans la section 1.2. Cette courbe s'approche par une équation du second degré, donnée par l'équation 1.26 :

$$\eta = \eta_0^* - a_1^* \left( \frac{T_m - T_a}{G_t} \right) - a_2^* G_t \left( \frac{T_m - T_a}{G_t} \right)^2 \quad (3.1)$$

Cette relation est équivalente à l'équation 1.30 :

$$\eta = \eta_0^* - a_1^* T_m^* - a_2^* G_t (T_m^*)^2 \quad (3.2)$$

où  $T_m^*$  représente la différence de température réduite définie par :

$$T_m^* = \frac{T_m - T_a}{G_t} \quad (3.3)$$

avec  $T_m$ , la température moyenne du fluide caloporteur et  $T_a$ , la température ambiante.

Les coefficients  $\eta_0^*$ ,  $a_1^*$  et  $a_2^*$ , obtenus lors des essais, sont donnés dans la table 3.10. La courbe de rendement approximée en fonction de  $T_m^*$  et les points expérimentaux associés sont exposés à la figure 3.14. Afin de faciliter l'interprétation de la courbe de rendement, celle-ci se représente également comme une fonction de la différence  $T_m - T_a$  (avec  $G_t = 1000W/m^2$ ). La courbe et les points expérimentaux correspondants sont donnés à la figure 3.15. Un rendement maximal d'environ 0,34 est atteint lorsque  $T_m = T_a$ , celui-ci tombe à 0 lorsque la différence  $T_m - T_a$  dépasse les 50°C. Cette limite est à considérer avec précaution, car aucun point expérimental n'a été obtenu pour les valeurs extrêmes de  $T_m - T_a$ , afin de ne pas endommager le collecteur (cf. annexe D). Comme la plage de fonctionnement du capteur s'étend généralement de  $T_m = T_a$  à  $T_m - T_a = 25$  à 30°C la courbe obtenue est bien représentative du comportement en service du collecteur<sup>6</sup>.

Une comparaison des rendements du capteur PET et d'une série de capteurs plans commerciaux est montrée à la figure 3.16. Le rendement maximal de ces capteurs plans est environ deux fois plus élevé que celui du capteur PET et atteint généralement des valeurs comprises entre 0,65

6. Les essais effectués lors de la phase de recherche montrent que la plage de fonctionnement normal du collecteur ne dépasse a priori pas des valeurs de  $T_m - T_a$  de 25 à 30°C, car  $T_m$  n'excède que très rarement 55°C pour une température ambiante avoisinant alors au minimum 25°C.

$\eta_0^* [-]$	0,3411
$a_1^* [W/(m^2 \cdot C)]$	5,954
$a_2^* [W/(m^2 \cdot C^2)]$	0,01628

TABLE 3.10 – Coefficients de la courbe de rendement instantané (norme européenne).

et 0,80. Cette différence est due à la nature des matériaux utilisés. Le rendement maximal d'un collecteur correspond à son rendement optique  $\eta_0$ , directement proportionnel au produit ( $\tau\alpha$ ) où  $\tau$  représente le coefficient de transmission du vitrage et  $\alpha$  le coefficient d'absorption de la plaque absorbante. Comme les bouteilles du capteur PET réfléchissent une partie du rayonnement incident, leur facteur  $\tau$  est limité<sup>7</sup>. D'un autre côté, la plaque absorbante, normalement constituée d'une plaque métallique recouverte de peinture sélective, est ici remplacée par un carton Tetra Pak recouvert d'une simple peinture mate. Il est clair que cette configuration présente un facteur  $\alpha$  inférieur à celle d'origine. A noter également que la faible conductivité thermique des tubes en PVC ne facilite pas le transfert de chaleur entre l'atmosphère chaude des bouteilles et le fluide caloporteur, au contraire des tubes en cuivre généralement utilisé.

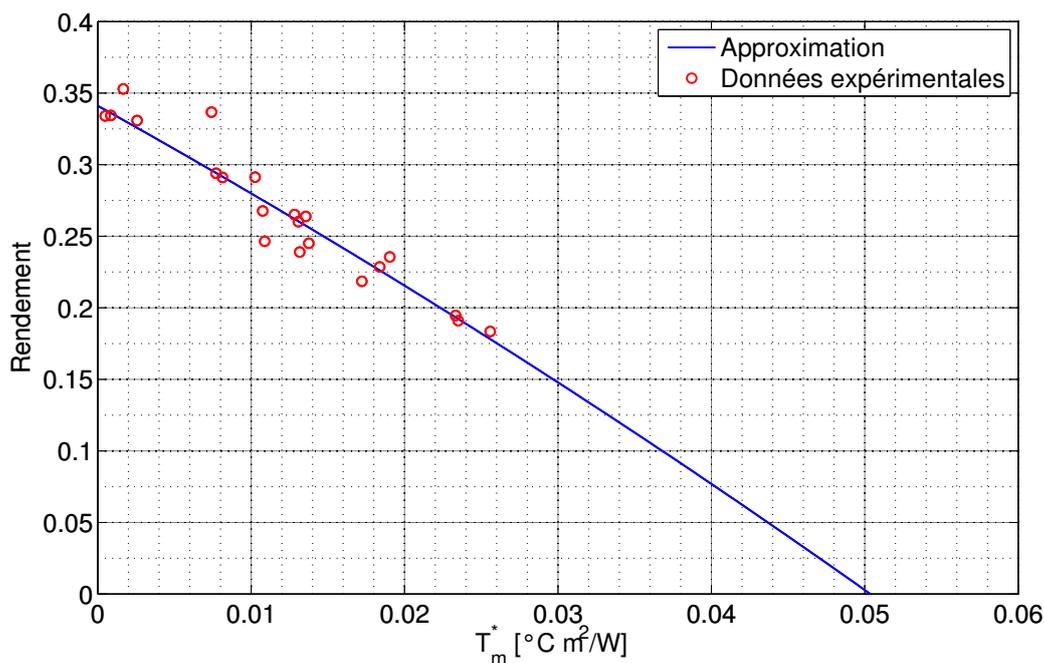


FIGURE 3.14 – Courbe de rendement instantané du capteur PET en fonction de  $T_m^*$ .

7. C'est pourquoi il est conseillé d'utiliser des bouteilles transparentes et lisses possédant un facteur  $\tau$  plus élevé que d'autres modèles.

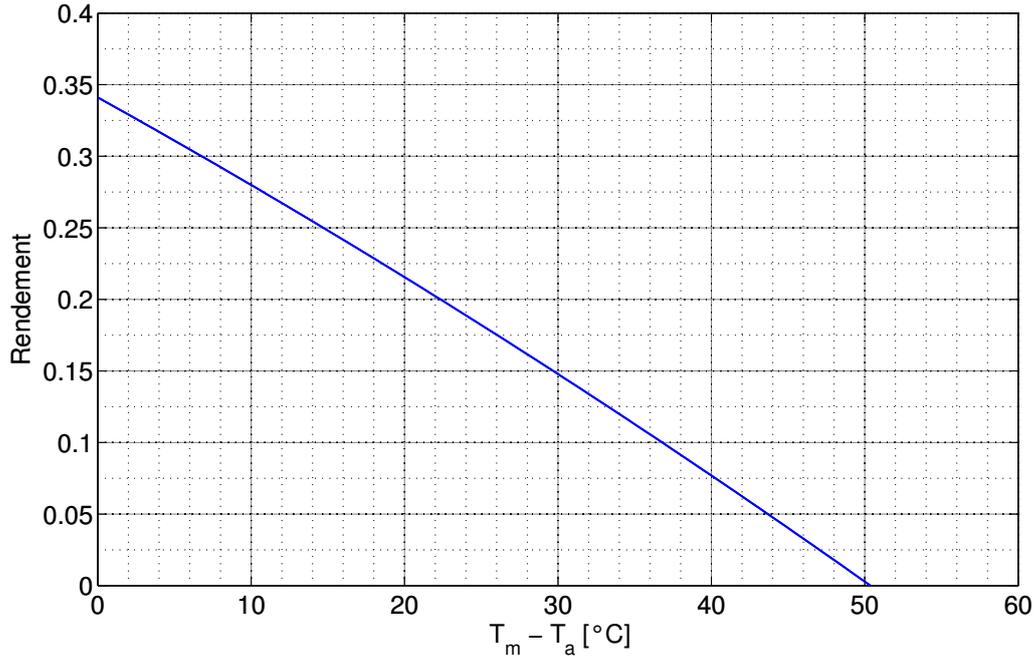


FIGURE 3.15 – Courbe de rendement instantané du capteur PET en fonction de  $T_m - T_a$ .

Les pertes thermiques du capteur PET sont plus élevées que celles d'un capteur plan, ce qui accentue également la différence de rendement. Tout d'abord, l'effet de serre créé par les bouteilles est plus limité que celui créé par un vitrage traditionnel. De plus, des cellules de convection peuvent s'établir entre les bouteilles et l'absorbeur, car cette distance n'est pas aussi faible que celle présente entre le vitrage et l'absorbeur d'un capteur classique. La nature de l'isolant utilisé et la surface plus importante exposée à l'air extérieur accentuent encore les pertes thermiques.

### 3.3 Conclusions et perspectives

Il faut remarquer que la configuration retenue dans ce travail a été proposée en fonction des essais, non exhaustifs, réalisés. Néanmoins, il existe d'autres variantes qui pourraient être mises en oeuvre lors de travaux futurs. Certains auteurs proposent ainsi d'utiliser deux tailles de bouteilles et de les emboîter les unes dans les autres, afin de créer une double couverture (suivant le principe des capteurs plans à double vitrage), limitant ainsi les pertes thermiques [19]. Il est également possible de remplacer les cartons Tetra Pak par du papier aluminium, disposé dans le fond des bouteilles, afin de concentrer les rayons solaires vers les tubes montants [19]. L'aluminium contenu dans les Tetra Pak peut également être mis à profit pour cette application [6]. D'autres variantes remplacent quant à elles les Tetra Pak par des canettes métalliques, peintes en noir, placées à l'intérieur des bouteilles et enchâssées sur les tubes montants, afin de favoriser l'absorption des rayonnements. Il est également possible de réutiliser le métal de ces canettes pour former des plaques absorbantes (peintes en noir) à insérer sur, ou à la place, des Tetra Pak, en leur conférant éventuellement des formes d'ailettes, adaptées aux tubes montants, comme pour les capteurs classiques [30].

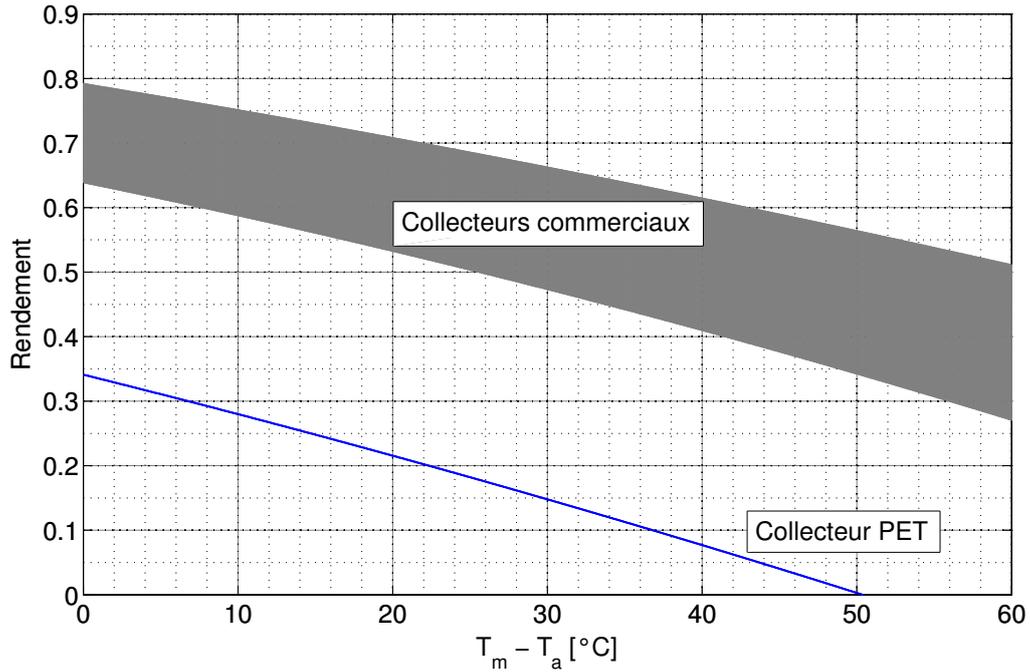


FIGURE 3.16 – Comparaison des rendements instantanés du capteur PET et des collecteurs commerciaux (gamme de rendement représentative).

La double couverture risque cependant de diminuer le rendement optique des capteurs (à cause des réflexions multiples provoquées par les doubles bouteilles utilisées). De plus, la géométrie nécessaire, pour refléter parfaitement les rayons solaires vers les tubes montants, est plus complexe qu'un simple cylindre et est de ce fait assez difficile à reproduire à cette échelle. C'est pourquoi ces deux configurations n'ont pas été considérées en priorité dans ce travail. L'utilisation de canettes métalliques paraît cependant assez prometteuse malgré que cette variante n'ait pas été soumise à l'essai de manière rigoureuse, par manque de temps. Quoi qu'il en soit, le rendement du capteur PET reste limité intrinsèquement par son design et par la nature des matériaux utilisés. Une bonne manière d'améliorer encore les performances chauffe-eau solaire reste alors simplement de soigner l'isolation des réservoirs, pouvant également être implémentée à partir de matériaux de récupération.

Pour terminer, il faut avoir conscience que l'objectif de ce projet n'est pas la performance absolue du collecteur, mais bien sa capacité à fournir de l'eau chaude sanitaire à température modérée. Les essais comparatifs exposés dans ce chapitre montrent que le capteur PET peut remplir cet objectif sous certaines conditions climatiques. La simulation de prévisions de performance annuelle, présentée dans le chapitre 4 ci-après, confirme ces premiers résultats.

# Chapitre 4

## Simulation

Ce dernier chapitre technique se focalise sur la problématique de la prévision de performance à long terme. Un modèle approché du chauffe-eau solaire, construit sur base de capteur PET, est développé de manière théorique et est ensuite ajusté sur base de résultats expérimentaux. Des prévisions de performance annuelle sont alors réalisées en évaluant la contribution d'un chauffe-eau solaire dimensionné pour une famille type, installée dans la commune de Quinta Normal, située à Santiago au Chili. Les résultats montrent que ce système peut fournir plus de 50% des besoins annuels en eau chaude du ménage. En guise de comparaison, une estimation de performance de ce même chauffe-eau est également effectuée pour la Belgique en considérant les données climatiques disponibles pour la commune d'Uccle.

