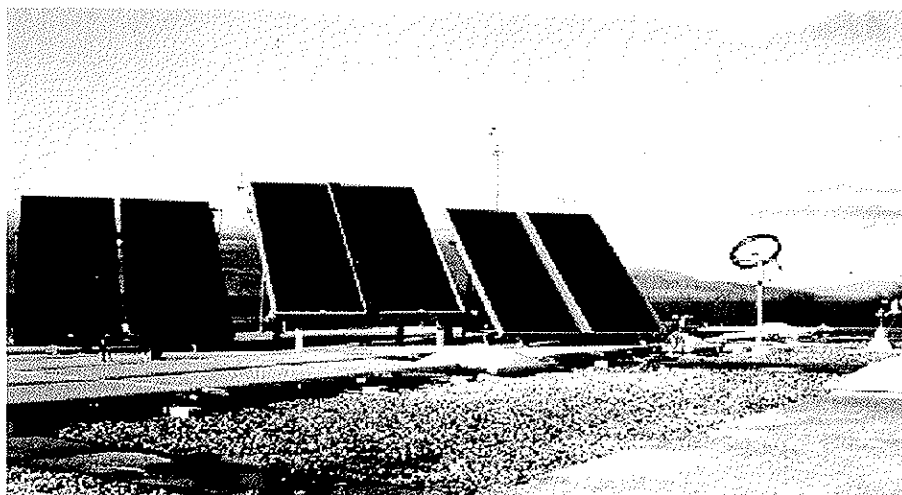
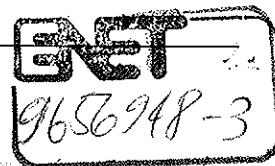


Programme de recherche  
**Solaire actif • Chaleur**



## **Analyses et améliorations des performances de chauffe-eau solaires commerciaux**

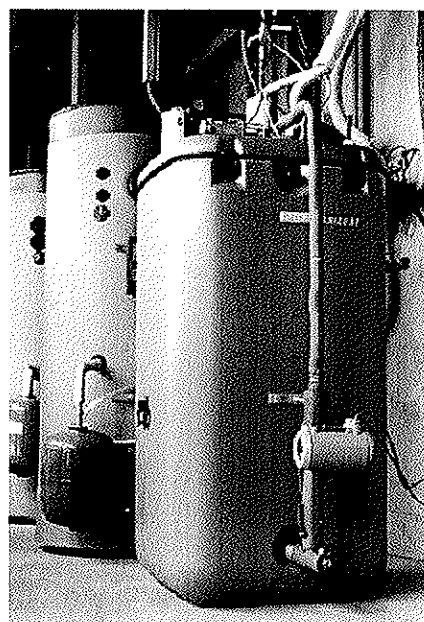
Elaboré par :

**MM. Y. Pfister, O. Renoult**  
**Ecole d'ingénieurs du Canton de Vaud**  
**1, rte de Cheseaux**  
**1400 Yverdon-les-Bains**

Chef de projet : **Ph. Dind**

Sur mandat de :

**l'office fédéral de l'énergie**  
**3003 - Berne**



# Table des matières

Résumé    *Abstract*

Liste des abréviations

Références bibliographiques

<b>0 Introduction générale</b>	<b>p.5</b>
--------------------------------	------------

## Première partie

<b>1 Mise en route d'un banc d'essai de chauffe-eau solaires</b>	<b>p.6</b>
--	------------

1.1 Introduction et objectifs	p.6
1.2 Caractéristiques de l'installation	p.6
1.3 Points de mesures	p.7
1.4 Fonctionnement de l'installation	p.9
1.5 Définition de la fraction solaire	p.9

<b>2 Mesures effectuées sur un chauffe-eau de référence</b>	<b>p.10</b>
---	-------------

2.1 Introduction	p.10
2.2 Description de l'installation expérimentée	p.10
2.3 Paramètres mesurés de l'installation	p.10
2.4 Horaire des soutirages	p.10
2.5 Température de consigne de l'appoint électrique	p.10
2.6 Comparaison Mesures - Simulation TRNSYS	p.11
2.7 Conclusion	p.12

<b>3 Etude des capteurs non-vitrés en position horizontale</b>	<b>p.14</b>
--	-------------

3.1 Introduction et objectif du travail	p.14
3.2 Commentaires sur l'installation et les mesures réalisées	p.14
3.3 Mesure des pertes des capteurs non-vitrés	p.15
3.4 Simulation de la température d'un absorbeur	p.18
3.5 Bilans énergétiques mesurés	p.20
3.6 Recherche de protections pour améliorer le rendement des capteurs non-vitrés	p.22
3.7 Conclusion	p.23

## Deuxième partie

<b>4 Conception d'un chauffe-eau solaire économique</b>	<b>p.24</b>
---	-------------

4.1 Introduction et objectifs	p.24
4.2 Conception	p.25
4.3 Mesures	p.30
4.4 Simulation avec TRNSYS	p.33
4.5 Optimisation	p.36
4.6 Etude économique	p.38
4.7 Conclusion	p.40

## Troisième partie

<b>5 Prévision de la fraction solaire</b>	<b>p.42</b>
---	-------------

5.1 Introduction	p.42
5.2 Objectifs du présent travail	p.42
5.3 Domaine de validité de l'équation et classification des variables utilisées	p.42
5.4 Simulation à l'aide de TRNSYS	p.43
5.5 Recherche de l'équation par analyse statistique	p.43
5.6 Démarche utilisée pour valider l'équation CPS	p.45
5.7 Résultats	p.46
5.8 Comparaisons mensuelles et annuelles avec TRNSYS	p.47
5.9 Comparaisons journalières avec TRNSYS	p.49
5.10 Conclusion	p.49

# Résumé

- L'étude d'un chauffe-eau solaire commercial («kit» solaire low-flow) nous a permis de valider le modèle de chauffe-eau solaire développé sous TRNSYS. Les résultats obtenus par simulation sont très proches des mesures effectuées sur plusieurs longues périodes de l'année. Pour une demande de 10 kWh/jour (correspondant à 200 litres d'eau chaude à 55°C avec température d'eau froide à 12°C), nous obtenons une fraction solaire mesurée de 67% durant la période avril-octobre 1997.

Les simulations ont permis de déterminer la position optimale du corps de chauffe électrique d'appoint du kit solaire analysé. Pour le type de demande ci-dessus, la fraction solaire annuelle est au maximum lorsque le corps de chauffe est situé au tiers de la hauteur de l'accumulateur (compté depuis le bas)

- Parallèlement, nous avons analysé le comportement d'un chauffe-eau solaire semblable au précédent, mais ne différant de celui-ci que par le système de captage du rayonnement solaire. Au lieu de 4 m<sup>2</sup> de capteurs vitrés, il était muni de 8 m<sup>2</sup> de capteurs non vitrés, en série, avec mêmes absorbeurs sélectifs.

A l'aide de régressions, nous avons obtenu une équation donnant le rendement des capteurs non-vitrés en fonction de la vitesse du vent. Les mesures confirment la grande sensibilité au vent des capteurs non-vitrés. Pour augmenter le rendement d'un capteur non-vitré, nous proposons deux principes simples à mettre en œuvre : soit augmenter le débit, ce qui aura pour conséquence d'abaisser l'écart de température entre l'entrée et la sortie des capteurs, soit placer les capteurs à l'abri du vent, en construisant par exemple des acrotères. Par vent nul, ou lorsque les acrotères assurent leur effet de protection, les deux chauffe-eau ont des apports solaires semblables.

L'analyse met également en évidence le très faible apport thermique du dernier des quatre capteurs en série pour un débit low-flow de 7,5 l/hm<sup>2</sup>: de 15 % par vent nul, sa contribution tombe à 0 % pour des vents supérieurs à 2 m/s.

- Le développement d'un chauffe-eau économique, en collaboration avec l'entreprise Agena, nous a amené à concevoir un système fonctionnant avec une cuve à «eau morte» en plastique et un système «drain-back» des capteurs. Une bonne stratification thermique de l'accumulateur de chaleur est obtenue grâce à un tube central d'injection de l'eau des capteurs, comprenant de nombreux trous de faible diamètre.

De montage et d'entretien très aisé, ce système montre des performances identiques aux meilleurs chauffe-eau actuellement sur le marché suisse. C'est notamment grâce à une régulation «évoluee» et un échangeur de chaleur en inox très performant que notre système est concurrentiel. La régulation permet de faire varier la température de consigne de l'appoint en fonction de la température du fluide dans la partie inférieure du chauffe-eau.

- Nous avons recherché une équation simple permettant de prédire la fraction solaire d'un chauffe-eau à partir de l'ensoleillement, de la température diurne extérieure maximum et du soutirage journaliers. Cette équation demande le calcul par itération, à partir des résultats expérimentaux, de quatre paramètres propres à chaque chauffe-eau. Cette méthode de calcul donne des résultats très satisfaisants pour trois villes suisses dont les climats sont très différents (plateau, Alpes, sud des Alpes).

# Abstract

- A low flow type solar domestic hot water system (SDHW) of the Swiss market has been investigated. The results obtained with the well known TRNSYS simulation model and the experimental results are very close when compared for long periods of the year. For a 10 kWh/d energy demand (corresponding to 200 liters of 55°C warm water per day when cold water temperature is 12°C) we obtain 67 % for the solar fraction during the period from April to October 1997, both from experimental data and simulation.

Thanks to simulations we have determined the best position of the auxiliary electric heater in the storage tank. For the tested SDHW and for the mentioned demand, this position is the third of the height from bottom.

- A SDHW similar to the previous one has been studied, but with 4 unglazed collectors instead of 2 glazed collectors (collectors with selective absorber have each an area of 2 m<sup>2</sup> and are connected in series).

From regression methods we have been able to deduce an equation which gives the collectors efficiency as a function of the wind speed. The great sensitivity of unglazed collectors to wind is confirmed by our analysis. Different measures are discussed, which can be taken in order to improve the efficiency of unglazed collectors SDHW.

Our data analysis shows the very low heating contribution of the last of the four low-flow working collectors. This contribution decreases from 15 % by sunny and no windy days to 0% during sunny days with wind speed exceeding 2 m/s (70 cm above the collectors).

- A new and low cost SDHW has been developed in collaboration with the firm AGENA. The low flow system that we have eventually tested comprises a «dead water» plastic storage tank and drained back collectors. A good storage stratification is obtained thanks to a central pipe with many holes of small diameters.

Easy to assemble and to maintain, this system shows as good performances as the mainly SDHW of the Swiss market. The great exchange area of the coil working as domestic water heater and the particular regulation unit contribute to these good results. The latter takes in to account the tank bottom temperature to switch on or off the auxiliary heater.