### 4.1 Modélisation du chauffe-eau solaire

Le modèle utilisé dans ce travail a été construit à partir des résultats de l'étude théorique effectuée dans le chapitre 1. Ce modèle permet de calculer l'évolution journalière de la température des réservoirs du chauffe-eau solaire, en se basant sur les données climatiques (température ambiante et taux de radiation) de la période considérée, sur la température initiale du réservoir et sur les dimensions du système complet.

L'objectif n'étant pas d'implémenter une simulation numérique de haute précision, une modélisation approchée a été utilisée. Celle-ci permet d'obtenir rapidement des résultats proches de la réalité, qui seront ensuite ajustés à partir de données expérimentales. La résolution s'effectue à partir d'équations globales en considérant l'ensemble du système à chaque pas de temps. Afin de simplifier la simulation, les pertes thermiques dans les tuyaux de connexion sont négligées comme au chapitre 1 et un mélange complet est considéré dans le réservoir. Le phénomène de stratification n'est donc pas pris en compte.

#### 4.1.1 Principe

Pour chaque pas de temps, la température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur ( $T_i$ ) est initialisée à la valeur de la température (uniforme) du réservoir. Le débit est ensuite calculé, sur base des données climatiques ( $T_a$  et  $G_t$ ) de l'intervalle de temps considéré, en résolvant l'équation 1.81 :

$$A\dot{m}^2 + B\dot{m} - C\frac{A_c G_t}{\dot{m} c_p} r\eta = 0 \quad (4.1)$$

avec  $A$ ,  $B$  et  $C$ , des constantes dépendant uniquement des paramètres constructifs du système, des coefficients de pertes de charge singulières et des propriétés physiques du fluide caloporteur. Dans cette expression, le facteur de correction du rendement en fonction du débit,  $r$ , est remplacé par l'équation 1.34 :

$$r = \frac{\frac{\dot{m}c_p}{A_c} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_c}{\dot{m}c_p}\right) \right] \Big|_{\text{opé}}}{F_R U_L|_{\text{ref}}} \quad (4.2)$$

et l'expression du rendement est donnée sur base de la norme américaine :

$$\eta = \eta_0 - a_1 \left( \frac{T_i - T_a}{G_t} \right) - a_2 G_t \left( \frac{T_i - T_a}{G_t} \right)^2 \quad (4.3)$$

Les paramètres  $\eta_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  utilisés sont donnés dans la table 4.1. Ceux-ci permettent également de déterminer les facteurs  $U_L F'$  et  $F_R U_L|_{\text{ref}}$  intervenant dans l'expression de  $r$  (cf. chapitre 1).

$\eta_0$ [-]	0,3296
$a_1$ [ $W/(m^2 \cdot C)$ ]	5,871
$a_2$ [ $W/(m^2 \cdot C^2)$ ]	0,01261

TABLE 4.1 – Coefficients de la courbe de rendement instantané (norme américaine).

Une fois le débit obtenu, le facteur  $r$  est calculé afin d'ajuster la valeur du rendement sur l'intervalle de temps considéré. Le gain en température entre l'entrée et la sortie du collecteur est ensuite déterminé via la relation 1.47 :

$$(T_o - T_i) = \frac{A_c G_t}{\dot{m}c_p} r \eta \quad (4.4)$$

Cela permet de déterminer la température du fluide caloporteur à son retour dans le réservoir, considérée ici comme égale à la température de sortie du collecteur,  $T_o$ . La température du réservoir au pas de temps suivant est alors obtenue en réalisant un simple bilan énergétique, en considérant un mélange parfait de l'eau du réservoir. Les pertes thermiques du réservoir sont obtenues à partir d'un coefficient global de pertes thermiques, d'abord déterminé à partir de données expérimentales et ensuite ajusté via les simulations.

En période nocturne, le débit de fluide caloporteur est supposé nul et seules les pertes thermiques sont considérées pour calculer l'évolution de la température du réservoir.

#### 4.1.2 Résultats

Afin de valider le modèle développé, deux simulations ont été effectuées sur base de données climatiques, relevées lors d'un essai de validation et lors de l'essai D. Ces simulations visent à reproduire l'évolution de la température dans le réservoir du système II en se basant sur les dimensions de la structure d'essai et du collecteur utilisés. Ce collecteur possède les mêmes caractéristiques que celui mis en oeuvre dans l'essai de rendement, mais sa superficie est réduite de moitié<sup>1</sup>. Une comparaison entre les températures simulées et celles mesurées expérimentalement

1. Les caractéristiques et dimensions exactes des systèmes et collecteurs employés pour ces essais sont disponibles dans l'annexe E.

au cours des deux essais est présentée aux figures 4.1 et 4.2. La différence de température entre les données expérimentales et les données de simulation est également représentée, ainsi que la température ambiante au cours des essais. Les relevés de radiations sont disponibles en annexe E.

Les courbes de température expérimentales et simulées présentent une allure similaire tout au long des essais. Les températures expérimentales sont toutefois supérieures à celles simulées. Pour l'essai de validation, la différence entre les données expérimentales et les données de simulation atteint au maximum  $5,1^{\circ}\text{C}$ . Sa valeur moyenne est de  $3,3^{\circ}\text{C}$ , ce qui correspond à une erreur moyenne de  $8,1\%$ . Pour l'essai D, cette différence atteint au maximum  $4,7^{\circ}\text{C}$ . Sa valeur moyenne est de  $2,8^{\circ}\text{C}$ , ce qui correspond à une erreur moyenne de  $7,0\%$ . Le modèle développé permet donc de reproduire le comportement du chauffe-eau solaire, mais un ajustement est nécessaire afin d'augmenter la précision des simulations.

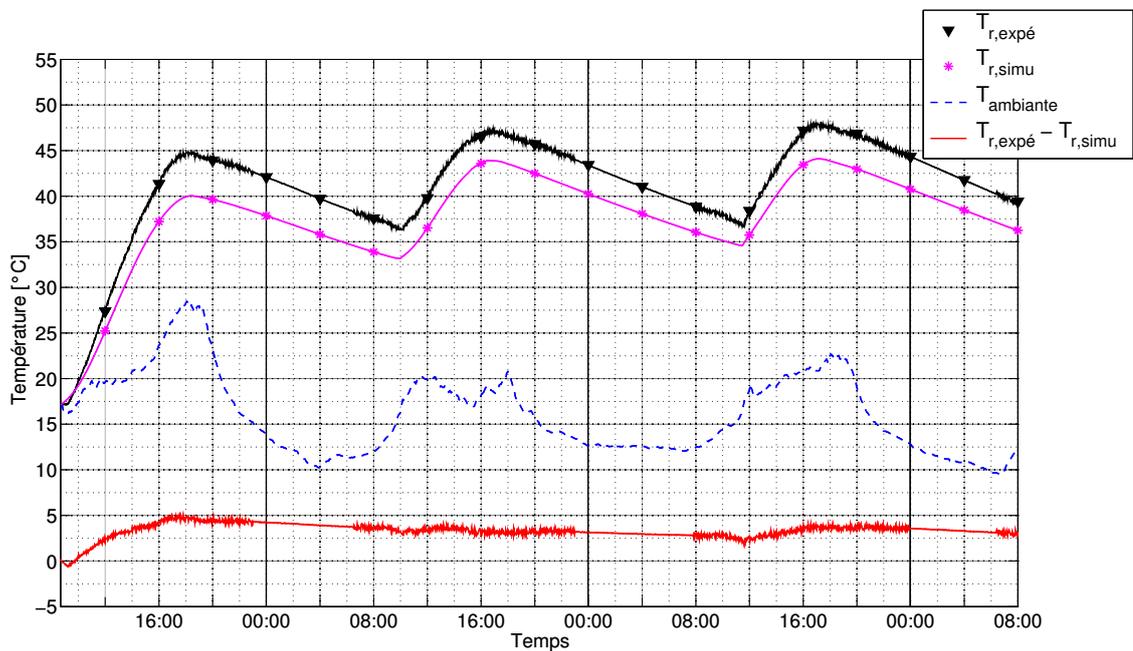


FIGURE 4.1 – Essai de validation : températures du réservoir (données expérimentales notées  $T_{r,expé}$  et données de simulation notées  $T_{r,simu}$ ), écart entre données expérimentales et données de simulation (noté  $T_{r,expé} - T_{r,simu}$ ) et température ambiante. Erreur moyenne de simulation :  $8,1\%$ .

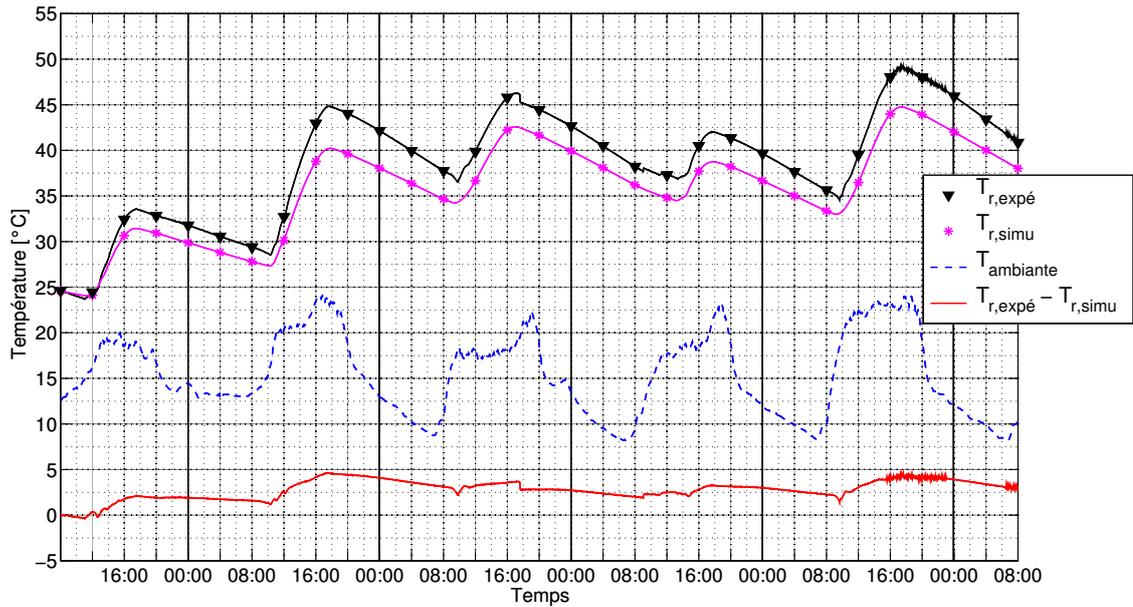


FIGURE 4.2 – Essai D : températures du réservoir (données expérimentales notées  $T_{r,expé}$  et données de simulation notées  $T_{r,simu}$ ), écart entre données expérimentales et données de simulation (noté  $T_{r,expé} - T_{r,simu}$ ) et température ambiante. Erreur moyenne de simulation : 7,0%.

### 4.1.3 Ajustement et validation du modèle

Contrairement à la normale, les prévisions théoriques sont ici inférieures aux températures réellement observées. Plusieurs facteurs pourraient expliquer cette sous-estimation :

1. Influence de la stratification du réservoir (négligée dans le modèle développé)
2. Surévaluation des pertes de charge, réduisant le débit d'opération et donc les performances du système
3. Surévaluation des pertes thermiques du capteur
4. Sous-évaluation du rendement optique du capteur

Etant donné la forme des réservoirs et le faible volume d'eau utilisé lors des essais (40 litres pour l'essai de validation et 50 litres pour l'essai D), le phénomène de stratification est assez limité. Des mesures effectuées au cours des essais montrent que le gradient de température dans le réservoir ne dépasse pas 5°C. Ce gradient étant assez limité, l'influence de la stratification peut être négligée.

L'influence des autres facteurs a été étudiée par essais et erreurs, en appliquant des coefficients de correction au modèle. En réduisant les pertes de charge au quart de leurs valeurs calculées, le débit dans le circuit est doublé. L'influence de cette augmentation de débit sur les températures simulées est cependant minime, car l'augmentation du rendement est limitée pour des valeurs élevées du débit. L'erreur moyenne de simulation ainsi obtenue est encore de 7% pour l'essai de validation et de 6% pour l'essai D, soit une amélioration de seulement 1%. Ce facteur ne permet donc pas d'ajuster le modèle. En faisant varier les pertes thermiques du capteur, il est

possible d'abaisser les erreurs moyennes à 2,9% pour l'essai de validation et à 2% pour l'essai D, moyennant un coefficient correctif de 0,75.

Cependant, une précision supérieure est obtenue en faisant varier le rendement optique du capteur. L'erreur moyenne minimale est atteinte en multipliant ce rendement optique par un coefficient correctif de 1,15. Une comparaison entre les températures simulées avec le modèle ajusté et celles mesurées expérimentalement au cours des deux essais est présentée aux figures 4.3 et 4.4. Pour l'essai de validation, la différence entre les données expérimentales et les données de simulation atteint alors au maximum 2,0°C. Sa valeur moyenne est de 0,4°C, ce qui correspond à une erreur moyenne de 1,7%. Pour l'essai D, cette différence atteint au maximum 1,7°C. Sa valeur moyenne est de 0,3°C, ce qui correspond à une erreur moyenne de 1,3%. Au vu de la précision de cet ajustement, celui-ci sera utilisé par la suite pour les prévisions de performance à long terme.

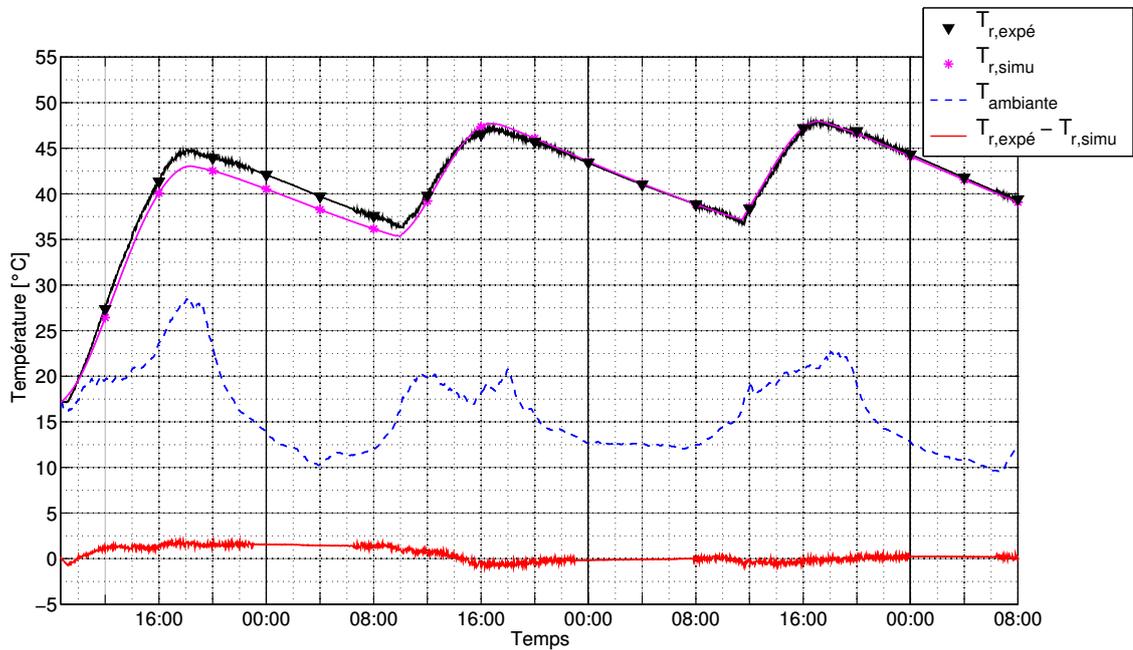


FIGURE 4.3 – Essai de validation, avec modèle ajusté : températures du réservoir (données expérimentales notées  $T_{r,expé}$  et données de simulation notées  $T_{r,simu}$ ), écart entre données expérimentales et données de simulation (noté  $T_{r,expé} - T_{r,simu}$ ) et température ambiante. Erreur moyenne de simulation : 1,7%.

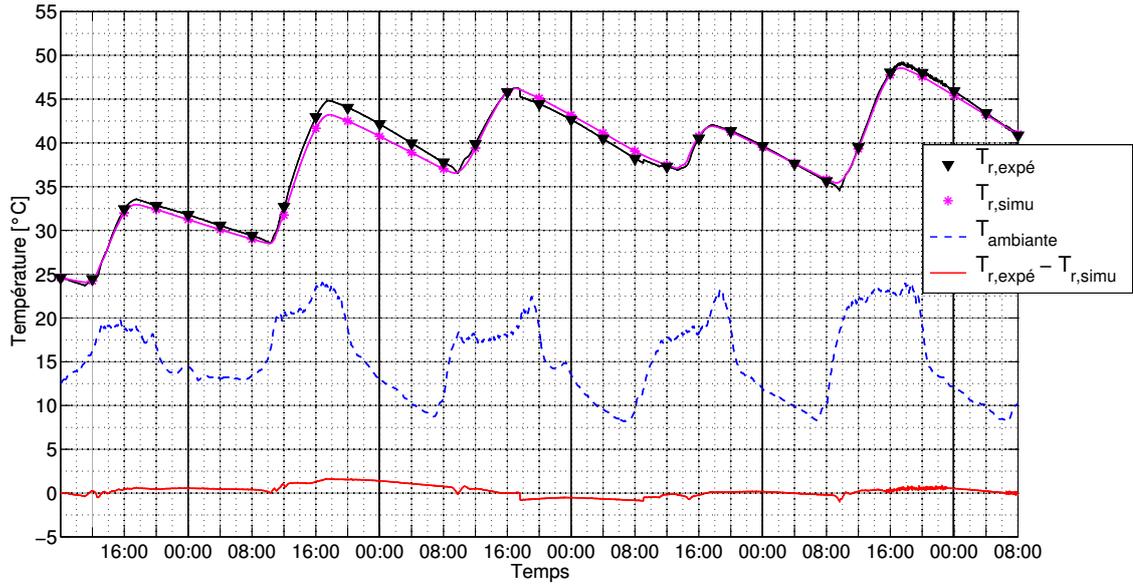


FIGURE 4.4 – Essai D, avec modèle ajusté : températures du réservoir (données expérimentales notées  $T_{r,expé}$  et données de simulation notées  $T_{r,simu}$ ), écart entre données expérimentales et données de simulation (noté  $T_{r,expé} - T_{r,simu}$ ) et température ambiante. Erreur moyenne de simulation : 1,3%.

## 4.2 Prédiction de performance annuelle

### 4.2.1 Démarche

Les performances annuelles d'un chauffe-eau solaire se déterminent sur base de la fraction solaire  $f$  représentant le rapport entre l'énergie fournie par le chauffe-eau solaire et l'énergie totale nécessaire pour répondre à la demande journalière en eau chaude sanitaire. Cette fraction se détermine formellement comme :

$$f = \frac{Q_{tot} - Q_{aux}}{Q_{tot}} \quad (4.5)$$

où :

$Q_{tot}$  = énergie totale nécessaire [J].

$Q_{aux}$  = énergie fournie par le chauffe-eau auxiliaire [J]<sup>2</sup>.

avec par définition :  $0 \leq f \leq 1$ .

Lorsque la fraction solaire est unitaire, l'énergie nécessaire pour chauffer l'eau chaude sanitaire est entièrement fournie par le chauffe-eau solaire. Lorsque cette fraction est nulle, toute l'énergie nécessaire est fournie par le chauffe-eau auxiliaire.

---

2. Le chauffe-eau auxiliaire est le chauffe-eau classique (fonctionnant au gaz, au mazout ou à l'électricité) utilisé en appont du chauffe-eau solaire lorsque l'ensoleillement n'est pas suffisant pour répondre à la demande en eau chaude.

L'énergie totale nécessaire dépend de la demande journalière en eau chaude et de la température de l'eau froide du réseau de distribution. Bien qu'il existe des profils journaliers de consommation d'eau chaude et que la demande totale puisse varier en fonction des saisons, une demande constante et ponctuelle a été considérée dans ce travail afin de simplifier la modélisation du système. Toute l'eau chaude du réservoir est alors consommée au même moment et le réservoir est ensuite rempli d'eau froide. Les vidanges et remplissages partiels au cours de la journée (impliquant un mélange constant d'eau chaude et froide) ne sont donc pas considérés.

La quantité d'énergie fournie par le chauffe-eau solaire dépend des conditions climatiques et varie donc de jour en jour. Pour faciliter les estimations, il est courant de se baser sur des moyennes mensuelles, calculées en considérant une large période temporelle. En utilisant le modèle ajusté développé précédemment, l'évolution journalière moyenne mensuelle de la température du réservoir est simulée en considérant un jour représentatif pour chaque mois<sup>3</sup>. L'énergie fournie par le chauffe-eau solaire s'évalue alors en fonction de la température du réservoir au moment de la prise d'eau chaude. L'heure exacte à laquelle l'eau chaude est utilisée influence donc la fraction solaire du système, car la température du réservoir évolue au cours de la journée.

La fraction solaire annuelle se détermine finalement sur base de la moyenne des fractions solaires mensuelles.

#### 4.2.2 Données climatiques horaires

Les données climatiques couramment disponibles sont données sous forme de moyennes mensuelles journalières. Or, le modèle développé précédemment utilise en entrée des données horaires de conditions climatiques. Il est donc nécessaire d'effectuer certaines conversions.

L'évolution horaire de la température ambiante moyenne a été évaluée en appliquant un modèle donné par [16]. Ce modèle se base sur la température ambiante moyenne journalière et sur l'indice de clarté du ciel, un facteur lié au taux de couverture nuageuse. Les détails du modèle, ainsi que les températures moyennes mensuelles pour les communes de Quinta Normal (Santiago) et d'Uccle, sont repris dans l'annexe A.

Les données horaires du taux de radiation totale moyen mensuelle sur le plan incliné du capteur pour la commune de Quinta Normal est donné par [31]. Pour la commune d'Uccle, seules les données de l'irradiation globale moyenne mensuelle sur un plan horizontal sont disponibles. La méthode de conversion est brièvement décrite ci-dessous.

Le rapport entre l'irradiation horaire et l'irradiation totale perçue quotidiennement par une surface horizontale est donné par [13] :

$$\bar{r}_h = \frac{\bar{H}_h}{\bar{H}} \quad (4.6)$$

où :

$\bar{H}$  = irradiation globale journalière (moyenne mensuelle) sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ].

---

3. Bien que les données climatiques soient utilisées sous forme de moyenne mensuelle, il est important de considérer un jour représentatif de chaque mois pour considérer l'influence de la position du soleil sur les calculs de performances du chauffe-eau solaire (cf. annexe A). Les jours représentatifs utilisés sont donnés par [13].

$\bar{H}_h$  = irradiation globale horaire (moyenne mensuelle) sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ].

L'expression détaillée de ce rapport est disponible dans l'annexe A, celle-ci se base sur des notions de théorie du mouvement solaire et dépend notamment de la latitude du lieu et du jour de l'année considérés.

Le rapport entre l'irradiation perçue par une surface inclinée et l'irradiation perçue par une surface équivalente placée à l'horizontale est donné par [13] :

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_t}{\bar{H}} \quad (4.7)$$

$\bar{H}_t$  = irradiation globale journalière (moyenne mensuelle) sur plan incliné [ $MJ/m^2$ ].

Le rapport  $\bar{R}$  est obtenu en considérant les trois composantes de l'irradiation globale, à savoir l'irradiation directe, diffuse et réfléchiée. Son expression est une combinaison de deux modèles développés par [5] et [18], dont les expressions détaillées sont données dans l'annexe A.

Les données horaires du taux de radiation totale moyen mensuel sur le plan incliné du capteur, pour la commune d'Uccle, sont finalement obtenues en combinant les équations 4.6 et 4.7 et en convertissant l'irradiation horaire en taux de radiation moyen horaire.

### 4.2.3 Système étudié

Les prévisions de performance annuelle se basent sur un chauffe-eau solaire dimensionné pour répondre aux besoins d'une famille de quatre personnes installée dans la commune de Quinta Normal, située à Santiago au Chili. Le design du collecteur utilisé repose sur les conclusions tirées dans le chapitre 3. Les caractéristiques détaillées du système simulé sont fournies dans l'annexe E.

La demande en eau chaude pour une famille de quatre personnes est estimée à 180 litres d'eau à 40°C par jour [25]. Un réservoir cylindrique, de rapport de forme égal à 2, a été dimensionné en fonction de cette demande. Le collecteur est orienté plein nord et incliné à l'angle optimal de 33°, correspondant à la latitude du lieu pour ce cas particulier (cf. annexe A.3). Le collecteur est constitué de 32 chaînes de 8 bouteilles, totalisant ainsi 256 bouteilles, soit une surface d'absorption de 4,246m<sup>2</sup>. Cette taille optimale de collecteur a été obtenue par simulation en maximisant la fraction solaire moyenne annuelle tout en vérifiant que la température de l'eau du système ne dépasse pas 60°C lors d'une journée aux conditions de température et d'ensoleillement extrêmes<sup>4</sup>, et ce, afin de ne pas endommager les tuyaux de PVC employés. Étant donné le faible coût du collecteur, aucune limite économique n'a été prise en compte dans ce dimensionnement.

### 4.2.4 Résultats

La fraction solaire du système a été déterminée en considérant que l'entièreté de l'eau chaude est utilisée en soirée, à 20 h (heure solaire) plus précisément. Cette hypothèse limite l'effet de l'isolation du réservoir sur le résultat final. En effet, si l'eau chaude est consommée en matinée, les pertes thermiques nocturnes influencent la température du réservoir et donc la fraction solaire

---

4. Irradiation globale journalière sur plan incliné de 27,5 [ $MJ/m^2$ ] avec un pic de radiation de 1000 [ $W/m^2$ ] au midi solaire et température ambiante moyenne de 30,5°C avec un pic de 37,0°C correspondant aux valeurs maximales enregistrées pour Santiago.

du système. Ces pertes dépendent de la qualité de l'isolation du réservoir, mais aussi de son exposition aux conditions nocturnes. Ces deux paramètres pouvant varier d'un projet à l'autre, il est préférable de limiter leurs impacts sur l'estimation de performance annuelle<sup>5</sup>. La fraction solaire obtenue doit être considérée comme une valeur limite supérieure, car elle est évidemment plus élevée que dans le cas d'une consommation matinale de l'eau chaude.

### **Quinta Normal (Santiago, Chili)**

L'évolution de la fraction solaire moyenne mensuelle, ainsi que sa valeur moyenne annuelle, pour la commune de Quinta Normal, sont représentées à la figure 4.5. Les températures du réservoir lors de la prise d'eau chaude sont disponibles dans l'annexe E. De décembre à février, le chauffe-eau solaire fournit en moyenne la totalité de l'eau chaude nécessaire. Les performances du système chutent drastiquement de mai à août, à cause du faible ensoleillement perçu dans cette région. En moyenne, le chauffe-eau solaire peut fournir 58% des besoins annuels en eau chaude de la famille, permettant ainsi une économie d'énergie assez importante. En guise de comparaison, la contribution d'un chauffe-eau solaire familial classique à Santiago varie généralement de 65% à 80%, en fonction de la taille de l'installation et de la qualité des collecteurs utilisés [28].

Vu les faibles fractions solaires atteintes en hiver, il serait tentant d'augmenter la superficie des collecteurs durant les mois peu ensoleillés, afin d'améliorer les performances annuelles du système. En doublant la surface des collecteurs 6 mois par an (d'avril à septembre inclus), la contribution solaire moyenne annuelle atteint alors environ 63%, soit une augmentation de seulement 5% par rapport au système d'origine. Le gain énergétique étant limité, cette modification n'est pas conseillée. Une surchauffe critique du système est en outre possible en fonction de la variabilité du climat durant les saisons intermédiaires.

Il est important de remarquer qu'une superficie élevée de collecteurs permet bien de compenser un rendement de capteur plus faible (afin de se garantir un niveau convenable de performance annuelle), mais ne permet pas de compenser de mauvaises conditions climatiques.