- Finally we propose a simple equation allowing the solar fraction prediction from daily irradiation, maximum diurnal temperature and warm water demand. For each SDHW, this equation needs an iterative determination of 4 parameters from experimental data. Our so called CPS equation (simple predictive calculus) gives quite satisfying monthly and yearly solar fractions when compared to TRNSYS simulation. That was tested for 3 Swiss cities characterized by quite different climatic conditions.



## Liste des abréviations

A	Surface de captage pris en considération	[m <sup>2</sup> ]
c	Chaleur massique de l'ensemble absorbeur + fluide	[J/Kg K]
c <sub>0</sub>	Constante du capteur donnant le rendement maximum	[-]
c <sub>1</sub>	Constante du capteur donnant la pente de la droite de rendement	[W/m <sup>2</sup> K]
C <sub>p</sub>	Chaleur massique du fluide (glycol ou eau)	[J/Kg K]
Δt	intervalle de temps	[s]
ΔT <sub>appoint</sub>	Différentiel d'enclenchement/déclenchement de l'appoint	[°C]
ΔT <sub>capt,low</sub>	Différentiel de déclenchement de la pompe	[°C]
ΔT <sub>capt,up</sub>	Différentiel d'enclenchement de la pompe	[°C]
E <sub>élec,pompe</sub>	Indicateur si la pompe est enclenchée (1) ou déclenchée (0)	[binaire]
E <sub>élec,corpsdechauffe</sub>	Indicateur si le corps de chauffe est enclenchée (1) ou déclenchée (0)	[binaire]
F	Facteur déterminant la qualité du transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide	[-]
F <sub>sa</sub>	Fraction de l'appoint	[-]
F <sub>ss</sub>	Fraction solaire	[-]
G	Irradiance dans le plan des capteurs	[W/m <sup>2</sup> ]
h <sub>c</sub>	Coefficient de pertes thermique par convection des capteurs	[W/m <sup>2</sup> K]
H <sub>K</sub>	Irradiation dans le plan des capteurs	[kWh/m <sup>2</sup> ]
m	Débit de fluide traversant les capteurs	[Kg/s]
m <sub>s</sub>	Masse de l'absorbeur et du fluide le contenant par unité de surface	[kg/m <sup>2</sup> ]
m	Masse de l'absorbeur et du fluide le contenant	[kg]
q	Puissance utile soutirée au capteur	[W]
Q <sub>AB</sub>	Energie d'appoint brut fournie au chauffe-eau	[kWh]
Q <sub>AP</sub>	Pertes de l'accumulateur non imputables à la partie solaire du système	[kWh]
Q <sub>CP</sub>	Pertes de l'énergie solaire dans les conduites entre les capteurs et l'accumulateur	[kWh]
Q <sub>el</sub>	Energie électrique totale utilisée par le chauffe-eau pour son fonctionnement	[kWh]
Q <sub>p</sub>	Energie consommée par la pompe ou le circulateur du circuit solaire	[kWh]
Q <sub>SB</sub>	Energie solaire brute fournie au chauffe-eau	[kWh]
Q <sub>SC</sub>	Energie solaire récupérée à la sortie du champ de capteurs	[kWh]
Q <sub>SP</sub>	Pertes de l'accumulateur imputable à la partie solaire du système	[kWh]
Q <sub>SR</sub>	Energie solaire brute reçue par la surface de captage (H <sub>K</sub> A)	[kWh]
Q <sub>N</sub>	Demande d'énergie nette sortant de l'accumulateur (énergie soutirée)	[kWh]
T <sub>1,T2,T3,T4,T5</sub>	Température relevée à différents niveaux dans l'accumulateur	[°C]
T <sub>abs n,in</sub>	Température mesurée sur l'absorbeur du capteur n à l'endroit où entre le fluide	[°C]
T <sub>abs n,out</sub>	Température mesurée sur l'absorbeur du capteur n à l'endroit où sort le fluide	[°C]
T <sub>accu</sub>	Température de l'eau dans l'accumulateur	[°C]
T <sub>a</sub>	Température de l'air ambiant environnant les capteurs	[°C]
T <sub>bas,cuve</sub>	Température de l'eau au bas de l'accumulateur	[°C]
T <sub>capt</sub> ou T <sub>capt,i</sub>	Température moyenne du ou des capteur(s)	[°C]
T <sub>capt,in</sub>	Température du fluide entrant dans un capteur ou d'une série de capteurs	[°C]
T <sub>capt,out</sub>	Température du fluide sortant d'un capteur ou d'une série de capteurs	[°C]
T <sub>ciel</sub>	Température de la voûte céleste	[°C]
T <sub>consigne</sub>	Température de consigne de l'enclenchement de l'appoint	[°C]
T <sub>enclenchement</sub>	Température d'enclenchement de l'appoint	[°C]
T <sub>haut,cuve</sub>	Température de l'eau en haut de l'accumulateur	[°C]
T <sub>limite,bas</sub>	Température minimum de consigne d'enclenchement de l'appoint	[°C]
T <sub>limite,haut</sub>	Température maximum de consigne d'enclenchement de l'appoint	[°C]
T <sub>max</sub>	Température diurne maximum de l'air ambiant environnant les capteurs	[°C]
T <sub>sortie,capteur</sub>	Température du fluide mesurée à la sortie du champ de capteur	[°C]
U <sub>L</sub>	Coefficient de pertes thermiques des capteurs (rayonnement, conduction et convection)	[W/m <sup>2</sup> K]
v	Vitesse du vent mesurée à 1m du sol (70 cm au-dessus des capteurs)	[m/s]
V <sub>mât</sub>	Vitesse du vent mesurée sur un mât à environ 5 m de hauteur	[m/s]
x	Variable caractéristique de la droite	[m <sup>2</sup> K/W]
α	Coefficient d'absorption de l'absorbeur	[-]
β	Inclinaison des capteurs par rapport au plan horizontal	[°deg]
ε	Coefficient d'émissivité de l'absorbeur	[-]
ρ	Masse volumique du fluide	[Kg/l]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann : 5,67 · 10 <sup>-8</sup>	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]

## Bibliographie

- [1] SPF, «Leistungsdaten thermischer Sonnenkollektoren», Rapports d'essais selon méthode de détermination ISO-CH, Testkollektor Nr.4, mars 1993
- [2] SPF, «Leistungsdaten thermischer Sonnenkollektoren», Méthode de détermination des performances des capteurs solaires thermiques ISO-CH. p.16
- [3] K. G. T. Hollands & M.F. Lighthstone, «*A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems*», Solar Energy N°43, p.97-105, 1989
- [4] H.N. Gari & R.I. Loehrke, «*A controlled buoyant jet for enhancing stratification in a liquid storage tank*», Journal of Fluids Engineering, Vol.104, p.475-481, Décembre 1982.
- [5] J.H. Davidson, D.A. Adams & J.A. Miller, «*A coefficient to characterize mixing in solar water storage tanks*», Transactions of the ASME; Journal of Solar Energy Engineering, Vol.116, p.94-99, Mai 1994
- [6] J.H. Davidson, D.A. Adams, «*Fabric stratification manifolds for solar water heating*», Transactions of the ASME; Journal of Solar Energy Engineering, Vol.116, p.130-136, Août 1994
- [7] TRNSYS Coordinator, «*A Transient System Simulation Program*», Version 14.2, solar energy laboratory, university of Wisconsin-Madison/USA, Juillet 1996
- [8] BSI, «*Saillon 1 MW solaire 3 ème cycle* », rapport annuel OFEN, mandat : EF-REn(92) 002, 1996
- [9] G.Branco, P.Gallinelli, B.Lachal, «*A low energy building with an integrated uncovered solar collector roof in the suburb of Geneva*», CUEPE, 1997
- [10] G.Branco, P.Gallinelli, B.Lachal, «*Suivi scientifique de la Cité Solaire Près-du-Camp à Plan-les-Ouates*», Feuille d'information N°2, CUEPE, nov 1997
- [11] U.Frei, C. Müller-Schöll, P.Vogelsanger, «*Leistungsfähigkeit und Lebensdauer von Solaranlagen*», SPF, abb. 2.3, 1996
- [12] H.Soltan, «*Testing the thermal performance of uncovered solar collectors* », Solar Energy Vol.49. N° 4.pp. 263-272, 1992
- [13] DVGW93 : Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches, Arbeitsblatt W 551, «*Trinkwassererwärmungs-und Leitungsanlagen; technische Massnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums*»; Eschborn 1993

# **Première partie**

- ⇒ **Mise en route d'un banc d'essai de chauffe-eau solaire**
- ⇒ **Mesures effectuées sur un chauffe-eau de référence**
- ⇒ **Etude des capteurs non-vitrés en position horizontale**



## 0 Introduction générale

Dans le cadre de ce mandat de l'OFEN, nous avons à développer plusieurs sujets visant tous à améliorer les connaissances techniques sur les chauffe-eau solaires après l'apparition d'un certain nombre de concepts nouveaux à la fin des années 80 et début des années 90. Parmi ces concepts nouveaux, citons les bas débits d'irrigation des capteurs (low-flow), la stratification thermique dans l'accumulateur et l'utilisation de capteurs non-vitrés.

Les thèmes abordés se restreignent tous à des chauffe-eau solaires domestiques pour maisons à un ou deux logements. Le taux annuel de couverture des besoins en eau chaude par la ressource solaire, ou fraction solaire, doit si possible atteindre ou dépasser la barre des 50% pour de telles installations.

Les résultats obtenus ici ne sauraient donc être généralisés et transposés à de grandes installations pour grands immeubles ou habitats groupés, pour lesquelles la fraction solaire visée se situe parfois autour de 20 % (l'objectif étant alors de produire par des capteurs solaires de l'énergie-chaleur en «rurban» à prix aussi bas que possible).

1) Le premier chauffe-eau solaire testé, le kit solaire low-flow (Kitsol LF 4-450 d'Agena), a été utilisé comme système de référence. Les mesures réalisées sur plusieurs périodes de quelques semaines ont permis de valider le modèle de simulations de ce chauffe-eau solaire avec le logiciel TRNSYS pour ces mêmes périodes et dans les mêmes conditions d'exploitation. Cette validation nous a autorisé ensuite à simuler sur une année complète le comportement de ce kit solaire de référence dans différentes conditions d'exploitation.

2) Une version modifiée de Kitsol a été mesurée et auscultée d'avril à octobre 97. Le seul changement était le suivant : les 4 m<sup>2</sup> de capteurs vitrés à absorbeurs sélectifs du chauffe-eau de référence (inclinaison 45°, plein sud) étaient remplacés par 8 m<sup>2</sup> d'absorbeurs de même type, non vitrés, disposés horizontalement. L'idée de base était de comparer deux chauffe-eau solaires low-flow à stratification de coût global identiques mais différents par leur système de captage du rayonnement solaire.