Comme les fractions solaires mensuelles sont obtenues à partir de données climatiques moyennes, il est possible que les performances estivales annoncées soient légèrement surévaluées par rapport à la réalité. En considérant un mois fortement ensoleillé, comportant seulement quelques journées de mauvais temps, il est en effet fort probable que les données climatiques moyennes donnent lieu à une fraction solaire mensuelle unitaire, alors que l'eau du réservoir n'ait pas atteint la température nécessaire durant ces journées mitigées. En réalité, les conditions climatiques, donnant lieu à une température de réservoir supérieure à celle de la demande, faussent le calcul de la fraction solaire moyenne. Ceci étant, le climat est globalement constant tout au long de l'été à Santiago, ce qui limite ce problème. De plus, ce phénomène de surévaluation est presque inexistant en hiver, car les réservoirs n'atteignent normalement pas la température nécessaire. La surestimation globale ne doit donc pas être significative. Pour fixer les idées, il est bon de noter qu'une contribution solaire annuelle de 52% est encore atteinte si les fractions solaires mensuelles sont arbitrairement limitées à 0,8, ce qui constitue une valeur assez restrictive. Il est donc certain que le système fournisse plus de 50% des besoins annuels en eau chaude.

---

5. En effet, ce travail est axé sur le design des collecteurs plutôt que sur celui du réservoir, bien que ce dernier constitue un élément tout aussi important du chauffe-eau solaire.

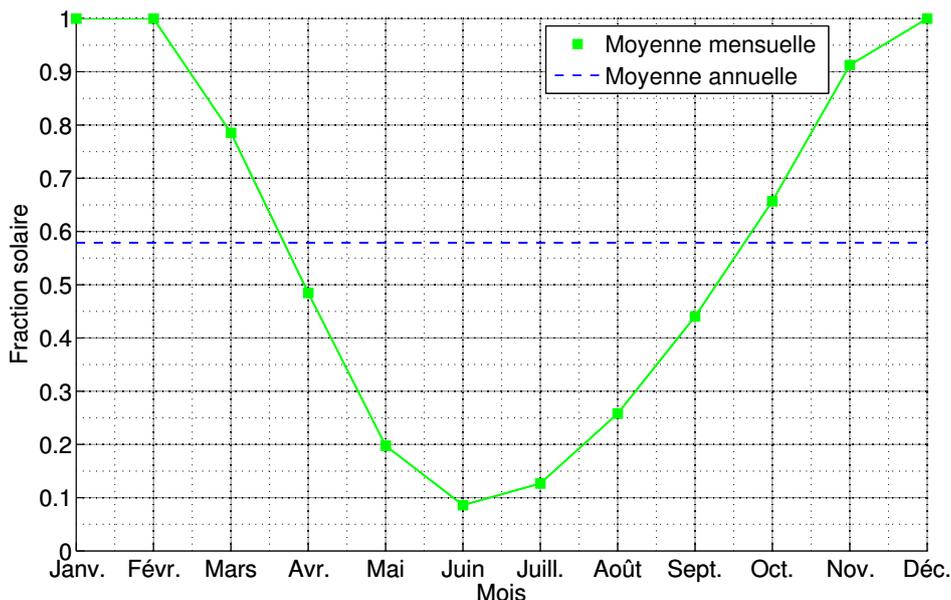


FIGURE 4.5 – Fraction solaire moyenne mensuelle et annuelle pour la commune de Quinta Normal (Santiago, Chili). Demande totale journalière de 180 litres d’eau chaude à 40°C, surface de capteur PET de 4,246 m<sup>2</sup>.

**Remarque :** en toute rigueur, les fractions solaires moyennes mensuelles devraient être déterminées en utilisant les données d’une année météorologique typique<sup>6</sup>. Une telle base de données, couplée à un programme spécialisé, permet une prévision précise des performances annuelles du chauffe-eau solaire, via la simulation dynamique du comportement horaire du système. Une telle approche sort cependant du cadre de ce travail, c’est pourquoi un calcul approché a été considéré.

### Uccle (Belgique)

L’évolution de la fraction solaire moyenne mensuelle ainsi que sa valeur moyenne annuelle, pour la commune d’Uccle, sont représentées à la figure 4.6. Les températures du réservoir lors de la prise d’eau chaude sont disponibles dans l’annexe E. Le chauffe-eau solaire utilisé dans cette nouvelle simulation est identique à celui utilisé pour la commune de Quinta Normal, si ce n’est que le collecteur est ici orienté plein sud et incliné à 40°, correspondant à l’angle d’inclinaison optimal pour la Belgique [37]. Malgré des conditions climatiques moins favorables, la fraction solaire du système atteint tout de même 0,7 en été. Celle-ci chute drastiquement durant l’hiver et prend alors des valeurs semblables à celles observées pour la commune de Quinta Normal. La contribution moyenne annuelle du système atteint une valeur théorique de 42% alors qu’un système traditionnel de panneaux solaires thermiques installé en Belgique fournit environ 50% à 70% des besoins en eau chaude d’un ménage, s’il est dimensionné et positionné correctement [11].

Il est important d’insister sur l’aspect théorique de cette estimation. En pratique, le chauffe-eau

6. Une année météorologique typique - Typical Meteorological Year (TMY) - est un ensemble de données climatiques horaires s’étendant sur une année entière. Celles-ci sont sélectionnées parmi un ensemble de données enregistrées sur un intervalle de temps beaucoup plus large (10...20 ans, voire plus), de manière à ce que l’année météorologique typique possède les mêmes caractéristiques statistiques qu’une année moyenne.

solaire présenté dans ce travail n'est pas utilisable sous nos latitudes à cause des périodes de gel interdisant l'utilisation d'un système simple de thermosiphon. Ceci étant, il est intéressant de noter que les capteurs PET pourraient tout de même fonctionner une partie de l'année en Belgique.

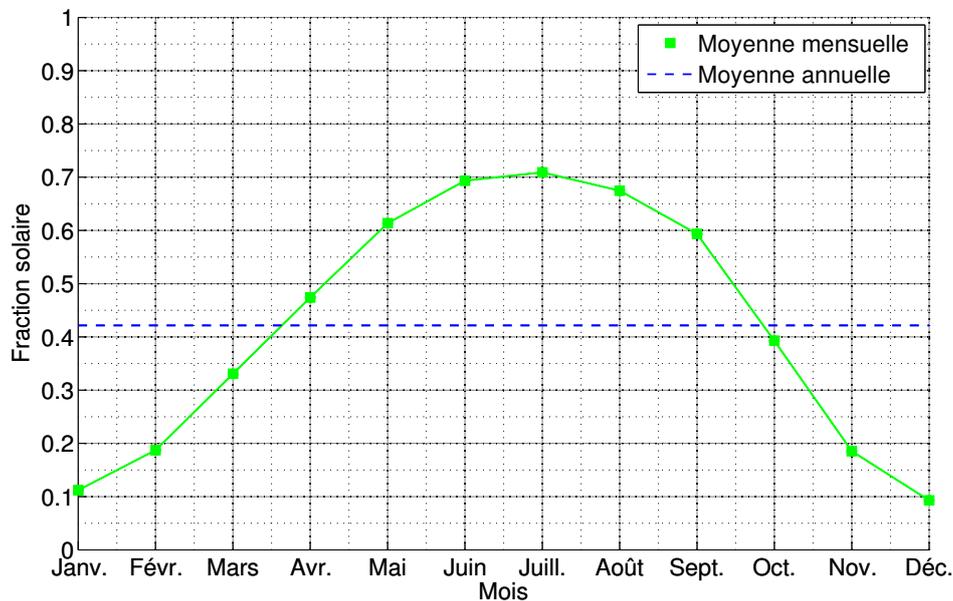


FIGURE 4.6 – Fraction solaire moyenne mensuelle et annuelle pour la commune d'Uccle (Belgique). Demande totale journalière de 180 litres d'eau chaude à 40°C, surface de capteur PET de 4,246 m<sup>2</sup>.

#### 4.2.5 Conclusions

Les simulations ont montré que les chauffe-eaux solaires construits sur base de capteur PET peuvent donner lieu à de bonnes performances annuelles sous certaines conditions climatiques. Le rendement limité de ces capteurs peut donc être compensé par une plus grande surface de collecteur. Il existe une surface limite de capteurs pour chaque région, car le système doit être dimensionné de manière à ne pas subir d'échauffement critique durant l'été. Au contraire, de mauvaises conditions climatiques, en hiver par exemple, ne peuvent pas être compensées en augmentant encore la superficie des collecteurs. Un climat annuel constant et globalement ensoleillé constitue donc une situation optimale pour l'utilisation de ce genre de capteur, un ensoleillement exceptionnel n'est cependant pas nécessaire.

Il faut en outre avoir conscience qu'il existe de nombreuses régions du monde où le climat est plus favorable qu'à Santiago où l'hiver est généralement peu ensoleillé. Il est donc fort probable que des performances annuelles plus élevées que celles annoncées pour Santiago puissent être atteintes en d'autres endroits.



## Chapitre 5

# Analyse multicritère

L'ensemble de ce travail a été consacré à l'étude technique des capteurs PET, constituant l'objectif principal de ce mémoire. Les chapitres 3 et 4 décrivent de manière objective les performances thermiques de ces collecteurs particuliers. Malgré un rendement limité par la nature des matériaux employés, il apparaît que les performances annuelles d'un chauffe-eau solaire, construit sur base de capteur PET, peuvent atteindre des ordres de grandeur comparables à celles des installations solaires classiques. Cette solution se révèle ainsi réellement attractive pour de nombreuses régions possédant un climat ensoleillé.

Afin de mesurer pleinement la juste valeur de cette technologie, il faut néanmoins quitter cette démarche purement technique, propre aux sciences de l'ingénieur, et considérer une analyse complémentaire, basée sur une évaluation multicritère. Celle-ci prend en compte notamment des facteurs techniques et économiques, mais également certains aspects sociaux liés aux principes fondamentaux du projet alternatif proposé. Le lecteur est ainsi invité à reconsidérer ses critères de décision, en réfléchissant à l'apport global que peut amener la construction ou l'installation d'un chauffe-eau solaire. Le choix final est laissé à chacun, en fonction de l'importance conférée personnellement à chaque critère d'évaluation.

L'analyse effectuée propose une comparaison entre trois systèmes complets de chauffe-eau solaire domestique, fonctionnant en thermosiphon :

1. Système autoconstruit sur base du capteur PET
2. Système autoconstruit sur base d'un modèle classique de capteur
3. Système commercial prêt à l'emploi

Six critères d'évaluation sont ici considérés :

1. Rendement des collecteurs
2. Fraction solaire
3. Durée de vie
4. Coût
5. Autoconstruction
6. Aspect éducatif

Le rendement des capteurs et la fraction solaire du chauffe-eau sont pris en compte, en parallèle avec le coût et la durée de vie de chaque installation. Ces quatre critères sont en effet liés et ne peuvent être dissociés complètement dans une étude globale. Deux critères sociaux sont ensuite développés. Le premier est lié à la possibilité d'autoconstruction de certains systèmes. Outre la réduction des coûts de construction et d'installation, cette approche confère une réelle indépendance à l'utilisateur-constructeur, lors de la construction du système et tout au long de sa vie utile. En effet, comme l'utilisateur a lui-même monté son propre projet, il comprend le fonctionnement de son système et est donc à même de l'utiliser de manière optimale. Il est également capable d'effectuer les opérations de maintenance nécessaires. A ce facteur d'indépendance, vient s'ajouter la satisfaction personnelle liée au travail accompli. Bien que difficilement quantifiable, cette notion est bien réelle et présente un aspect hautement positif pour l'utilisateur-constructeur. L'aspect éducatif important d'un tel projet se doit d'être mis en avant en lui associant un critère d'évaluation à part entière. Le perfectionnement ou l'apprentissage de certains savoirs-faire, directement liés à la construction du système, participe premièrement à cet aspect éducatif. La transmission des savoirs contribue également de manière importante à l'aspect éducatif des projets autoconstruits. Il s'agit en effet du pilier fondateur de ces technologies libres. Cette démarche de création et de partage prend ainsi un sens résolument éthique.

En plus de ces six critères, il faut également noter que la particularité première du capteur PET est d'être fabriqué sur base de matériaux de récupération. D'un point de vue global, cette réutilisation directe est encore plus bénéfique qu'un simple procédé de recyclage car la durée de vie utile des bouteilles et Tetra Pak est considérablement augmentée, et ce, sans aucune transformation majeure. Le recyclage ultérieur de ces éléments n'est d'ailleurs pas entravé par leur utilisation au sein du collecteur [17] et leur regroupement en masse favorise leur collecte et leur envoi en centre de tri. Dans les régions où le recyclage n'est pas pratiqué de manière systématique, ce collecteur permet également une prise de conscience des populations quant au traitement des déchets.

## 5.1 Evaluation des critères

Afin de réaliser l'évaluation multicritère, il est maintenant nécessaire de classer les trois systèmes en fonction de leurs valeurs relatives pour chaque critère considéré séparément.

### 5.1.1 Critères technico-économiques

Le rendement constitue un facteur important dans l'évaluation des performances d'un système thermique, car il faut généralement économiser au maximum la consommation d'énergie primaire nécessaire. Il faut cependant nuancer ce critère dans le cas d'un chauffe-eau solaire. En effet, l'énergie solaire utilisée est une énergie gratuite et renouvelable qui est tout simplement perdue si elle n'est pas captée. Il s'agit donc ici de mettre à profit la quantité d'énergie nécessaire à nos besoins et non pas de limiter au maximum son utilisation. Le rendement intervient donc uniquement de manière pratique dans les calculs de dimensionnement du système. Un rendement élevé permet de limiter la superficie des collecteurs ce qui peut être un avantage lorsque la surface disponible pour l'installation des capteurs se veut limitée, dans le cas d'un immeuble par exemple. Dans le même ordre d'idée, des rendements élevés sont préférés dans les régions à faible ensoleillement afin de garantir un taux de performance convenable.

Ceci étant, pour une application domestique sous un climat favorable, la valeur du critère rendement devient subjective, car la superficie totale de collecteur n'influence que faiblement le choix d'une solution. En effet, placer 2 ou 4  $m^2$  de collecteur en fonction de leur efficacité ne changera généralement pas la donne pour le particulier, si ce n'est en terme d'investissement. Le rapport entre coût et rendement des collecteurs fait ressortir le compromis économique inhérent à l'installation d'un chauffe-eau solaire, également lié à la notion de fraction solaire et à la durée de vie de l'installation.

**Rendement :** les résultats de l'étude comparative réalisée dans le chapitre 3 sont clairs, un capteur PET possède un rendement environ deux fois inférieur à celui d'un capteur classique. Pour ce qui est du rendement des collecteurs classiques autoconstruits, il paraît légitime de considérer qu'il soit globalement inférieur à celui des capteurs disponibles dans le commerce.

**Fraction solaire :** la contribution d'un chauffe-eau solaire familial à Santiago varie généralement entre 65% et 80% du besoin énergétique total, en fonction de la taille de l'installation et de la qualité des collecteurs utilisés [28]. Cette fraction solaire est supposée plus faible pour les systèmes à base de capteur classique autoconstruit et se trouve encore un niveau en dessous pour les capteurs PET.

**Durée de vie :** la durée de vie d'un collecteur commercial est d'environ 20 ans, celle d'un collecteur classique autoconstruit peut être considérée comme identique. Pour le capteur PET, la transparence des bouteilles employées a tendance à diminuer au cours du temps, il est dès lors conseillé de les remplacer tous les 5 ans [2]. Ceci étant, le collecteur est conçu de manière à pouvoir interchanger les bouteilles tout en conservant le réseau de tuyau de PVC. Le système peut donc être utilisé sur une période bien plus longue. Il est difficile d'évaluer la durée de vie exacte des tubes PVC pour cette application particulière, car les études existantes ont été réalisées en fonction de la pression d'utilisation, pour une température standard d'environ 20°C. Or les tubes PVC sont ici amenés à travailler à pression réduite, mais à des températures bien plus élevées ce qui influence certainement leur durée de vie. De plus, comme les premiers capteurs PET ont été installés il y a seulement une dizaine d'années, aucun retour sur expérience n'est encore disponible. Par défaut, la durée de vie des capteurs PET sera fixée un niveau inférieur à celle des collecteurs classiques.

**Coût :** le coût du chauffe-eau solaire dimensionné dans le chapitre 4 est évalué à une limite maximale de 60000 pesos chiliens (CLP)<sup>1</sup>. Pour information, cette somme représente environ 30% du salaire mensuel minimum chilien<sup>2</sup>. De nombreux systèmes complets de chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon sont disponibles sur le marché chilien. Pour un volume de réservoir similaire à celui du capteur PET étudié, les prix varient de 350 000 CLP à 700 000 CLP, installation non comprise. Les coûts de construction d'un capteur classique autoconstruit peuvent varier fortement d'un projet à l'autre, mais seront en tout cas nettement supérieurs au coût extrêmement bas du capteur PET.

---

1. Ce coût considère un réservoir de seconde main acquis à moindre prix. Il s'agit en effet d'une pratique courante pour les projets de chauffe-eau solaire maison.

2. Bien que la conversion en euro ne soit pas une base rigoureuse de comparaison, il est bon de noter que 60 000 CLP correspondent environ à 80 €.

### 5.1.2 Critères sociaux

**Autoconstruction :** un autre critère d'évaluation favorisant le capteur PET est bien entendu la possibilité d'autoconstruction complète d'un chauffe-eau solaire basé sur ce type de capteur. Le projet a déjà fait ses preuves au Brésil où de nombreux systèmes ont été installés avec succès par des particuliers et diverses associations. Le design volontairement simplifié du collecteur et la grande disponibilité des matériaux nécessaires ont en effet permis de créer une technologie réellement appropriable par les populations. Une série de manuels détaillés, notamment développés en coopération avec le gouvernement brésilien, facilitent en outre la mise en oeuvre du projet.

Les capteurs classiques autoconstruits sont par nature plus difficiles à réaliser que les capteurs PET. Ils nécessitent en effet l'utilisation de techniques et de matériels spécialisés, pour le soudage du réseau de tube en cuivre notamment. Le dimensionnement du caisson et la pose du vitrage sont également des étapes minutieuses nécessitant un certain savoir-faire. Bien que ces capteurs soient loin d'être marginaux, il faut reconnaître qu'ils sont moins abordables que les capteurs PET, car leurs constructions nécessitent des aptitudes manuelles plus poussées. Ce problème d'accessibilité justifie une note inférieure à celle des capteurs PET.

Les capteurs commerciaux ne sont pas autoconstructibles par définition, une note nulle leur est donc accordée.

**Aspect éducatif :** l'aspect éducatif des systèmes autoconstruits est indéniable. Bien que le capteur PET permette de toucher un public plus large, la note maximale est attribuée aux deux systèmes autoconstruits, car cette problématique de l'accessibilité a déjà été prise en compte dans la cotation du critère précédent. Une note nulle est donnée à l'aspect éducatif des systèmes commerciaux, car leur installation traduit à peine une prise de conscience de l'utilisateur vis-à-vis des énergies renouvelables.

## 5.2 Résultats

Les résultats de l'évaluation multicritère sont présentés à la figure 5.1. La grille de cotation s'étend de 0 à 5, la note maximale étant attribuée à la meilleure solution disponible. Les notes sont données de manière relative et non de manière quantitative.

Le système commercial est le plus performant du point de vue des critères techniques. Il ne peut cependant pas être automatiquement considéré comme la solution optimale, car son coût élevé rend son acquisition difficile voir impossible pour une certaine partie de la population. D'un autre côté, son apport est nul du point de vue des critères sociaux.

Le système autoconstruit sur base de capteur classique présente de bonnes performances techniques et possède un aspect éducatif maximal. Son accessibilité est cependant limitée par les techniques nécessaires à son autoconstruction et par un coût moyen lié aux matériaux employés.

Le système autoconstruit sur base de capteur PET constitue la solution la plus attractive du point de vue économique, mais également de par son caractère social élevé. Son autoconstruction est accessible pour un grand nombre et son aspect éducatif est aussi élevé que celui des capteurs autoconstruits classiques. Ce projet présente néanmoins des performances techniques inférieures

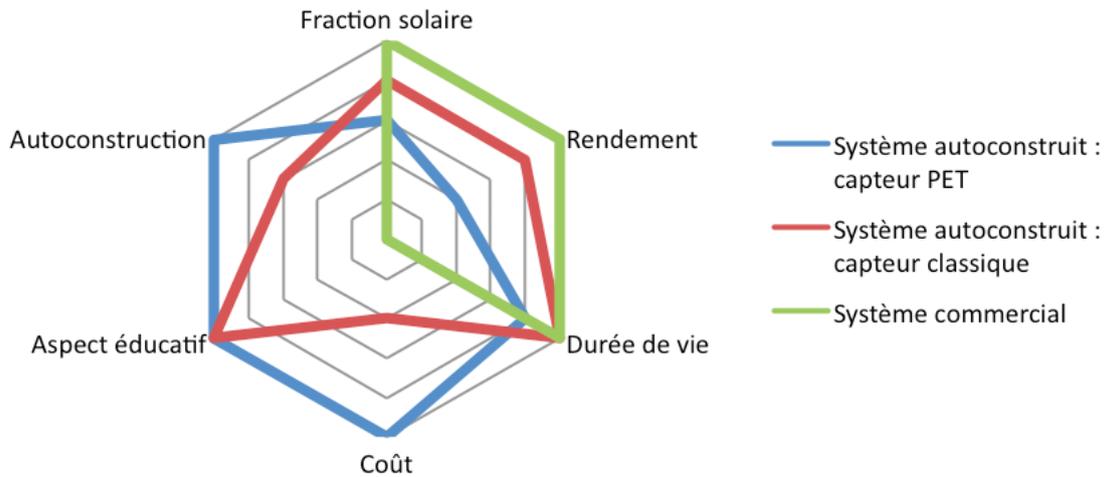


FIGURE 5.1 – Analyse multicritère.

à celles des systèmes classiques.

Au vu de ces considérations, le choix de la « meilleure » solution dépend de la réalité dans laquelle se situe l'utilisateur, et donc de l'importance que celui-ci attribue personnellement à chaque critère. Si les critères techniques sont mis au premier plan, les capteurs classiques (commerciaux et autoconstruits) sont alors favorisés. Cependant, le capteur PET constitue la solution la plus performante si une plus grande importance est attribuée aux critères sociaux et économiques, tout en atteignant des performances moyennes d'un point de vue technique.



# Conclusion

Ce travail a présenté une étude technique des chauffe-eaux solaires artisanaux construits sur base de capteurs PET. Les règles de bonnes pratiques à mettre en oeuvre lors de la conception d'un système thermosiphon ont été synthétisées. Une campagne expérimentale a mis en évidence certains paramètres fondamentaux, influençant le comportement thermique du chauffe-eau solaire. Bien que les essais réalisés ne soient pas exhaustifs, des améliorations ont pu être proposées, tout en ouvrant ou en fermant, diverses voies de recherche pour des travaux futurs. L'importance de l'isolation des tuyaux de connexion reliant le collecteur à son réservoir a été validée, tout comme l'apport bénéfique de l'isolant interne. L'augmentation du rapport de forme du collecteur peut également être favorable, dans une certaine mesure. Il n'est, par contre, pas avantageux de modifier le diamètre des tubes collecteurs du capteur. Le rendement du capteur PET étant limité intrinsèquement par les matériaux utilisés, il semble maintenant approprié de se concentrer sur les méthodes d'isolation artisanales du réservoir. Cette isolation constitue une nouvelle piste d'amélioration des performances du chauffe-eau solaire, pouvant également être implémentée à partir de matériaux de récupération.

Un modèle approché du chauffe-eau solaire construit sur base de capteurs PET a été développé et validé par des résultats expérimentaux. Ce modèle permet d'évaluer les performances à long terme d'un tel système, sous n'importe quelles conditions climatiques. Cette évaluation, bien qu'approchée, constitue une véritable avancée dans l'analyse de ce dispositif alternatif. Malgré un rendement inférieur à celui des collecteurs classiques, il apparaît que les capteurs PET peuvent fournir plus de 50% des besoins annuels en eau chaude d'une famille chilienne type installée à Santiago. Cette région ne possédant pas un climat exceptionnel comparé au reste de l'Amérique latine, il est fort probable que des performances supérieures puissent être atteintes en d'autres endroits.

Les points forts du capteurs PET, à savoir son faible coût, son aspect éducatif élevé, son autoconstruction accessible et ses performances thermiques moyennes, font de ce collecteur un système compétitif, réellement adapté aux besoins et à la réalité d'une partie de la population mondiale.



# Bibliographie

- [1] Abdunnabi M.J.R., Loveday D.L., 2012. Optimization of Thermosyphon Solar Water Heaters Using TRNSYS. Part2 : Parametric Study Using a Modified TRNSYS Model. International Conference on Future Environment and Energy, IPCBEE vol. 28.
- [2] Alano A.J., 2004. Manual sobre a Construção e Instalação do Aquecedor Solar Com Descartá Vei.
- [3] Comité européen de normalisation, 2006. Norme européennes EN12975-2 - Installations solaires thermiques et leurs composants - Capteurs solaires - Partie 2 : Méthodes d'essai.
- [4] Beckman W.A., Klein S.A., Duffie J.A., 1977. Solar Heating Design by the f-Chart Method. Wiley.
- [5] Collares-Pereira M., Rabl A., 1979. The average distribution of solar radiation - Correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. Solar Energy, vol. 22, n° 2, pp. 155-164.
- [6] Contreras T. J.D., 2012. Diseño e implementación de un calentador solar elaborado a base de material reciclado para la casa UV en Coyopolan, Veracruz. Memoria de la facultad de Ingeniera Mecánica Eléctrica. Universidad Veracruzana.
- [7] Conseil Supérieur d'Hygiène de France, 2001. Gestion du risque lié aux légionelles.
- [8] Duffie J.A., Beckman W.A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes. 3e édition. John Wiley & Sons.
- [9] Eklund K., Baylond D., Boulter B., Gustafson S., Lampcov B., Skoog R., 1979. A Solar Water Heater Workshop Manual. Ecotope Group, 2e édition.
- [10] Fonds de formation professionnelle de la construction (FFC), 2002. L'installateur sanitaire - Les tuyaux en PVC-U, PVC-C.
- [11] Institut bruxellois pour la gestion de l'environnement (IGBE), 2009. Le chauffe-eau solaire individuel - Appui technique aux propriétaires d'un chauffe-eau solaire.
- [12] Jafarkazemi F., Saadabadi S. A., 2013. Optimum tilt angle and orientation of solar surfaces in Abu Dhabi, UAE. Renewable Energy, vol. 56, pp. 44-49.
- [13] Kalogirou S. A., 2009. Solar energy engineering : processes and systems. 1<sup>re</sup> édition. Elsevier.
- [14] Kalogirou S.A., 2004. Solar thermal collectors and applications. Progress in energy and combustion science, vol. 30, n°3, pp. 231-295.
- [15] Khalifa A.J.N., Mustafa A.T., Khammas F.A., 2011. Experimental study of temperature stratification in a thermal storage tank in the static mode for different aspect ratios. Journal of Engineering and Applied Science, vol. 6, n°2, pp. 53-60. Asian Research Publishing Network.
- [16] Knight K.M., Klein S.A., Duffie J.A., 1991. A methodology for the synthesis of hourly weather data. Solar Energy, vol. 46, n°2, pp.109-120.

- [17] Oliveira A. L., 2008. Avaliação comparativa do ciclo de vida de sistemas de aquecimento solar de água utilizados em habitações de interesse social. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal De Uberlândia.
- [18] Liu B.Y.H., Jordan R.C., 1960. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. *Solar Energy*, vol. 4, n°3, pp. 1-19.
- [19] Miranda G., V., Esteves, A., Lopez de Aslain et Ma., Buenaventura, F., 2009. Sistema de Calentamiento de Agua Sanitaria Solar con Elementos de Reciclaje. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente ASADES Vol. 13*.
- [20] Manual de buenas prácticas para instalaciones solares térmicas, 2007. Corporación de Desarrollo Tecnológico (DCT), Cámara Chilena de la Construcción y Centro Chileno de Promoción del Cobre (PROCOBRE).
- [21] Morrison G.L., 1985. Reverse circulation in thermosyphon solar water heaters. *Solar Energy*, vol. 36, n°4, pp. 377-379.
- [22] Neutrium, 2012. Pressure loss from fittings - equivalent length method. Native dynamics. Disponible sur le site : [http://neutrium.net/fluid\\_flow/pressure-loss-from-fittings-equivalent-length-method](http://neutrium.net/fluid_flow/pressure-loss-from-fittings-equivalent-length-method), consulté le 06/04/2014.
- [23] Master Plumbers' and Mechanical Services Association of Australia and Sustainability Victoria, 2009. Large Scale Solar Thermal Systems Design Handbook. First edition.
- [24] Mauthner F., Weiss W., 2013. Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply 2011. AEE INTEC - Institute for Sustainable Technologies, International Energy Agency (IEA) - Solar Heating & Cooling Programme (SHC).
- [25] Martínez J.C., Yáñez C., Escobar R., Encina S., Jiménez P., 2010. Sistemas Solares Térmicos II - Guía de diseño e instalación para grandes sistemas de agua caliente sanitaria. Ministerio de Energía (Chile) y Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD).
- [26] Michaelides A.M., Kalogirou S.A., Chrysis I., Roditis G., Hadjiyianni A., Kambezidis H.D., Petrakis M., Lykoudis S., Adamopoulos A.D., 1999. Comparison of performance and cost effectiveness of solar water heater at different collector tracking modes in Cyprus and Greece. *Energy Conversion & Management*, vol. 40, pp. 1287-1303.
- [27] Mottlo J., 2008. Vade-Mecum - Techniques Solaires. Ateliers de la rue Voot asbl.
- [28] O<sub>2</sub>B - consultores asociados, 2013. Estudio respecto de los beneficios económicos y sociales de utilizar tecnología Solar Térmica para el calentamiento de agua sanitaria para uso residencial en viviendas nuevas en Chile. Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD).
- [29] Prapas D.E., 1995. Improving the actual performance of thermosiphon solar water heaters. *Renewable Energy*, vol. 6, n°4, pp. 399-406.
- [30] Randemberg G.S. N., 2007. Projeto, construção e análise de desempenho de colectores solares alternativos utilizando garrafas PET. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
- [31] Registro solarimétrico - Irradiancia Solar en Territorios de la República de Chile, 2008. Comisión Nacional de Energía, Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo, Universidad Técnico Federico Santa María.
- [32] Shariah A., Shalabi B., 1997. Optimal design for a thermosyphon solar water heater. *Renewable Energy*, vol.11, n°3, pp. 351-361.