3) Une troisième tâche a occupé une bonne part de notre temps de travail : le développement d'un chauffe-eau solaire prototype devant réunir plusieurs atouts :

- coût si possible plus bas que celui des chauffe-eau solaires de même catégorie fabriqués en Suisse.
- performances si possible aussi élevées que celle des chauffe-eau solaires apparus sur le marché ces dernières années.
- durabilité, compatibilité écologique.

Le choix s'est tout naturellement porté vers un système low-flow (avantage : pompe de circulation de faible puissance ) et à stratification thermique. Celle-ci est obtenue au moyen d'une pipe d'injection axiale à petits trous très simple à installer.

L'accumulateur en matériau synthétique est à pression atmosphérique et les capteurs solaires, se vidangent à chaque arrêt de pompe; cette solution a le grand avantage de ne pas nécessiter de glycol : l'eau morte de la cuve fait office de fluide caloporteur.

Enfin, le soutirage de l'eau chaude sanitaire est assuré par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur ad'hoc situé dans l'accumulateur et garantissant une hygiène satisfaisant les normes les plus sévères.

# 1 Mise en route d'un banc d'essai de chauffe-eau solaires

## 1.1 Introduction et objectifs

Pour permettre de mesurer efficacement les performances de systèmes de chauffe-eau solaires complets, l'école d'ingénieurs d'Yverdon a réalisé durant l'hiver 1996-1997, un nouveau laboratoire. Celui-ci est totalement opérationnel depuis le 1<sup>er</sup> avril 1997.

De manière à répondre à la demande de l'OFEN, le laboratoire a été conçu de façon à réaliser un système de mesures efficaces avec un rapport coût/précision raisonnable. Ce laboratoire est basé sur une conception la plus modulaire possible, qui permet d'effectuer rapidement et pour un coût minimum des mesures sur de nouvelles installations.

Ces mesures sont actuellement traitées en ligne par un ordinateur. Celui-ci est relié depuis début novembre 1997 au réseau VDnet de manière à permettre au laboratoire d'automatique de l'EPFL de traiter également les mesures depuis Lausanne.

## 1.2 Caractéristiques de l'installation

Le laboratoire est divisé en 4 zones (voir annexe I schéma):

- Batterie eau froide
- Batterie eau chaude
- Zone des chauffe-eau
- Plate-forme capteurs

### 1.2.1 Batterie eau froide

Le local est raccordé au réseau d'eau froide du bâtiment. La température de l'eau froide varie entre 10°C et 20°C entre l'hiver et l'été. Situé au dernier étage, l'eau froide arrivant dans le laboratoire est partiellement réchauffée par le bâtiment. La température de sortie de l'eau du réseau fluctue donc passablement. Nous avons ajouté un réservoir d'eau froide de 500 litres comme tampon pour permettre d'homogénéiser la température d'entrée de l'eau dans les chauffe-eau. Ce stock a permis d'éliminer les variations journalières de température qui étaient parfois importantes. Cependant, les différences de température saisonnières demeurent. Malgré cet état de fait, nous n'avons pas jugé nécessaire d'ajouter un régulateur de température pour les raisons suivantes :

- la température de l'eau froide ne variant que très lentement, le calcul des bilans d'énergie de soutirage effectués sur une journée n'est pas influencé.
- la pose d'un régulateur n'aurait pas permis de simuler les mêmes variations de température que l'on rencontre à la prise d'arrivée d'eau dans les bâtiments.

A la sortie du réservoir est disposée une batterie d'eau froide comportant 5 départs. Sur chacun de ces départs sont disposées respectivement : une vanne d'arrêt, un clapet anti-retour et une soupape de sécurité.

### 1.2.2 Batterie eau chaude

Disposée à côté de la batterie d'eau froide, elle permet de centraliser la robinetterie ainsi que les appareils de mesure permettant le soutirage d'eau chaude sur les chauffe-eau. La batterie d'eau chaude comporte 5 arrivées « Eau chaude » ainsi qu'une arrivée « Eau froide ».

Sur chacune de ces arrivées sont disposées une vanne électromagnétique permettant d'enclencher et de déclencher les soutirages ainsi qu'une sonde de température. L'arrivée d'eau froide alimente le mélangeur thermostatique pour abaisser la température d'eau chaude soutirée à 55°C avant son passage dans un débitmètre.

### 1.2.3 Zone des chauffe-eau

Il est possible de réaliser en parallèle des comparaisons sur 5 installations de production d'eau chaude solaire. Des raccordements pour eau chaude et eau froide sont prêts pour un montage rapide et aisé. Pour chaque chauffe-eau, il est aussi prévu un raccordement au réseau capteurs solaires avec un système de mesure.

### 1.2.4 Plate-forme capteurs

Réalisée sur une structure mobile, la plate-forme en caillebotis d'une surface approximative de 50 m<sup>2</sup> permet d'arrimer facilement les capteurs. Elle se situe quatre mètres au-dessus du laboratoire. Les raccordements entre les capteurs et accumulateurs mesurent une quinzaine de mètres au maximum.

## 1.3 Points de mesures

Le banc d'essai permet des calculs de bilans énergétiques avec une incertitude comprise entre 3 et 5 %

### 1.3.1 Mesure de l'énergie

#### 1.3.1.1 Généralités

Le banc d'essai du laboratoire de l'eivd est actuellement équipé de manière à pouvoir mesurer et calculer simultanément les bilans énergétiques de trois chauffe-eau en parallèle.

Les bilans énergétiques journaliers sont calculés selon la formule (0). La somme est effectuée sur une centaine de mesures par tranche de 10 minutes

$$Q = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot [Cp(T_{out})_i \cdot \rho(T_{out})_i \cdot T_{out,i} - Cp(T_{in})_i \cdot \rho(T_{in})_i \cdot T_{in,i}] \cdot \Delta t_i \quad (0)$$

n	=	nombre de mesures effectuées en 10 minutes
i	=	numéro de la mesure
$\dot{m}_i$	=	débit volume du liquide considéré en [l/s]
$Cp(T)$	=	chaleur massique du liquide en fonction de sa température [J / kg °C]
$\rho(T)$	=	masse volumique du liquide en fonction de sa température [kg / m <sup>3</sup> ]
$T_{in}$	=	température d'entrée du fluide dans un des composants de l'installation [°C]
$T_{out}$	=	température de sortie du fluide d'un des composants de l'installation [°C]
$\Delta t_i$	=	intervalle de temps entre la mesure n et la mesure (n-1) [s] (généralement 7 à 8 [s])

Liste des bilans effectués selon l'équation 0 :

- l'énergie solaire fournie par les capteurs
- l'énergie solaire reçue par les chauffe-eau
- l'énergie soutirée par les chauffe-eau

D'autre part, les chauffe-eau recevant l'énergie électrique comme appoint, on mesure également la consommation électrique des corps de chauffe et des circulateurs.

#### 1.3.1.2 Mesure de l'énergie $H_K$ reçue par les capteurs solaires.

L'énergie solaire reçue par les capteurs est mesurée par 3 pyranomètres dont la précision est garantie à moins de 2 % :

- $G_{GH}$  : irradiance globale dans le plan horizontal
- $G$  : irradiance globale dans le plan des capteurs
- $G_{DK}$  : irradiance diffuse dans le plan des capteurs

La mesure de l'irradiance diffuse permet d'une part de mieux observer l'influence du rayonnement diffus durant les expériences et d'autre part d'affiner les modèles mathématiques lors des simulations.

L'énergie fournie par les capteurs est mesurée par des thermocouples et un débitmètre électromagnétique.

#### *1.3.1.3 Mesure de l'énergie $Q_{SC}$ fournie par les capteurs solaires.*

On effectue une mesure de température directement à l'entrée et à la sortie des capteurs, dans le T de raccordement à l'aide de thermocouples de type K-Ni<sup>1</sup>. Afin de se trouver dans des conditions identiques à celles rencontrées généralement, les T de raccordement entre les tuyaux et les capteurs n'ont pas été isolés. Il en résulte donc une légère déperdition thermique en ces points précis.

La mesure du débit a été effectuée avec des débitmètres électromagnétiques étalonnés par le SPF de Rapperswil. La précision est comprise entre 1 et 2 % selon les débitmètres.

#### *1.3.1.4 Mesure de l'énergie solaire $Q_{SB}$ fournie aux chauffe-eau*

La présence de 2 thermocouples de type K à l'entrée et à la sortie du circuit solaire des chauffe-eau permet de mesurer à l'aide du débitmètre précédemment cité, la quantité d'énergie chaleur exacte entrant dans le chauffe-eau. La différence avec la valeur mesurée au capteur et celle mesurée au chauffe-eau permet de déterminer les pertes dans les conduites d'aménées.

#### *1.3.1.5 Mesure de l'énergie $Q_N$ soutirée au chauffe-eau*

Directement à l'entrée et à la sortie des conduites d'ECS des chauffe-eau, on place des thermocouples de type K. On mesure en ligne la quantité exacte d'énergie soutirée de manière à agir sur l'ouverture et la fermeture des vannes. Pendant les 15 premières secondes du soutirage, le débit est de l'ordre de 120 l/h. Cela permet de diminuer les erreurs de mesures dues à l'inertie des thermocouples. Le débit de soutirage est ensuite fixé à 600 l/h.

#### *1.3.1.6 Mesure de la consommation électrique $Q_{el}$*

Les chauffe-eau sont généralement équipés de corps de chauffe pour fournir l'appoint nécessaire. A l'aide d'un wattmètre on mesure en permanence la puissance du corps de chauffe; cette puissance variant légèrement selon la tension du réseau. Le wattmètre possède une précision inférieure à 1 %. Il convertit la puissance mesurée en une tension continue 0-10 V directement lue sur l'acquisiteur de données.

On mesure également l'énergie électrique consommée par les pompes et la régulation des chauffe-eau. Ces deux dernières mesures ne se font pas en ligne par manque de convertisseurs de puissance; on mesure donc seulement le temps de fonctionnement de la pompe que l'on multiplie par la puissance mesurée des appareils.

Pour prendre en compte la consommation réelle des circulateurs solaires dépourvus de systèmes de mesure de débit, un petit calcul des pertes de charges occasionnés par les débitmètres, nous permettent de déduire de 10 à 20 W la puissance de consommation de la pompe selon la section de passage du débitmètre utilisé.

### *1.3.2 Mesure du vent*

Pour l'étude des effets du vent sur les capteurs non vitrés, le banc d'essai a été équipé de trois anémomètres et d'une girouette. Un anémomètre mesure la vitesse du vent à environ 5 m au-dessus des installations. Malheureusement la précision de cette mesure est de l'ordre de  $\pm 0,5$  m/s, ce qui est inexploitable pour des faibles vitesses de vent. Les 2 autres anémomètres ont par contre une précision de  $\pm 0,1$  m/s et peuvent mesurer des vitesses minimum de vent de 0,3 m/s. Ils sont placés respectivement à 1 m du sol et 15 cm au-dessus des absorbeurs selon la norme ISO. Des explications complémentaires sont donnés dans le chapitre 3 concernant les mesures effectuées sur des capteurs non-vitrés.