- [33] World Map of Global Horizontal Irradiation, 2013. SolarGIS. Document disponible en ligne : <http://solargis.info/doc/free-solar-radiation-maps-GHI>, consulté le 12/05/2014.
- [34] Sociedade do Sol, 2009. Manual de Manufatura e Instalação Experimental do Aquecedor Solar de Baixo Custo.
- [35] Tang R., Cheng Y., Wu M., Li Z., Yu Y., 2010. Experimental and modeling studies on thermosiphon domestic solar water heater with flat-plate collector at clear nights. *Energy Conversion and Management*. vol. 51, pp. 2548-2556.
- [36] Vaxman M, Sokolov M., 1986. Effects of connecting pipes in thermosiphonic solar systems. *Solar Energy*, vol. 37, n° 5, pp. 323-330.
- [37] Viessman, 2006. Brochure Technique Solaire. Document disponible en ligne : [http://www.viessmann.be/content/dam/internet-be/technische\\_dokumentatie/frans/brochures/ppr-solartechnik.pdf](http://www.viessmann.be/content/dam/internet-be/technische_dokumentatie/frans/brochures/ppr-solartechnik.pdf), consulté le 03/05/2013.
- [38] Weitbrecht V., Lehmann D., Richter A., 2002. Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions. *Solar Energy*, vol. 73, n°6, pp. 433-441.



# Nomenclature

$a_1^*$	coefficient de perte thermique à $T_m^* - T_a = 0$ (méthode européenne) [ $W/(m^2 \cdot C)$ ]
$a_2^*$	dépendance de la température du coefficient de perte thermique (méthode européenne) [ $W/(m^2 \cdot C^2)$ ]
$a_1$	coefficient de perte thermique à $(T_i - T_a = 0)$ (méthode américaine) [ $W/(m^2 \cdot C)$ ]
$a_2$	dépendance de la température du coefficient de perte thermique (méthode américaine) [ $W/(m^2 \cdot C^2)$ ]
$A_c$	superficie du collecteur [ $m^2$ ]
$A_{tank}$	superficie du réservoir [ $m^2$ ]
$c_p$	capacité thermique massique du fluide caloporteur [ $J/(kg \cdot C)$ ]
$D_h$	diamètre des tubes collecteurs du capteur [ $m$ ]
$D_p$	diamètre des tuyaux de connexions [ $m$ ]
$D_r$	diamètre des tubes montants du capteur [ $m$ ]
$F_{av}$	« heat removal factor » (méthode européenne)
$F_R$	« heat removal factor » (méthode américaine)
$F'$	facteur de rendement du capteur
$G_t$	taux de radiation solaire totale sur le plan incliné du capteur [ $W/m^2$ ]
$G_{sc}$	constante solaire [ $W/m^2$ ]
$h$	heure solaire [°]
$h_1$	distance verticale entre l'entrée et la sortie du réservoir [ $m$ ]
$h_2$	distance verticale entre le dessus du collecteur et la sortie du réservoir [ $m$ ]
$h_3$	hauteur du collecteur [ $m$ ]
$h_c$	coefficient de transfert de chaleur par convection [ $W/(m^2 \cdot C)$ ]
$h_r$	coefficient de transfert de chaleur par radiation [ $W/(m^2 \cdot C)$ ]
$h_{ss}$	heure solaire du coucher du soleil [°]
$H$	irradiation globale journalière sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ]
$H_0$	irradiation globale journalière sur plan extraterrestre horizontal [ $MJ/m^2$ ]
$H_D$	irradiation diffuse journalière sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ]
$H_h$	irradiation globale horaire sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ]
$H_t$	irradiation globale journalière sur plan incliné [ $MJ/m^2$ ]
$H_{th}$	pression motrice du thermosiphon [ $Pa$ ]
$H_f$	perte de charge [ $Pa$ ]

$k_b$	conductivité de l'isolant inférieur [ $W/(m^{\circ}C)$ ]
$k_e$	conductivité de l'isolant latéral [ $W/(m^{\circ}C)$ ]
$K_T$	indice de clarté journalier
$L$	latitude [ $^{\circ}$ ]
$L_{eq,90}$	longueur équivalente de perte de charge d'un coude à $90^{\circ}$ [ $m$ ]
$L_{eq,45}$	longueur équivalente de perte de charge d'un coude à $45^{\circ}$ [ $m$ ]
$L_{eq,Tb}$	longueur équivalente de perte de charge d'une connexion en T, sens bifurquant [ $m$ ]
$L_{eq,Tp}$	longueur équivalente de perte de charge d'une connexion en T, sens passant [ $m$ ]
$L_{hs}$	espacement entre chaque T de connexions au sein du tube collecteur [ $m$ ]
$L_p$	longueur totale des tubes de connexion [ $m$ ]
$L_r$	longueur des tubes montants du capteur [ $m$ ]
$\dot{m}$	débit de fluide caloporteur dans le circuit [ $kg/s$ ]
$\dot{m}_r$	débit de fluide caloporteur dans les tubes montants du capteur [ $kg/s$ ]
$\dot{m}_h$	débit de fluide caloporteur dans les tubes collecteurs du capteur [ $kg/s$ ]
$n_{90}$	nombre de coude à $90^{\circ}$ dans le circuit de connexion
$n_{45}$	nombre de coude à $45^{\circ}$ dans le circuit de connexion
$n_r$	nombre de tube montant du capteur
$N$	numéro du jour de l'année
$P_{i-j}$	pression hydrostatique appliquée par la colonne d'eau du segment $i - j$ du circuit thermosiphon [ $Pa$ ]
$Q_a$	puissance absorbée par le collecteur [ $W$ ]
$Q_L$	perte thermique totale du collecteur [ $W$ ]
$Q_u$	puissance utile «extraite» du capteur [ $W$ ]
$r$	facteur de correction du rendement d'un collecteur en fonction du débit
$R$	résistance thermique [ $m^2^{\circ}C/W$ ]
$R_B$	facteur d'inclinaison de radiation directe
$Re_D$	nombre de Reynolds dans une conduite, relatif au diamètre hydraulique
$t_b$	épaisseur de l'isolation inférieure [ $m$ ]
$t_e$	épaisseur de l'isolation latérale [ $m$ ]
$T_a$	température ambiante [ $^{\circ}C$ ]
$T_i$	température du fluide à l'entrée du collecteur [ $^{\circ}C$ ]
$T_m$	température moyenne du fluide caloporteur = $T_i + \frac{1}{2}\Delta T$ [ $^{\circ}C$ ]
$T_m^*$	différence de température réduite = $(T_m - T_a)/G_i$ [ $m^2^{\circ}C/W$ ]
$T_{m,i-j}$	température moyenne sur le segment $i-j$ du circuit thermosiphon [ $^{\circ}C$ ]
$T_o$	température du fluide à la sortie du collecteur [ $^{\circ}C$ ]
$T_p$	température de l'absorbeur [ $^{\circ}C$ ]
$T_{res}$	température de l'eau du réseau de distribution [ $^{\circ}C$ ]
$U_L$	coefficient total de pertes thermiques du collecteur [ $W/(m^2^{\circ}C)$ ]

$U_t$	coefficient de pertes thermiques de la face supérieure du collecteur [ $W/(m^2\text{°}C)$ ]
$U_{tank}$	coefficient total de pertes thermiques du réservoir [ $W/(m^2\text{°}C)$ ]
$U_b$	coefficient de pertes thermiques de la face inférieure du collecteur [ $W/(m^2\text{°}C)$ ]
$U_e$	coefficient de pertes thermiques des parties latérales du collecteur [ $W/(m^2\text{°}C)$ ]
$v_h$	vitesse moyenne de débit de l'écoulement dans les tubes collecteurs [ $m/s$ ]
$v_{h-r}$	vitesse moyenne de débit de l'écoulement dans la branche bifurquante des T de connexion [ $m/s$ ]
$v_p$	vitesse moyenne de débit de l'écoulement dans les tubes montants [ $m/s$ ]
$v_r$	vitesse moyenne de débit de l'écoulement dans les tuyaux de connexion [ $m/s$ ]
$\alpha$	coefficient d'absorption
$\beta$	coefficient de dilatation thermique linéique de l'eau [ $1/\text{°}C$ ]
$\beta_c$	inclinaison du collecteur [ $^\circ$ ]
$\delta$	déclinaison solaire [ $^\circ$ ]
$\Delta T$	différence $T_o - T_i$ [ $\text{°}C$ ]
$\eta^*$	rendement du capteur, référence à $T_m^*$ (méthode européenne)
$\eta_0^*$	rendement optique du capteur ( $\eta$ à $T_m^* = 0$ ), (méthode européenne)
$\eta$	rendement du capteur, référence à $(T_i - T_a)/G_t$ (méthode américaine)
$\eta_0$	rendement optique du capteur ( $\eta$ à $T_i - T_a = 0$ ), (méthode américaine)
$\lambda$	coefficient de pertes de charge linéaire
$\nu$	viscosité cinématique du fluide [ $m^2/s$ ]
$\rho$	masse volumique [ $kg/m^3$ ]
$\rho_0$	masse volumique de référence pour l'eau [ $kg/m^3$ ]
$\rho_D$	coefficient de réflexion
$\rho_G$	albédo du sol
$\tau$	coefficient de transmission
$(\tau\alpha)$	fraction de rayonnement incident sur le collecteur absorbé par la plaque absorbante
$\zeta_i$	coefficient de pertes de charge singulière de l'entrée du réservoir
$\zeta_o$	coefficient de pertes de charge singulière de la sortie du réservoir
$\zeta_r$	coefficient de pertes de charge singulière d'une réduction
$\zeta_e$	coefficient de pertes de charge singulière d'une expansion



# Annexe A

## Données climatiques

### A.1 Adaptation des données disponibles

#### Irradiation horaire sur plan incliné

Le modèle développé par [5] permet de calculer l'irradiation horaire sur un plan horizontal à partir de l'irradiation journalière sur ce même plan :

$$\bar{r}_h = \frac{\bar{H}_h}{\bar{H}} = \frac{\pi}{24} [A + B \cos(h)] \frac{\cos(h) - \cos(h_{ss})}{\sin(h_{ss}) - (2\pi h_{ss}/360) \cos(h_{ss})} \quad (\text{A.1})$$

avec :

$$A = 0,409 + 0,5016 \sin(h_{ss} - 60) \quad (\text{A.2})$$

et

$$B = 0,6609 - 0,4767 \sin(h_{ss} - 60) \quad (\text{A.3})$$

où :

$\bar{H}$  = irradiation globale journalière (moyenne mensuelle) sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ].

$\bar{H}_h$  = irradiation globale horaire (moyenne mensuelle) sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ].

$h$  = heure solaire courante [°].

$h_{ss}$  = heure solaire du coucher du soleil [°].

$h_{ss}$  se calcule via la relation suivante :

$$h_{ss} = \cos^{-1} [-\tan(L) \tan(\delta)] \quad (\text{A.4})$$

avec :

$$\delta = 23,45 \sin \left[ \frac{360}{365} (284 + N) \right] \quad (\text{A.5})$$

où  $N$  représente numéro du jour de l'année<sup>1</sup>.

La relation suivante, donnée par [13], permet de déterminer l'irradiation journalière sur un plan incliné à partir de l'irradiation journalière sur un plan horizontal :

---

1. 1er janvier :  $N = 1$ , 31 décembre :  $N = 365$

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_t}{\bar{H}} = \left(1 - \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}}\right) \bar{R}_B + \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}} \left[\frac{1 + \cos(\beta_c)}{2}\right] + \rho_G \left[\frac{1 - \cos(\beta_c)}{2}\right] \quad (\text{A.6})$$

où :

$\beta_c$  = pente du plan incliné [°].

$\bar{H}_t$  = irradiation globale journalière (moyenne mensuelle) sur plan incliné [ $MJ/m^2$ ].

$\bar{H}_D$  = irradiation diffuse journalière (moyenne mensuelle) sur plan horizontal [ $MJ/m^2$ ].

$\bar{R}_B$  = facteur d'inclinaison (moyen mensuel) de radiation directe [-].

$\rho_G$  = albédo du sol avoisinant le plan incliné considéré [-] ( $\simeq 0.2$  en moyenne).

Le facteur  $\bar{R}_B$  correspond au rapport du taux de radiation directe atteignant un plan incliné par le taux de radiation atteignant un plan horizontal. Ce facteur est estimé par [18], pour une surface située dans l'hémisphère nord et orientée vers l'équateur :

$$\bar{R}_B = \frac{\cos(L - \beta) \cos(\delta) \sin(h'_{ss}) + (\pi/180)h'_{ss} \sin(L - \beta_c) \sin(\delta)}{\cos(L) \cos(\delta) \sin(h_{ss}) + (\pi/180)h_{ss} \sin(L) \sin(\delta)} \quad (\text{A.7})$$

avec :

$$h'_{ss} = \min\left(h_{ss}, \cos^{-1}(-\tan(L - \beta_c) \tan(\delta))\right) \quad (\text{A.8})$$

et où :

$L$  = latitude du lieu considéré [°].