La girouette donne en permanence la direction du vent selon 16 positions.

---

<sup>1</sup> Tous les thermocouples ont été étalonnés en même temps dans un bain thermostatique (plage de 15 à 90 °C); on peut dès lors garantir une différence de température inférieure à 0,2 °C entre ceux-ci.

### 1.3.3 Température ambiante

Les températures extérieure et intérieure sont également mesurées avec des thermocouples de type K. La sonde mesurant la température extérieure est située dans un abri bien ventilé à environ 2 mètres au-dessus du sol et à moins de 10 mètres des capteurs. La sonde de température intérieure est située à plus de 2 mètres des sources de chaleur (écran d'ordinateur, chauffe-eau...), dans une zone protégée des rayonnements solaires directes.

### 1.4 Fonctionnement de l'installation

Le programme d'acquisition permet de lire les points de mesures précédemment décrits toutes les 7 à 8 secondes. Il est possible actuellement d'effectuer au maximum 8 soutirages par jour avec 3 chauffe-eau en parallèle. La quantité d'énergie soutirée et les horaires de soutirage peuvent être modifiés à loisir, ce qui confère une grande souplesse d'utilisation et permet de simuler différents scénarios de consommation journalière. L'ordinateur gère entièrement le pilotage des vannes en fonction de la quantité d'énergie soutirée ainsi que de la température minimum de soutirage souhaitée.

On effectue une moyenne sur 10 minutes de toutes les mesures. Les bilans d'énergie, incrémentés toutes les 7 à 8 secondes sont également comptabilisés sur 10 minutes. Une sauvegarde régulière sur disque dur et disquettes permet ensuite un dépouillement journalier des résultats sur un tableur.

### 1.5 Définition de la fraction solaire

La fraction solaire est calculée selon la formule suivante tirée de [2] :

$$F_{SS} = 1 - \frac{Q_{el}}{Q_N + Q_{AP}} \quad (1)$$

Les pertes de chaleur d'un chauffe-eau électrique traditionnel sont données par  $Q_{AP}$ . Les pertes journalières de chaleur d'un tel chauffe-eau sont quasi constantes et ont été fixées arbitrairement par le SPF pour leur test «chauffe-eau solaire compact» à 1,5 kWh/jour (valeur rencontrée couramment sur des chauffe-eau électriques munis d'environ 10 cm d'isolant). Par contre, les pertes de stockage  $Q_{SP}$  attribuées à la partie solaire de l'installation varient.

Les pertes  $Q_{AP}$  sont issues de la partie conventionnelle du chauffe-eau et existent avec ou sans le raccordement du circuit solaire. Pour une demande  $Q_N$  classique de 10 kWh (200 l à 55°C pour  $T_{\text{eau froide}} = 12^\circ\text{C}$ ), les pertes  $Q_{AP}$  ne représentent que 13% de l'énergie sortant du chauffe-eau alors que pour une demande de 5 kWh, les pertes représentent alors 23 %. L'importance de ces pertes devient donc d'autant plus grande que le soutirage diminue.

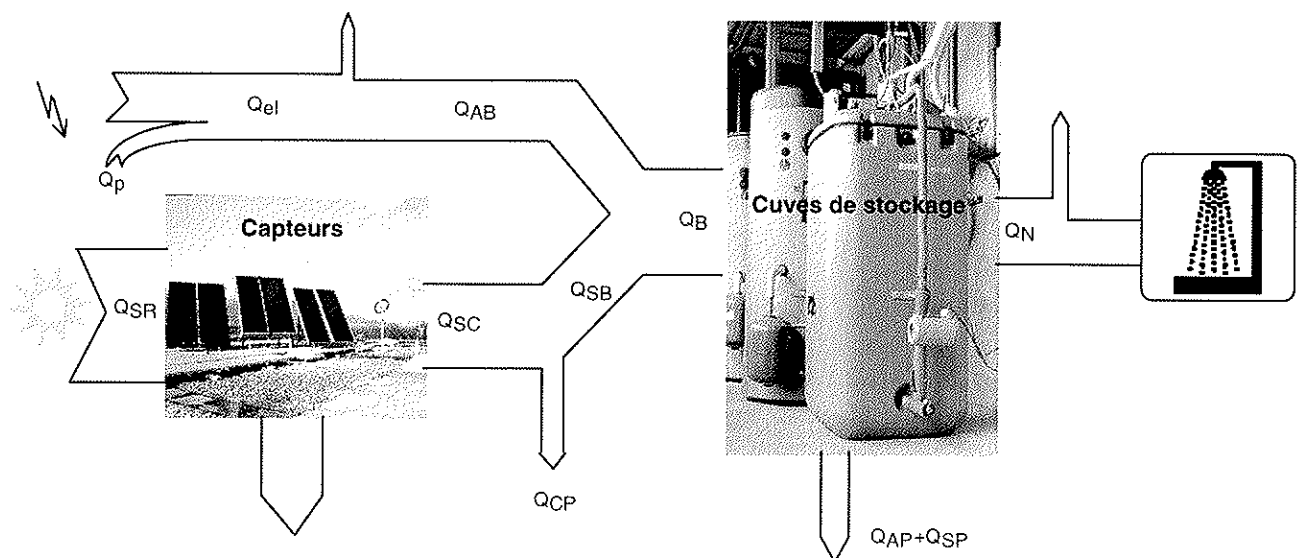


Figure 1 : Schéma des flux d'énergie des chauffe-eau solaires



## 2 Mesures effectuées sur un chauffe-eau de référence

### 2.1 Introduction

Dans le cadre du concours Energie 2000, le SPF de Rapperswil a effectué de nombreux test sur divers chauffe-eau solaires compacts durant l'année 1996-97. Ces tests de courte durée (quelques semaines) ont permis de calibrer les paramètres de référence nécessaires pour effectuer des simulations avec le logiciel TRNSYS. L'un des objectifs de ce rapport est de comparer les résultats obtenus expérimentalement sur un kit-solaire de référence avec les prévisions données par le logiciel de simulation TRNSYS.

### 2.2 Description de l'installation expérimentée

Les mesures de référence ont été effectuées sur un chauffe-eau solaire de type cuve dans cuve de 450 litres de contenance (Agena LF 4-450). Ce type d'accumulateur couplé à des capteurs traversés par de l'eau glycolée circulant à bas débit (low-flow) permet de garder une très bonne stratification de la température de l'eau dans la cuve. Une description plus complète de l'installation mentionnée ainsi que les paramètres du chauffe-eau se trouvent en annexe II.

### 2.3 Paramètres mesurés de l'installation

#### 2.3.1 Paramètres des capteurs

Nous avons monté en série deux capteurs vitrés représentant une surface brute de 4,54 m<sup>2</sup>. Le débit les traversant est compris entre 60 et 70 l/h, soit un débit surfacique de 15 l/hm<sup>2</sup> (valeur utilisée pour des débits low-flow).

Nous avons définis les paramètres de la courbe de rendement en fonction des mesures réalisées durant l'année. La dispersion des points devient importante pour une valeur de  $x$  supérieure à 0,07 m<sup>2</sup>K/W. Mais la majorité des points mesurés, environ 80 %, ont une valeur de  $x$  comprise entre 0,04 et 0,06 m<sup>2</sup>K/W. Le rendement moyen du capteur vaut pour une telle valeur de  $x$  environ 55%.

Le rendement moyen journalier des 4,54 m<sup>2</sup> bruts des capteurs Azur 20, que nous avons mesuré pour un débit surfacique de 15 l/hm<sup>2</sup>, est de l'ordre de 45 % si l'on tient compte de la surface brute du capteur comme référence.

Dans une installation où le circulateur fonctionne à puissance constante, le débit du fluide augmente considérablement en fonction de sa température (15 à 20%). Pour plus de précision voir Annexe II.4.4

### 2.4 Horaire des soutirages

Quelle que soit la quantité soutirée, le débit de soutirage reste égal à 600 l/h.

10 kWh correspondent à 200 litres d'eau à 55°C pour une température d'eau froide de 12°C

	7 h 00	8 h 00	11 h 00	13 h 00	16 h 00	18 h 00	20 h 00	22 h 00
10 kWh	1.5	1.5	1	1	1.25	1.25	1.25	1.25
7 kWh	2	2				1.5		1.5
5 kWh	2.5					1.25		1.25

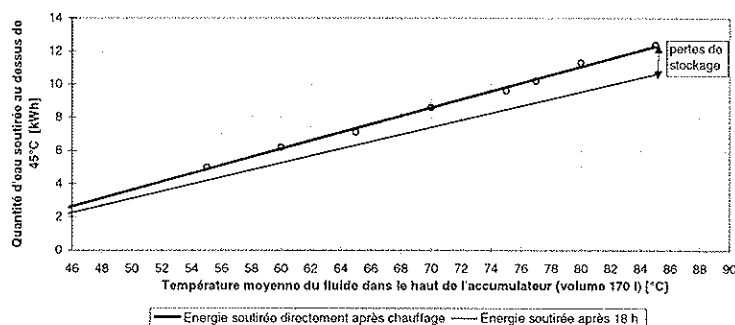
### 2.5 Température de consigne de l'appoint électrique

L'objectif d'un chauffe-eau est de couvrir une demande journalière fixée au maximum à 10 kWh, ce qui correspond approximativement à 200 litres d'eau chauffée à 55°C pour une température d'eau froide de 12°C. Les fortes demandes d'électricité sollicitées par les industries pendant la journée obligent la majorité des compagnies d'électricité à n'autoriser l'enclenchement des corps de chauffe que pendant la nuit. Afin de ne pas enclencher inutilement le corps de chauffe, il est intéressant de connaître la température minimum à laquelle il faut porter l'eau pour couvrir la demande, si l'on ne peut pas compter sur la partie solaire de l'installation pendant la journée.

Dans le cas du kit solaire LF 4-450, la température moyenne minimum que devrait avoir le volume de l'eau dans la partie supérieure du chauffe-eau pour permettre de soutirer 10 kWh en fin de journée est de 82°C. Cette température baisse à 59°C quand la demande n'est que de 5 kWh. Les pertes de stockage sont évidemment plus importantes lorsque la température est élevée. Elles sont comprises en moyenne entre 1,5 et 1,8 kWh par jour

(variables en fonction de la quantité soutirée), lorsque la température de consigne du corps de chauffe est de 82°C. Elle ne sont plus que de 0,6 kWh environ pour une température de 60°C.

Il est important de signaler que le volume d'eau de 170 litres chauffé par l'appoint électrique du LF 4-450 est un peu petit. Pour parvenir à satisfaire la demande il faut augmenter la température de consigne de l'appoint, ce qui



crée alors des pertes de stockage plus grandes. Pour la même énergie délivrée par l'appoint, un stock chauffé de 200 litres d'eau à 70°C à la place d'un stock de 170 litres à 82°C permettrait d'économiser environ 0,2 à 0,3 kWh de pertes par jour. (Pertes après 18 h à 70°C = 1,15 kWh + 17 % supplémentaire dues à une surface chauffée accrue = 1,35 kWh). La fraction solaire augmenterait en conséquence de 2 à 3 points.

Figure 2 : Quantité d'eau soutirée en fonction de la température de consigne de l'appoint du LF 4-450

## 2.6 Comparaison Mesures - Simulations TRNSYS

### 2.6.1 Choix des paramètres et des périodes de comparaison

Nous avons déterminé les paramètres  $c_0$  et  $c_1$  des capteurs en utilisant les résultats des mesures effectués sur notre banc d'essai (annexe II.4.3). Concernant l'accumulateur, nous avons par contre repris intégralement les paramètres calculés par le SPF. Un résumé de tous les paramètres que nous avons utilisés pour la simulation sur TRNSYS ainsi qu'un calendrier des mesures effectuées se trouve en annexe II.3 à II.4

### 2.6.2 Résultats obtenus

Nous avons effectué des simulations sur 5 périodes de mesures (Figure 3). Nous avons fait varier le soutirage et la consigne de température de l'appoint pour certaines périodes afin de vérifier la validité de la simulation sous diverses conditions.

Date	Température de l'appoint	Demande de soutirage	Fraction solaire moyenne mesurée	Fraction solaire moyenne simulée
10 juin au 16 juillet 1997	83 °C	10 kWh	55,9	56,5
3 août au 8 sept. 1997	80 °C	10 kWh	78,1	74,6
28 nov. au 18 déc. 1997	80°C	10 kWh	14,7	17,1
6 janv au 3 février 1998	70°C	7 kWh	27,7	28,2
5 février au 24 mars 1998	60°C	5 kWh	82,1	80,7

Figure 3 : Comparaison entre la fraction solaire simulée et mesurée sur 5 périodes distinctes

**Mesures** : du 10 juin 97 au 16 juillet 97

Température de l'appoint = 83°C

	Irradiation [kWh]	Irradiation [kWh/m²]	Apport capteur [kWh]	Consommation électrique [kWh]	Energie soutirée [kWh]
Mesuré	765	169	315	188	369
Simulé	765	169	311	190	380

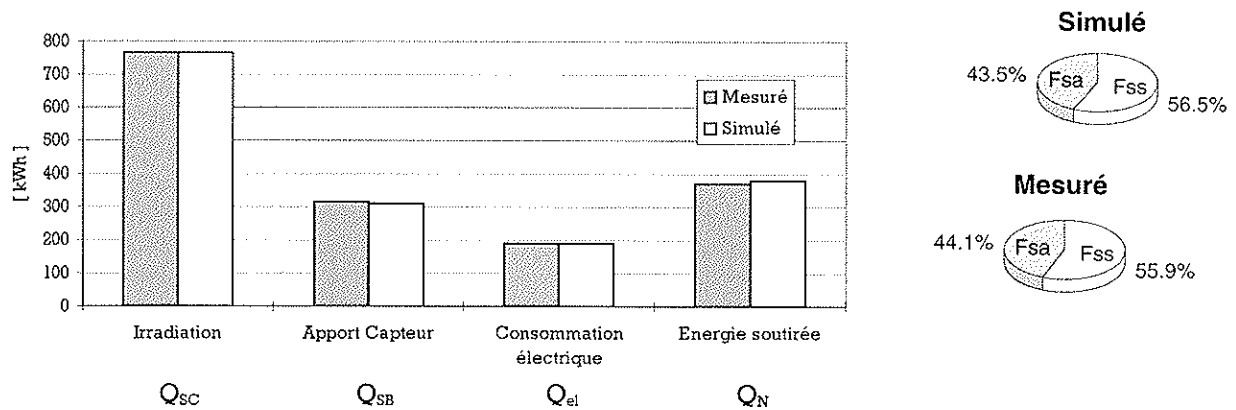


Figure 4 : Synthèse des mesures pour la période du 10 juin au 16 juillet 1997 (37 jours)

La comparaison entre les fractions solaires mesurées et simulées indique d'une manière générale une très bonne corrélation.

La comparaison journalière de la fraction solaire pour les cinq périodes de mesures mentionnées précédemment indique que la fraction simulée est parfois en-dessous, parfois au-dessus de la fraction mesurée (figure 5). Ce sont les incertitudes de mesures ainsi que les approximations du modèle qui créent cette différence entre la mesure et la simulation. On constate que pour de petites fractions solaires (respectivement grandes fractions solaires), la simulation est plus optimiste (respectivement plus pessimiste).

Les résultats détaillés obtenus pour les autres périodes de mesures sont donnés en annexe II.5.

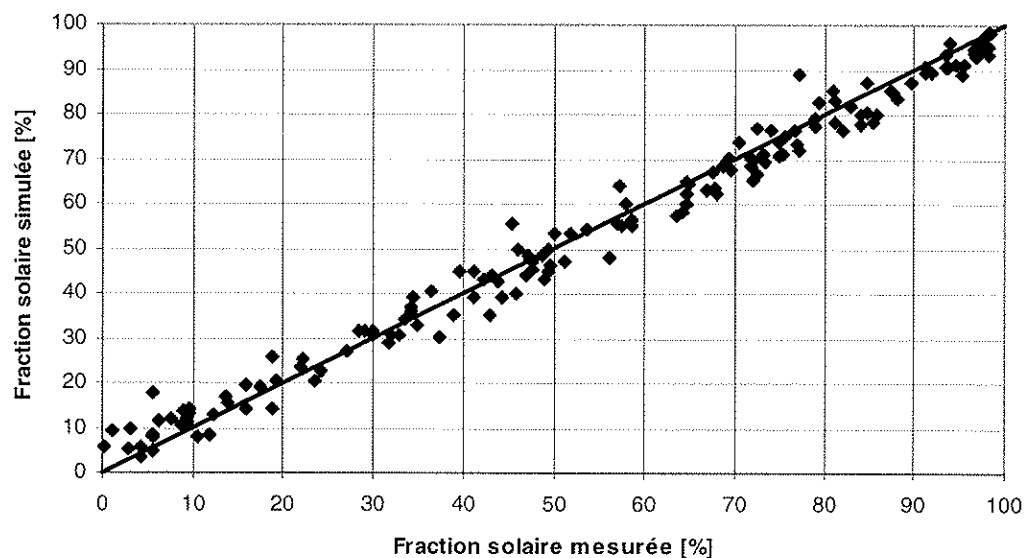


Figure 5 : Comparisons des fractions solaires journalières réparties entre avril 1997 et mars 1998, 171 jours de mesures

Des simulations annuelles comparatives avec d'autres chauffe-eau sont présentées dans les chapitres suivants.

## 2.7 Conclusion

Les comparaisons mesures/simulations montrent que les paramètres obtenus par le centre de recherche solaire de l'école d'ingénieurs de Rapperswil (SPF) pour la cuve du chauffe-eau LF 4-450 de l'entreprise Agena sont adéquats sur des périodes distinctes réparties dans l'année. Le modèle utilisé pour la simulation de l'installation de chauffe-eau solaire Agena LF 4-450 est donc validé puisqu'il permet d'obtenir des résultats très proches des mesures réalisées.

Les tests de pertes de l'accumulateur réalisés sur le chauffe-eau de référence ont démontré l'importance d'une bonne gestion de l'énergie d'appoint : il vaut mieux porter une assez grande partie de l'eau de l'accumulateur à température pas trop élevée plutôt que l'inverse. L'idéal serait de chauffer les 2/3 de la partie supérieure de l'accumulateur à une température de l'ordre de 55°C et de maintenir la température au bas du chauffe-eau la plus proche possible de la température de l'eau froide sanitaire. De cette manière, on augmente sensiblement la fraction solaire (jusqu'à 7 ou 8 points d'après des simulations réalisées par le SPF).

### 3 Etude des capteurs non-vitrés en position horizontale

#### 3.1 Introduction et objectif du travail

Meilleur marché que les capteurs vitrés, les non-vitrés se présentent comme une alternative intéressante lorsque l'on désire réduire les coûts de construction d'une installation solaire dans laquelle l'énergie chaleur peut être délivrée à l'utilisateur à bas niveau de température. Nombre d'entre eux ont été posés dans les années 90 sur des toits plats (Saillon), sur des toits convexes (Plan-les-Ouates) ou même en position verticale (Boudry).

L'objectif de cette partie de travail, limitée à de petites installations pour maisons unifamiliales, était de comparer deux chauffe-eau solaires de coût à peu près équivalent, mais ne différant l'un de l'autre que par les capteurs utilisés : le premier comprenant 4 m<sup>2</sup> de capteurs vitrés à absorbeur sélectif, le deuxième 8 m<sup>2</sup> du même absorbeur non vitré. Différentes solutions simples ont été également testées pour améliorer à faible coût le rendement des capteurs non-vitrés.

Les études complémentaires sur le calcul des pertes du capteur en fonction de la vitesse de vent doivent permettre d'établir une équation permettant d'une part d'évaluer ces pertes et d'autre part de calculer la température de surface moyenne des absorbeurs en fonction de l'ensoleillement, du vent et de la température d'entrée du fluide.

L'installation et la manière dont les mesures ont été réalisées sont décrites en annexe V.1 à V.5

#### 3.2 Commentaires sur l'installation et les mesures réalisées

##### 3.2.1 Position géographique des absorbeurs

Pour des raisons de facilité de raccordement et de prise des mesures, les capteurs ont été placés **horizontalement**, sur le toit plat de l'école, à l'angle nord du bâtiment. Cette position n'est évidemment pas représentative d'une couverture complète d'un toit par des capteurs mais permet d'analyser l'apport thermique de quelques m<sup>2</sup> d'absorbeurs discrètement disposés à l'horizontale sur une terrasse. Pour les résultats obtenus avec de grandes surfaces d'absorbeur, il est possible de se référer aux mesures effectuées sur des installations construites notamment à Saillon (VS) [8] et à Plan-les-Ouates (GE) [9,10].

##### 3.2.2 Pertinence des mesures de vent

Il est primordial de préciser ici que la mesure de la vitesse du vent sur un toit reste difficile à réaliser. Nous avons cependant effectué des mesures de vitesse de vent à 70 cm au-dessus des capteurs et à ~ 5 m sur un mât au-dessus du toit. L'annexe V.3 met en évidence que les zones directement situées sur un toit sont sujettes à de fortes turbulences. Il est donc difficile de donner des équations précises des pertes thermiques en fonction d'une vitesse significative du vent. Les vitesses de vent mesurées à 70 cm au-dessus des capteurs correspondent plutôt à un degré de turbulence. On pourra comparer en annexe V.5, les corrélations existantes entre les deux vitesses de vent mesurées.