$\delta$  = déclinaison solaire [°].

La fraction de l'irradiation diffuse par rapport à l'irradiation globale est modélisée par [5] :

$$\frac{\bar{H}_D}{\bar{H}} = 0,775 + 0,00653(h_{ss} - 90) - [0,505 + 0,00455(h_{ss} - 90)] \cos(115\bar{K}_T - 103) \quad (\text{A.9})$$

avec l'indice de clarté moyen mensuel  $\bar{K}_T$  équivalent à :

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (\text{A.10})$$

où  $\bar{H}_0$  représente l'irradiation globale journalière (moyenne mensuelle) sur une surface extraterrestre horizontale [ $MJ/m^2$ ]. Son expression est donnée par [13] :

$$\bar{H}_0 = \frac{24 \cdot 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360N}{365}\right)\right] \left[ \cos(L) \cos(\delta) \sin(h_{ss}) + \left(\frac{\pi h_{ss}}{180} \sin(L) \sin(\delta)\right) \right] \quad (\text{A.11})$$

avec  $G_{sc}$ , la constante solaire égale à 1366,1 [ $W/m^2$ ].

## Température ambiante

Le modèle utilisé pour estimer la variation horaire de la température ambiante,  $\bar{T}_{a,h}$ , à partir de la température ambiante moyenne mensuelle,  $\bar{T}_a$ , est donné par [16] :

$$\bar{T}_{a,h} = \bar{T}_a + C \left[ 0,4632 \cos(t^* - 3,805) + 0,0984 \cos(2t^* - 0,360) \right. \\ \left. + 0,0168 \cos(3t^* - 0,822) + 0,0138 \cos(4t^* - 3,513) \right] \quad (\text{A.12})$$

avec :

$$C = 25,8\bar{K}_T - 5,21 \quad (\text{A.13})$$

et

$$t^* = 2\pi(t - 1)/24 \quad (\text{A.14})$$

où  $t$  représente le numéro de l'heure solaire courante.

## A.2 Données brutes

Localité	Quinta Normal		Uccle	
	$\bar{T}_a$	$\bar{T}_{res}$	$\bar{T}_a$	$\bar{T}_{res}$
Janvier	21,0	17,5	3,3	6,2
Février	18,0	16,0	3,7	6,5
Mars	18,0	16,0	6,8	8,1
Avril	14,0	14,0	9,8	9,5
Mai	10,0	12,0	13,6	11,0
Juin	8,0	11,0	16,2	13,0
Juillet	8,0	11,0	18,4	14,0
Août	10,0	12,0	18,0	14,0
Septembre	11,0	12,5	14,9	13,0
Octobre	14,0	14,0	11,1	10,0
Novembre	17,0	15,5	6,8	8,1
Décembre	19,1	16,6	3,9	6,7
Annuel	14,0	14,0	10,5	10,1

TABLE A.1 – Température ambiante ( $\bar{T}_a$ ) et température de l'eau du réseau de distribution ( $\bar{T}_{res}$ ), en [ $^{\circ}C$ ], moyenne mensuelle et annuelle. Localité : Quinta Normal (Santiago, Chili) et Uccle (Belgique). Source : [25] et IRM.

Localité	Quinta Normal	Uccle
Janvier	715,1	72,0
Février	571,7	126,0
Mars	472,1	255,6
Avril	322,7	385,2
Mai	200,5	511,2
Juin	142,3	536,4
Juillet	175,2	504,0
Août	253,0	432,0
Septembre	362,7	324,0
Octobre	499,0	194,4
Novembre	628,0	90,0
Décembre	719,7	57,6
Annuel	5062,0	3488,4

TABLE A.2 – Irradiation globale moyenne mensuelle et annuelle sur plan horizontal,  $[MJ/m^2]$ . Localité : Quinta Normal (Santiago, Chili) et Uccle (Belgique). Source : [31] et IRM.

### A.3 Angle d'inclinaison optimal

L'influence de l'angle d'inclinaison et de l'orientation des collecteurs sur l'irradiation annuelle perçue est représentée à la figure A.1 pour la ville de Santiago (Chili). La combinaison optimale est atteinte pour une orientation plein nord et une inclinaison à  $33^\circ$ , correspondant à la latitude du lieu [20].

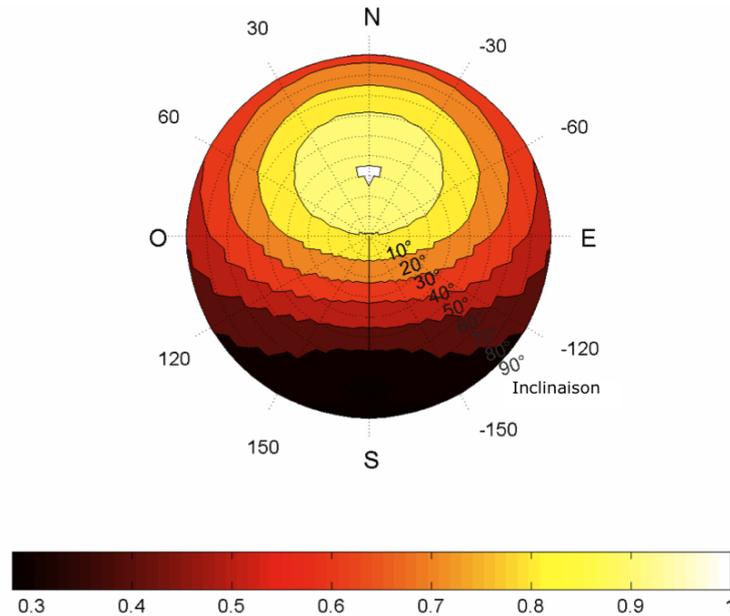


FIGURE A.1 – Influence de l'angle d'inclinaison et de l'orientation des collecteurs sur l'irradiation annuelle, en fraction de l'irradiation maximale. Localité : Santiago (Chile), latitude :  $33^\circ$ . Source : [20].

Mois	6h	7h	8h	9h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h
Janvier	81,6	211,1	360,2	512,6	645,8	737,0	769,4	737,0	645,8	512,6	360,2	211,1	81,6
Février	50,8	177,7	327,9	484,5	623,0	718,6	752,7	718,6	623,0	484,5	327,9	177,7	50,8
Mars	8,9	113,7	242,1	378,8	502,0	588,1	619,0	588,1	502,0	378,8	242,1	113,7	8,9
Avril	0	52,7	158,0	274,8	382,7	459,3	487,1	459,3	382,7	274,8	158,0	52,7	0
Mai	0	9,6	78,1	155,6	228,1	280,0	298,8	280,0	228,1	155,6	78,1	9,6	0
Juin	0	0	49,7	109,8	166,1	206,3	220,9	206,3	166,1	109,8	49,7	0	0
Juillet	0	0	63,6	134,2	200,6	248,2	265,5	248,2	200,6	134,2	63,6	0	0
Août	0	28,1	109,6	200,2	284,1	343,7	365,3	343,7	284,1	200,2	109,6	28,1	0
Septembre	0	78,3	184,3	298,1	400,9	473,0	499,0	473,0	400,9	298,1	184,3	78,3	0
Octobre	33,4	136,3	257,3	382,7	493,7	570,3	597,7	570,3	493,7	382,7	257,3	136,3	33,4
Novembre	72,6	193,4	332,4	474,3	598,4	683,6	713,9	683,6	598,4	474,3	332,4	193,4	72,6
Décembre	89,1	215,9	360,5	507,3	635,1	722,4	753,4	722,4	635,1	507,3	360,5	215,9	89,1

TABLE A.3 – Radiation totale moyenne horaire (données fournies sur base du temps solaire) sur plan incliné à 33°, moyenne mensuelle, [ $W/m^2$ ]. Localité : Santiago (Chili). Source : [31].

## Annexe B

# Vues supplémentaires des essais et détails constructifs des capteurs PET



FIGURE B.1 – Banc d’essai utilisé pour les essais de rendement instantané : vue d’ensemble.



FIGURE B.2 – Structure d'essai utilisée pour les essais comparatifs : vue de coté.



FIGURE B.3 – Vues détaillées des réservoirs.



FIGURE B.4 – Vues détaillées des capteurs PET.

## Annexe C

# Informations complémentaires à l'étude expérimentale

En fonction des conditions climatiques, les essais ont été réalisés sur une période de 2 à 7 jours. Dans ce travail, une sélection couvrant les résultats de 2 à 4 journées représentatives par essai est présentée afin de ne pas surcharger le lecteur en information redondante. Les rapports retenant les résultats complets de chaque essai, réalisés au fur et à mesure des expériences, sont néanmoins disponibles sur le CD-ROM annexe sous la rubrique « Documents de travail ».

Pour information, les dates des périodes d'essais sélectionnées sont reprises dans la table C.1.

Essai	Période représentative
Essai de calibration	23/10
Essai A	26/10 - 28/10
Essai B1	06/11 - 08/11
Essai B2	01/11 - 03/11
Essai C	12/11 - 14/11
Essai D	24/11 - 27/11

TABLE C.1 – Dates des essais (année 2013).

## C.1 Données climatiques

La températures ambiantes moyennes et l'irradiation globale journalière sur le plan des capteurs pour chaque journée d'essai sont données dans les tables C.2 et C.3 respectivement.

Jour	1	2	3	4
Essai de calibration	15,1	14,3		
Essai A	16,1	13,7	13,7	
Essai B1	15,5	17,7	17,1	
Essai B2	15,5	17,1	19,1	
Essai C	22,5	20,1	17,0	
Essai D	16,1	14,8	14,5	16,3

TABLE C.2 – Température ambiante moyenne journalière [ $^{\circ}C$ ].

Jour	1	2	3	4
Essai de calibration	27,0	11,8		
Essai A	-	-	-	
Essai B1	20,6	27,1	27,0	
Essai B2	-	-	-	
Essai C	27,0	26,7	26,5	
Essai D	24,1	26,3	18,4	27,2

TABLE C.3 – Irradiation globale journalière sur le plan des capteurs [ $MJ/m^2$ ] (« - » = non disponible pour cause de défaillance technique du pyranomètre).

## C.2 Caractéristiques des systèmes

La table C.4 reprend les caractéristiques générales des systèmes I et II pour chaque essai.

Essai	A		B1		B2		C		D		E	
	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
Système												
Volume des bouteilles [L]			1,5				2		1,5		1,5	
Revêtement tubes de connexions	-		isolant									
Isolant interne	papier		-		papier		polystyrène		papier		-	
Diamètre des tubes collecteurs [mm]			25				20		25		-	
Diamètre des tubes montants [mm]			20								-	
Longueur tubes montants [m]			1						1,5		-	
Nombre de chaînes du collecteur			5						8		5	
Nombre de bouteilles par chaîne			5						8		-	
Volume d'eau dans le réservoir [L]			25						50		40	

TABLE C.4 – Caractéristiques des collecteurs utilisés lors des essais (Essai E = essai de mise en évidence de l'impact de la circulation inverse nocturne).

**C.3 Vues des structures et collecteurs**



FIGURE C.1 – Essai A : revêtement des tuyaux de connexion. Vue de la structure d’essai.



(a) Collecteur I (recto)



(b) Collecteur I (verso)



(c) Collecteur II (recto)



(d) Collecteur II (verso)

FIGURE C.2 – Essai B2 : isolant interne du capteur. Vues des collecteurs.



(a) Collecteur I



(b) Collecteur II

FIGURE C.3 – Essai C : diamètre des tubes collecteurs. Vues des collecteurs.



(a) Collecteur I



(b) Collecteur II



(c) Système I



(d) Système II

FIGURE C.4 – Essai D : rapport de forme du capteur. Vues des collecteurs et de la structure d'essai modifiée (le réservoir du système II a été rehaussé afin de conserver une différence de hauteur d'environ 30cm entre le haut du collecteur et le bas du réservoir, comme c'est le cas pour le système I).

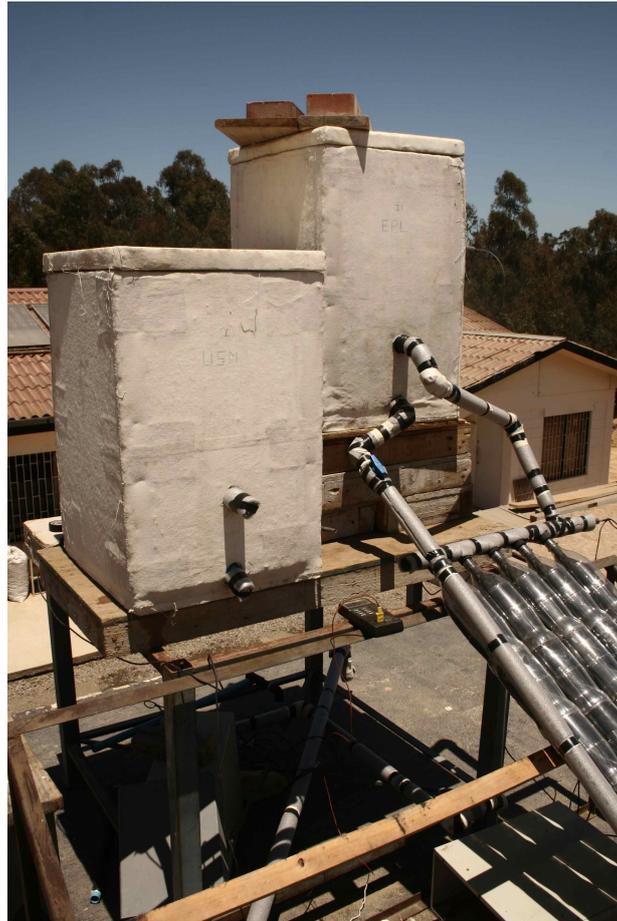


FIGURE C.5 – Essai de mise en évidence de l'impact de la circulation inverse nocturne. Vue de la structure d'essai. Réservoir du système I déconnecté de son collecteur et système II en fonctionnement normal.

## Annexe D

# Déformation des capteurs PET sous l'effet de la chaleur

Une structure d'essai construite pour la comparaison préliminaire d'isolant est représentée à la figure D.1. Cet essai n'a pas abouti<sup>1</sup> mais il a permis de montrer que l'utilisation d'un isolant interne limite la déformation des capteurs PET lorsqu'ils sont soumis à des températures trop élevées. Les six premières chaînes de la structure (à l'arrière plan, à gauche) ont été isolées alors que les deux dernières chaînes (à l'avant plan, à droite) ont été construites sans isolant. Une nette déformation des deux chaînes non-isolées a été observée après la période d'exposition alors que les chaînes isolées ne se sont pas déformées. Ces déformations sont illustrées à la figure D.2.