Pour des vitesses de vent identiques, quoique non mesurées de la même manière, des analyses effectuées au SPF [11] et à Munich par H.Soltan [12] sur des capteurs de même conception, présentent des valeurs relativement proches de celles obtenues à l'eivd. Avec toute la prudence qui s'impose, on pourra donc utiliser les valeurs mentionnées dans ce rapport, en assez bonne approximation, pour des capteurs non-vitrés placés horizontalement sur un toit plat (voir annexe V.10).

##### 3.2.3 Raccordement des capteurs

Deux types de raccordement ont été testés (figure 6). Le premier type nous a permis de constater que l'irrigation du capteur ne se faisait pas très bien, notamment dans le centre des deux derniers capteurs de la série. Nous avons donc effectué la suite des mesures avec le deuxième type de raccordement.

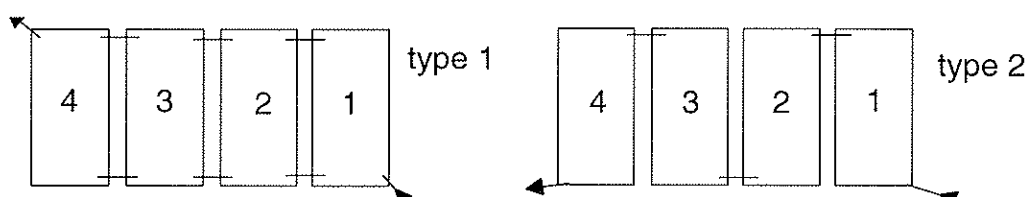


Figure 6 : Schémas des raccordements testés sur 4 · 2 m<sup>2</sup> de capteurs non-vitrés.

### 3.2.4 Position des sondes de température

La température moyenne d'un absorbeur n'est pas facile à déterminer. Lorsque le fluide est au repos on constate que dans un capteur posé parfaitement à l'horizontal ou légèrement bombé en son centre, la température dans les bords du capteur est parfois 10 ou 15°C plus basse que celle mesurée au centre. La sonde de température de l'absorbeur qui ordonne l'enclenchement/déclenchement de la pompe devra donc se situer si possible près du centre du dernier capteur. Dans ce cas, le centre est donc plus représentatif des conditions moyennes de l'absorbeur que les bords. Une mauvaise position de cette sonde peut entraîner un retard d'enclenchement considérable de la pompe.

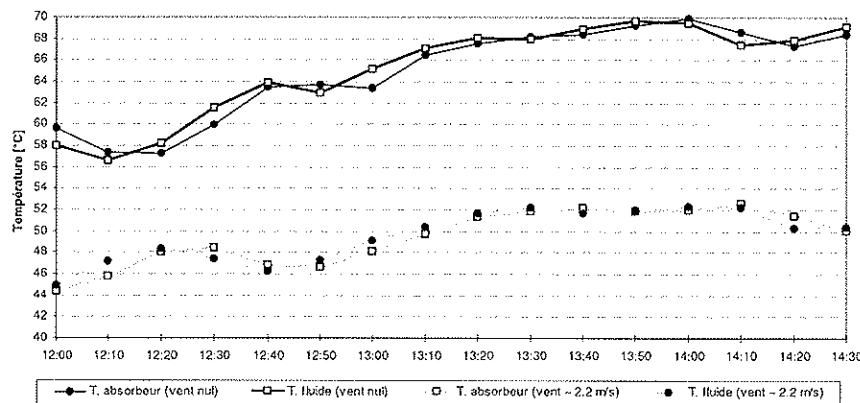
## 3.3 Mesure des pertes des capteurs non-vitrés

### 3.3.1 Introduction

Les pertes thermiques des capteurs non-vitrés soumis aux turbulences du vent sont très variables. L'équation de la droite de rendement ISO-CH donnée par le SPF pour les capteurs non-vitrés d'Energie Solaire SA (test n°34 1992) ne fait pas intervenir la vitesse du vent, dans les premiers tests de mesures sur ce capteur. Le but est donc de redéfinir d'une part la valeur  $c_0 = F'\alpha$  et d'autre par la valeur  $c_1 = F'U_L$  en fonction de la vitesse du vent.

### 3.3.2 Calcul de $c_0$

$c_0$  dépend de  $F'$ , or ce facteur est relativement difficile à déterminer pratiquement. Les thermocouples que nous possédons ont une incertitude trop grande pour mesurer correctement la très faible différence de température entre l'absorbeur et le fluide. Les quelques comparaisons de températures que nous avons effectuées entre la



température relevée sur l'absorbeur (juste avant la sortie du dernier capteur) et dans le fluide (au niveau du raccordement situé à la sortie de ce même capteur) montrent des différences de températures qui varient passablement quelle que soit la vitesse du vent. La différence de température se situant dans le domaine d'incertitude de la mesure, il n'était donc pas possible d'en déduire un facteur  $F'$  par des mesures.

Figure 7 : Températures mesurées sur l'absorbeur et dans le fluide pour les journées respectivement du 9 septembre (peu de vent) et du 10 septembre (vent = 2.2 m/s). Ensoleillement moyen de 1000 W/m². Débit 60 l/h

L'absorptance  $\alpha$ , qui peut légèrement varier d'un absorbeur à l'autre, est donnée égale à 0,95 par le fabricant. Utilisant le test réalisé par le SPF pour un débit de 50 l/h (annexe V.10.1), la relation entre  $c_0$  et la vitesse du vent que nous proposons pour nos absorbeurs est la suivante :

$$c_0 = F' \cdot \alpha = (a - b \cdot v) \cdot \alpha = (0.96 - 0.0135 \cdot v) \cdot 0.95 = 0.91 - 0.0128 \cdot v \quad (2)$$

### 3.3.3 Calcul de $c_1$

Ce coefficient mesuré en W/m²K regroupe l'ensemble des coefficients de pertes thermiques du capteur. Nous avons mesuré la température de chacun des quatre absorbeurs pendant 2 mois, afin d'établir une courbe de rendement à partir d'un plus large éventail d'informations. Les mesures de température ont été effectuées sur l'absorbeur, juste à côté des pipes de jonction inter-capteurs. Nous avons estimé que la différence de température mesurée sur l'absorbeur, entre l'entrée et la sortie des pipes du capteur, était à peu près équivalente à la différence de température que subissait le fluide en traversant le capteur.

$$T_{capt,out} - T_{capt,in} \cong T_{abs,out} - T_{abs,in} \quad (3)$$

La valeur  $c_1 = F'U_L$ , vaut alors :

$$c_1 \approx \frac{c_0 \cdot G - \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_{abs,out} - T_{abs,in})}{A}}{\frac{T_{abs,in} + T_{abs,out}}{2} - T_{amb}} \quad [W/m^2K] \quad (4)$$

Le fluide utilisé est de l'eau glycolée (propylène glycol 33 %)

### 3.3.4 Mesures du coefficient $C_1$

Pour chacun des quatre capteurs, nous avons effectué le calculs du coefficient  $c_1$  à partir des mesures d'environ une douzaine de jours types répartis entre le 26 juillet et le 15 septembre 1997. Chaque point représente une moyenne effectuée sur dix minutes du coefficient  $U_L$ . Après élimination des points non représentatifs tel que le début et la fin de la journée, il reste environ 400 à 500 points exploitables.

L'inertie des capteurs non-vitrés est de plusieurs dizaines de minutes (voir annexe V.6). Une augmentation ou une diminution brutale de l'irradiance ne modifie pas directement la température d'équilibre de l'absorbeur. La

dispersion des points est à mettre en relation avec la variation de l'irradiance et avec l'inertie de l'absorbeur. Les points représentant la mesure de  $U_L$  lors de périodes de 10 minutes avec irradiance décroissante se situent majoritairement au-dessous de la droite de régression. Dans (4),  $G$  diminue sans que les températures n'aient été encore influencées; d'où des valeurs de  $U_L$  au-dessous de celles qui seraient mesurées à  $G$  constant. C'est l'inverse qui se produit à irradiance croissante.

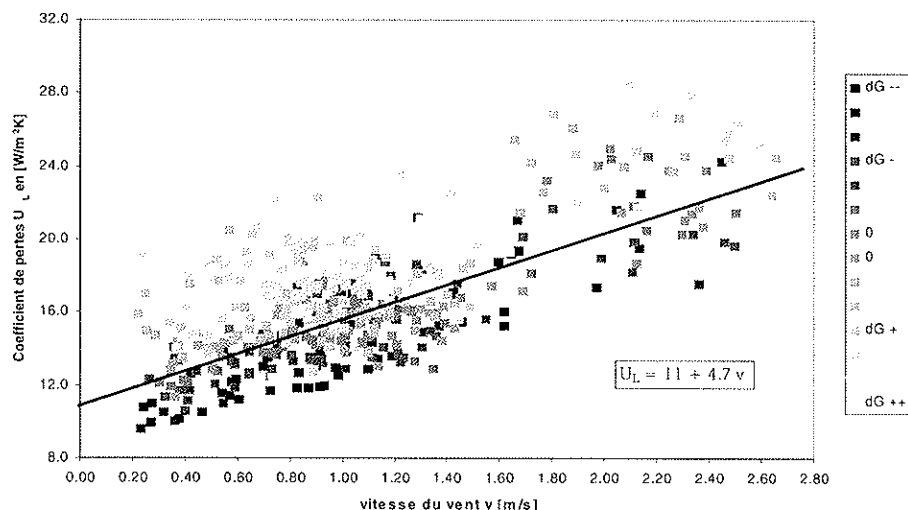


Figure 8 : Mise en évidence de l'influence de la variation de l'irradiance sur le coefficient de pertes  $U_L$  du premier capteur non vitré de la série (points moyennés sur 10 minutes)

La figure 9 montre que le coefficient de pertes  $U_L$  moyen sur une journée, est pratiquement identique pour chacun des capteurs pris séparément à régime de vent donné.

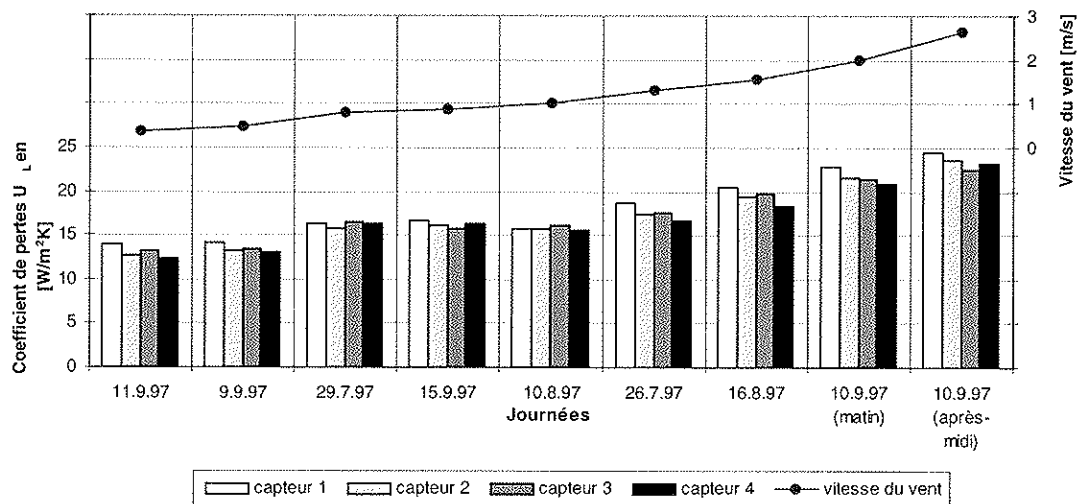


Figure 9 : Coefficient de perte  $U_L$  par capteur en fonction de la vitesse du vent

$c_1$  dépend donc avant tout de la vitesse du vent. Les nombreuses mesures effectuées durant les mois d'été 1997 nous ont permis de proposer les équations suivantes :

$$c_1 = F' \cdot U_L = (c - d \cdot v) = (10.5 + 4 \cdot v) \quad [W/m^2K] \quad (5)$$

où  $v$  est la vitesse du vent en [m/s] **mesurée à 70 cm** au-dessus des capteurs, ou :

$$c_1 = F' \cdot U_L = (c - d \cdot v) = (10.5 + 1.7 \cdot V_{\text{mât}}) \quad [W/m^2K] \quad (6)$$

où  $V_{\text{mât}}$  est la vitesse du vent en [m/s] **mesurée à 5 m** au-dessus des capteurs.

### 3.3.5 Courbe de rendement du capteur non-vitré AS d'Energie solaire SA en position horizontale

En regroupant les termes  $c_0$  et  $c_1$  on obtient l'équation du rendement suivante :

$$\eta = c_0 - c_1 \cdot x = F' a - F' U_L \cdot x = 0.91 - 0.0128 \cdot v - (10.5 + 4 \cdot v) \cdot x \quad [-] \quad (7)$$

Le calcul du rendement pour chacun des quatre capteurs pris séparément permet d'obtenir en même temps quatre valeurs  $\eta(x)$ . D'autre part, le calcul de la température moyenne d'un capteur est plus juste que le calcul pour plusieurs capteurs en même temps parce que la surface prise en compte est plus petite. (voir annexe V.7.2)

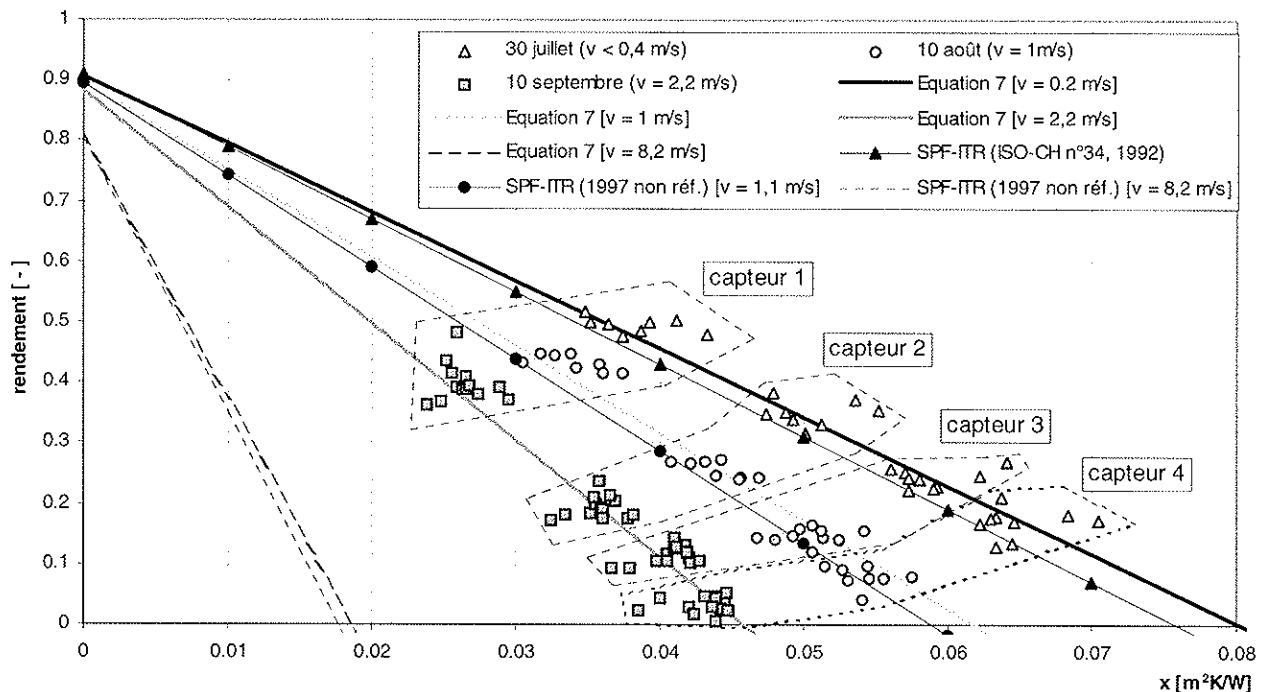


Figure 10 : Comparaison entre les droites tirées de l'équation 7, les droites obtenues par le SPF avec soufflerie et les points de mesures relevés sur chacun des capteurs séparément. Les points de mesures sont des moyennes de 10 minutes pris entre 30 et 70 minutes avant et après le midi solaire avec 4 capteurs en série de 2 m². Ensoleillement moyen situé entre 800 et 1000 W/m². Débit 60 l/h.

La figure 10 montre une bonne correspondance entre les points de mesures et l'équation 7 pour des vitesses de vent allant jusqu'à 2,5 m/s. La corrélation donnée par l'équation 7 fournit des résultats très semblables aux résultats obtenus par le SPF [11] avec soufflerie pour des vitesses de vent de 0.2, 1.1 m/s et 8 m/s (voir également annexe V.10).

Dans notre cas, seuls les 2 premiers capteurs ont un rendement intéressant. Si on voulait diminuer les pertes, il faudrait augmenter le débit traversant les capteurs, de manière à ce que les 2 derniers capteurs soient à température plus basse. En multipliant le débit par 2, nos simulations montrent que le rendement des derniers capteurs est multiplié par deux quand il n'y a pas de vent et par trois pour un vent de 2,2 m/s. (figure 11)

La figure 11 montre la température de l'eau à la sortie des capteurs et le rendement de chacun des capteurs en fonction du débit traversant les 8 m² de capteurs non vitré (irradiance de 800 W/m² et température d'entrée de l'eau dans le premier capteur de 40°C) .



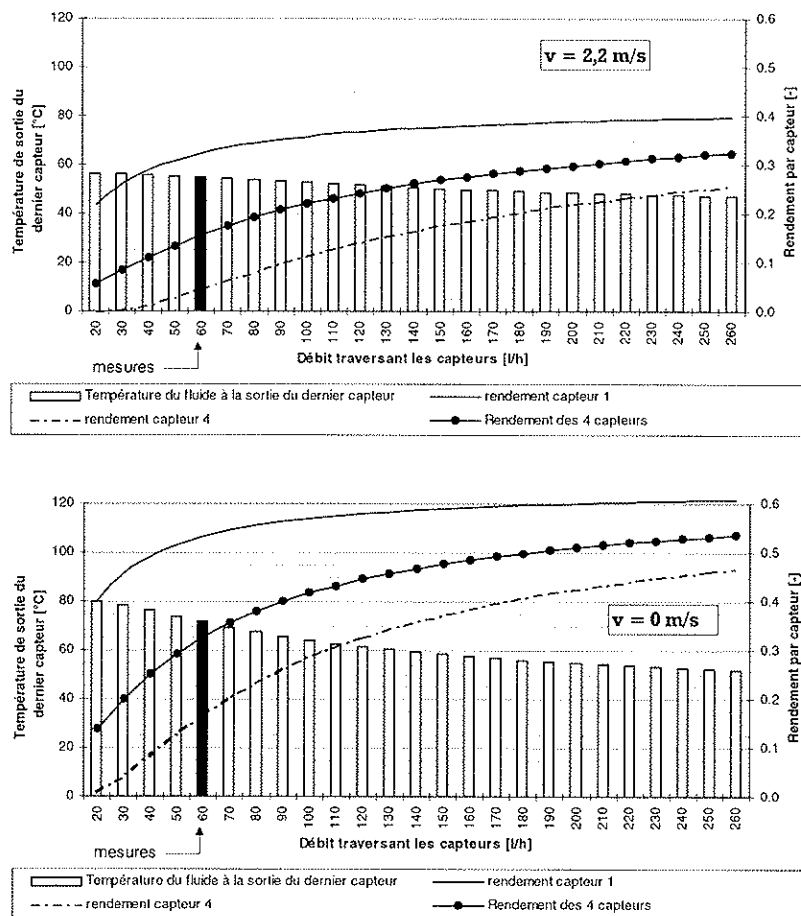


Figure 11 : Simulation du rendement des capteurs non-vitrés et température de l'eau à la sortie de  $4 \times 2 \text{ m}^2$  de capteurs en série. Irradiance  $G = 800 \text{ W/m}^2$ , Temp. d'entrée du champ de capteur  $= 40^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{amb}} = 20^\circ\text{C}$

### 3.3.6 Comparaison avec des valeurs mesurées sur d'autres sites

Le coefficient  $c$  de l'équation 5, mesuré par vent nul ou pratiquement nul, a une variation se situant entre 9 et 12  $\text{W/m}^2\text{K}$ . Ces variations dépendent de facteurs tels que le moment de la mesure, la température extérieure, la présence de protection ou non. En site protégé, à Sierre,  $c_1$  a été mesuré à 9  $\text{W/m}^2\text{K}$ . Il semble que l'on obtienne également une valeur se situant entre 9 et 10  $\text{W/m}^2\text{K}$  à la cité solaire de Plan-les-Ouates à Genève.

Les mesures relevées d'une part à Rapperswil par le SPF [11] et d'autre part à Munich par H.Soltan [12] montrent que pour la majorité des capteurs non-vitrés, la valeur  $c_1$  en absence de vent se situe entre les valeurs citées précédemment. En annexe V.10 sont reportées les valeurs des pertes des capteurs non vitrés et la droite de rendement en fonction du vent, sur quelques installations. La majorité des installations ont permis de déterminer que le coefficient de pertes augmentait linéairement avec la vitesse de vent. Le facteur d'augmentation des pertes se situe entre 3,5 et 5  $\text{W/m}^2\text{K}$  par  $\text{m/s}$  de vent pour une vitesse de vent mesurée à moins de 1 m de la surface des capteurs et à  $\sim 2 \text{ W/m}^2\text{K}$  pour une vitesse de vent mesurée en courant libre  $V_\infty$ .