FIGURE D.1 – Structure d'essai pour la comparaison préliminaire d'isolant.

Des photographies prises lors du démontage du capteur I utilisé pour l'essai C sont montrées

---

1. Informations complémentaires disponibles sur le CD-ROM, cf. « Documents de travail n°4 »



FIGURE D.2 – Déformations des chaines non-isolées.

à la figure D.3. Bien que les températures du réservoir aient dépassées les  $50^{\circ}\text{C}$ , le capteur à conservé sa forme globalement droite grâce à l'isolant interne. Les tubes ne se sont pas fléchis comme pour l'essai précédent, mais des déformations sont cependant bien visibles sur les tubes et sur les bouteilles. A ce niveau, ces déformations n'influencent pas le bon fonctionnement du capteur mais cela montre l'importance de ne pas travailler à température trop élevée car cela pourrait entrainer la destruction des capteurs.



FIGURE D.3 – Déformations d'un capteur PET isolé.

## Annexe E

# Informations complémentaires aux simulations

### E.1 Validation du modèle

Volume de bouteille [ $L$ ]	1,5
Isolant interne	Papier
Nombre de bouteilles par chaîne	8
Nombre de chaînes du collecteur	5

$A_c = 0,664 [m^2]$
$A_{tank} = 1,7 [m^2]$
$U_{tank} = 0,56 [W/(m^2 \cdot C)]$
$\beta_c = 33 [^\circ]$
$L_r = 1,5 [m]$
$L_{hs} = 0,08 [m]$
$L_p = 2,55 [m]$
$D_r = 17 [mm]$
$D_h = 21,6 [mm]$
$D_p = 21,6 [mm]$
$h_1 = 0,13 [m]$
$h_2 = 0,37 [m]$
$h_3 = 0,86 [m]$
$n_r = 5$
$n_{90} = 6$
$n_{45} = 1$

FIGURE E.1 – Caractéristiques et dimensions du collecteur et du système utilisés pour la validation du modèle du chauffe-eau solaire.

**Volume d'eau dans les réservoirs :** 40 litres pour l'essai de validation et 50 litres pour l'essai D.

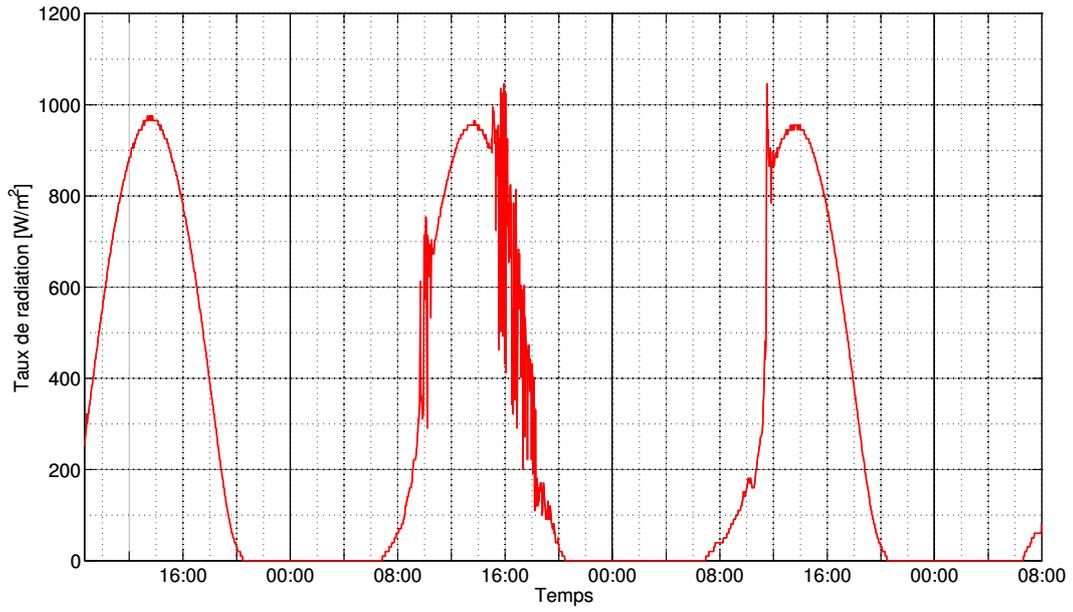


FIGURE E.2 – Essai de validation : relevé de radiation.

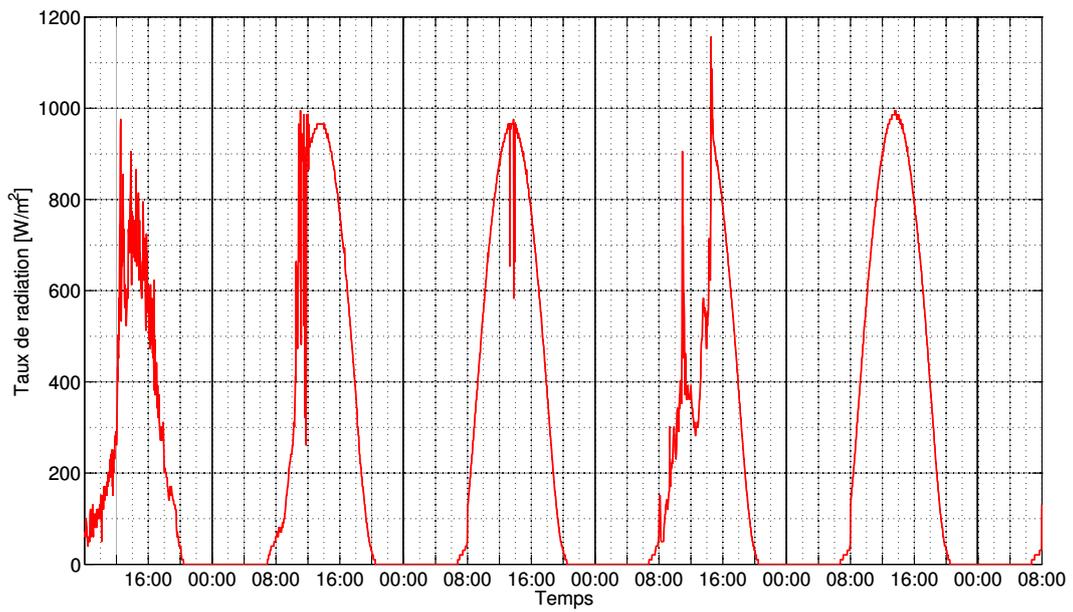


FIGURE E.3 – Essai D : relevé de radiation complet.

## E.2 Prévisions de performance annuelle

Volume de bouteille [L]	1,5
Isolant interne	papier
Nombre de bouteilles par chaîne	8
Nombre de chaînes du collecteur	32

$A_c = 4,246 [m^2]$
$A_{tank} = 2,698 [m^2]$
$U_{tank} = 0,56 [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
$V_{tank} = 0,2 [m^3]$
$L_{tank} = 180 [l]$
$\beta_c = 33 [^\circ]$
$L_r = 1,5 [m]$
$L_{hs} = 0,08 [m]$
$L_p = 6,04 [m]$
$D_r = 17 [mm]$
$D_h = 21,6 [mm]$
$D_p = 21,6 [mm]$
$h_1 = 0,13 [m]$
$h_2 = 0,37 [m]$
$h_3 = 0,86 [m]$
$n_r = 32$
$n_{90} = 5$

FIGURE E.4 – Caractéristiques et dimensions du collecteur et du système utilisés pour les prévisions de performance annuelle.

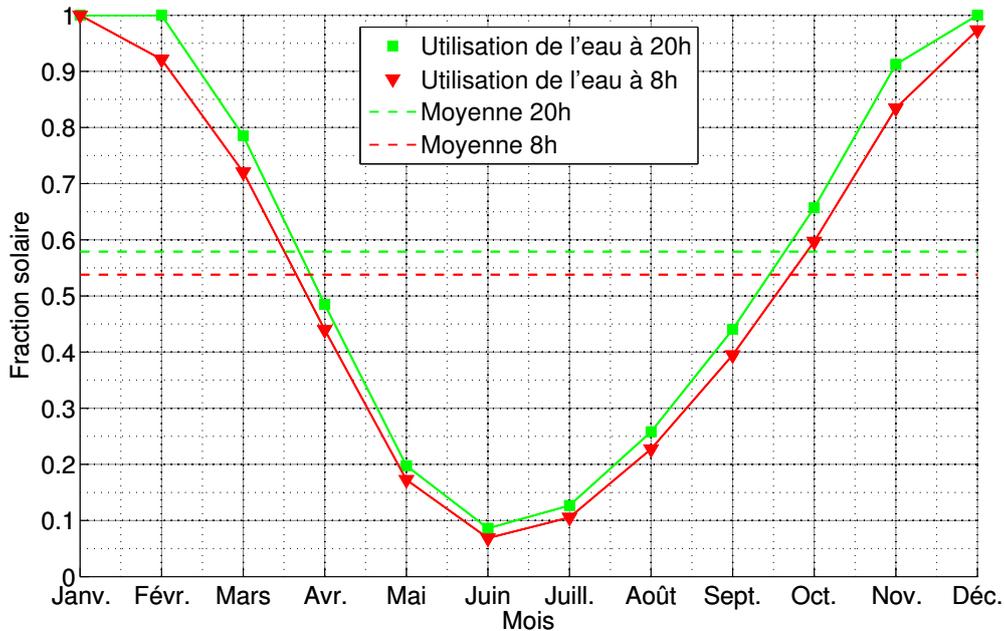


FIGURE E.5 – Fraction solaire moyenne mensuelle et annuelle, utilisation nocturne (20h) et matinale (8h) de l'eau chaude.

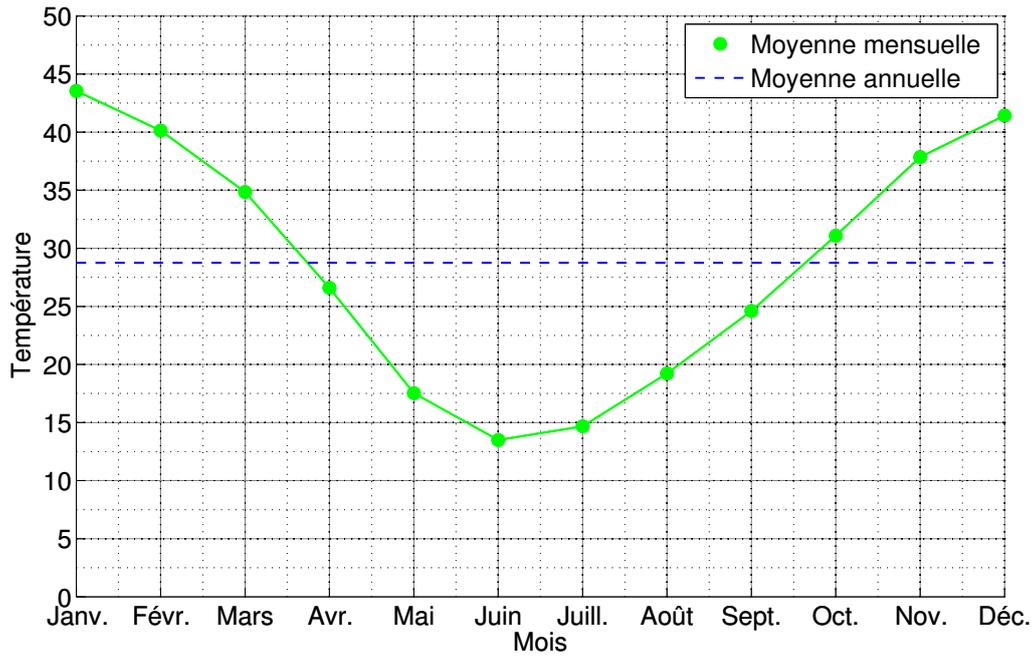


FIGURE E.6 – Température moyenne mensuelle et annuelle lors de la prise de l’eau chaude (à 20 h) pour la commune de Quinta Normal, Santiago, Chili.

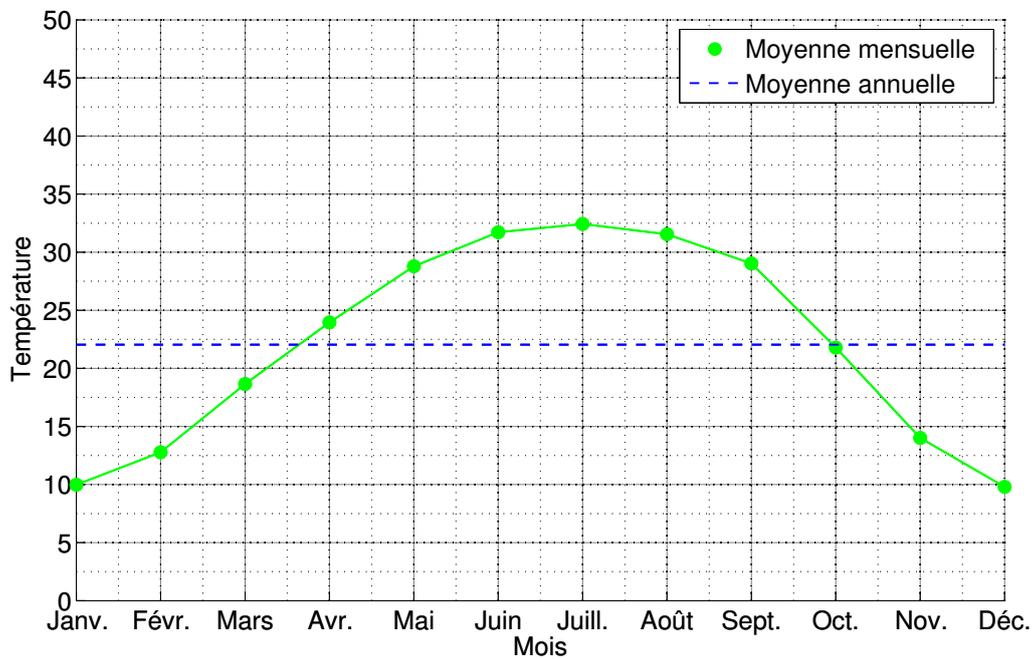


FIGURE E.7 – Température moyenne mensuelle et annuelle lors de la prise de l’eau chaude (à 20 h) pour la commune d’Uccle, Belgique.