## 3.4 Simulation de la température d'un absorbeur

### 3.4.1 Introduction

Connaissant les pertes thermiques d'un absorbeur, il est possible par l'équation du bilan thermique de déterminer l'évolution de la température d'un absorbeur connaissant l'ensoleillement, la température de l'air ambiant, la vitesse du vent ainsi que la température d'entrée du fluide dans l'absorbeur.

La valeur  $F'$  qualifiant la qualité du transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide étant difficile à déterminer, nous avons préféré mesurer directement la température des absorbeurs avec un thermocouple de surface.

Ces figures montrent que lorsque le débit surfacique est vraiment trop petit, le rendement, en particulier celui des derniers capteurs, devient très faible. En deçà d'un débit de 120 l/h (débit surfacique de  $15 \text{ l/hm}^2$ ) le rendement du dernier capteur devient inférieur à 15% pour un régime de vent élevé.

En choisissant un débit de 200 l/h ( $25 \text{ l/hm}^2$ ) et au-delà, l'influence du vent sur la température de sortie du fluide devient faible.

En effet, nous avons une température de  $55^\circ\text{C}$  sans vent et de  $50^\circ\text{C}$  pour un vent de  $2,2 \text{ m/s}$  mesuré à 70 cm au-dessus des capteurs.

Il est donc recommandé, pour autant que d'autres facteurs primordiaux n'entrent pas en ligne de compte de choisir un débit surfacique minimum compris entre 20 et  $30 \text{ l/hm}^2$  pour assurer un rendement suffisant dans le dernier capteur de la série.

Le débit low-flow ( $7\text{-}15 \text{ l/hm}^2$ ) généralement recommandé pour assurer une bonne stratification dans l'accumulateur est alors incompatible avec celui préconisé pour obtenir un bon rendement avec des capteurs non-vitrés en position horizontale.

L'équation 8 permet donc de calculer la température moyenne de l'absorbeur minute par minute selon le principe des différences finies (développement de l'équation en annexe V.7.3).

$$T_{capt,i+1} = T_{capt,i} + \frac{\Delta t}{m \cdot c} [A \cdot a \cdot G - A \cdot U_L \cdot (T_{capt,i} - T_{amb}) - \dot{m} \cdot C_{p,eau} \cdot 2(T_{capt,i} - T_{capt,i,in})] \quad (8)$$

### 3.4.2 Simulation

Nous avons simulé la température de quatre absorbeurs placés en série. Pour améliorer la précision des résultats, nous avons simulé la température moyenne de **chacun** des absorbeurs (annexe V.7.2).

La température d'entrée  $T_{capt,in}$  de l'équation 8 correspond donc à la température de sortie de l'absorbeur  $T_{capt,out}$  de l'absorbeur précédent, qui s'obtient en bonne approximation par l'équation 9 suivante (voir annexe V.7.3) :

$$T_{capt,out} = 2 \cdot T_{capt} - T_{capt,in} \quad (9)$$

### 3.4.3 Comparaison température mesurée/simulée d'un absorbeur

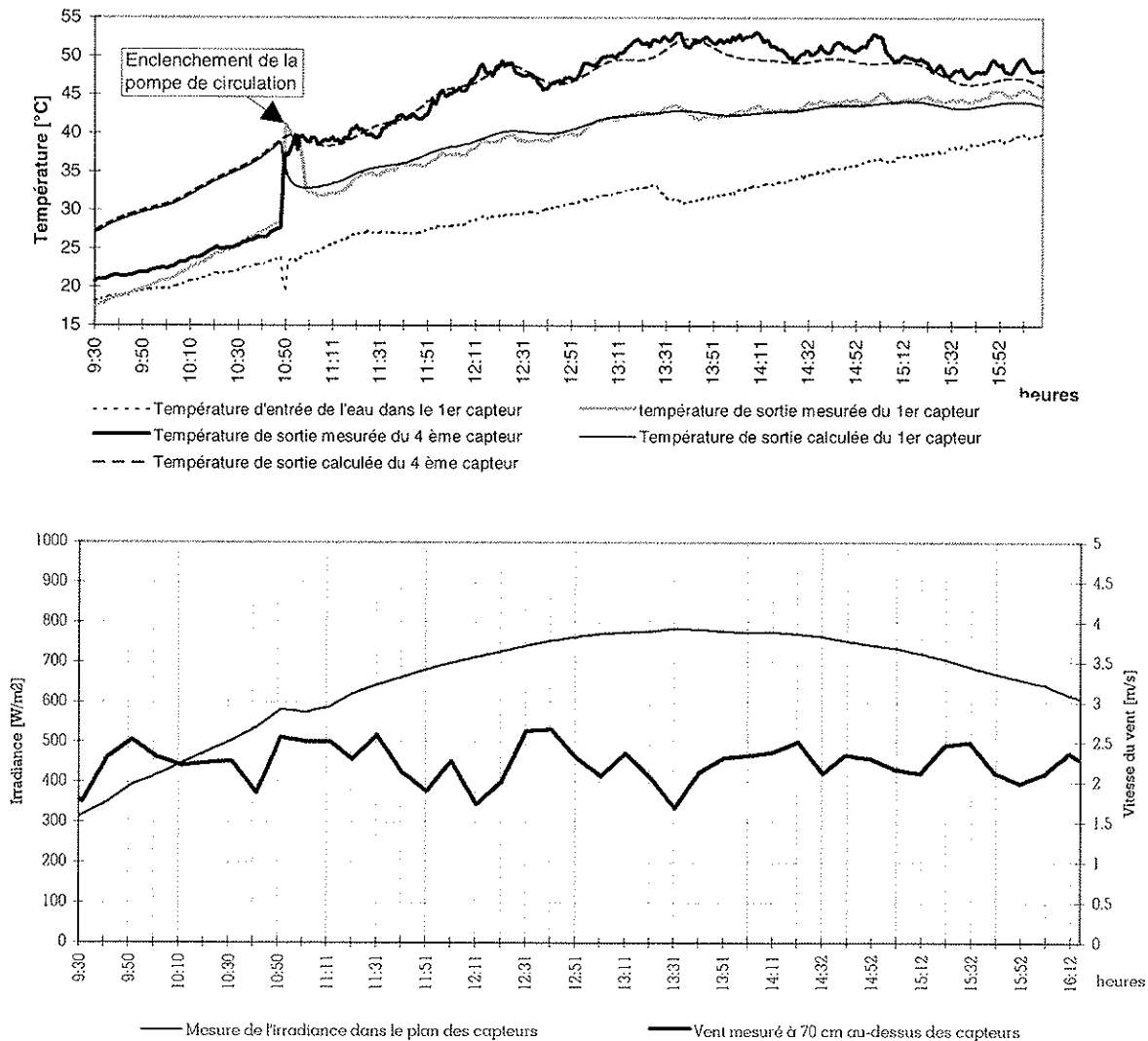


Figure 12 : Evolution de la température des capteurs non-vitrés pour une journée très ensoleillée et une vitesse de vent moyenne de 2,3 m/s. Journée du 10 septembre 1997. Débit moyen traversant les capteurs 55 l/h

La figure 12 montre une bonne corrélation entre mesure et simulation pendant la période de fonctionnement de la pompe de circulation. Par contre, on constate que la température simulée, avant l'enclenchement de la pompe, est de 13°C plus élevée que la température mesurée. La position de la sonde sur l'absorbeur est très importante dans le cas où les absorbeurs sont placés horizontalement, surtout si la partie centrale du capteur est légèrement surélevée (le fluide chaud a alors tendance à stagner dans le centre du capteur). Avant l'enclenchement de la pompe, la simulation donne probablement la température réelle au centre du capteur, alors que la sonde indique la température dans un angle du capteur.

### 3.4.4 Limite de fonctionnement d'un capteur non-vitré, irradiance de seuil

Il est possible de donner la limite d'enclenchement/déclenchement du circulateur pour les capteurs non-vitrés que nous avons testés. Les valeurs  $c_0$  et  $c_1$  de la droite de rendement du capteur permettent de déterminer pour quelles valeurs d'irradiance et de différence de température entre le bas de la cuve et de la température ambiante ainsi que pour quelle vitesse de vent, l'enclenchement/déclenchement du circulateur est effectif. La régulation du Kitsol détermine l'enclenchement de la pompe pour une différence de température de 5°C entre la sonde de température posée sur l'absorbeur et le bas de la cuve et un déclenchement pour une différence de 1,5°C.

Quelques exemples permettent de constater que pendant la période hivernale, lorsque l'irradiance horizontale ne dépasse pas les 500 W/m<sup>2</sup> au midi solaire, le temps de fonctionnement du circulateur est très réduit. Si l'on a

18°C dans le bas du boiler et 0°C dehors, l'enclenchement se produit peu avant midi. La température dans le bas du boiler monte rapidement à 25 ou 30°C, ce qui provoque, même par vent réduit le déclenchement du circulateur.

L'annexe V.8 présente une bonne comparaison entre les irradiances minimum mesurées et simulées.

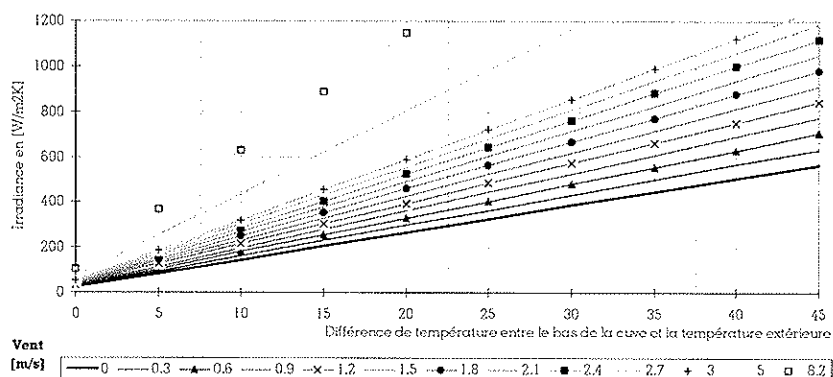


Figure 13 : Irradiance de seuil pour le déclenchement de la pompe de circulation en fonction de la différence de température entre le bas de l'accumulateur et la température extérieure; paramètre : vitesse du vent à 70 cm au-dessus des capteurs.

## 3.5 Bilans énergétiques mesurés

Les bilans ont été réalisés pour des mesures prises entre le 1 avril et le 30 octobre 1997.

### 3.5.1 Comparaison entre l'énergie moyenne fournie par les capteurs vitrés et non-vitrés

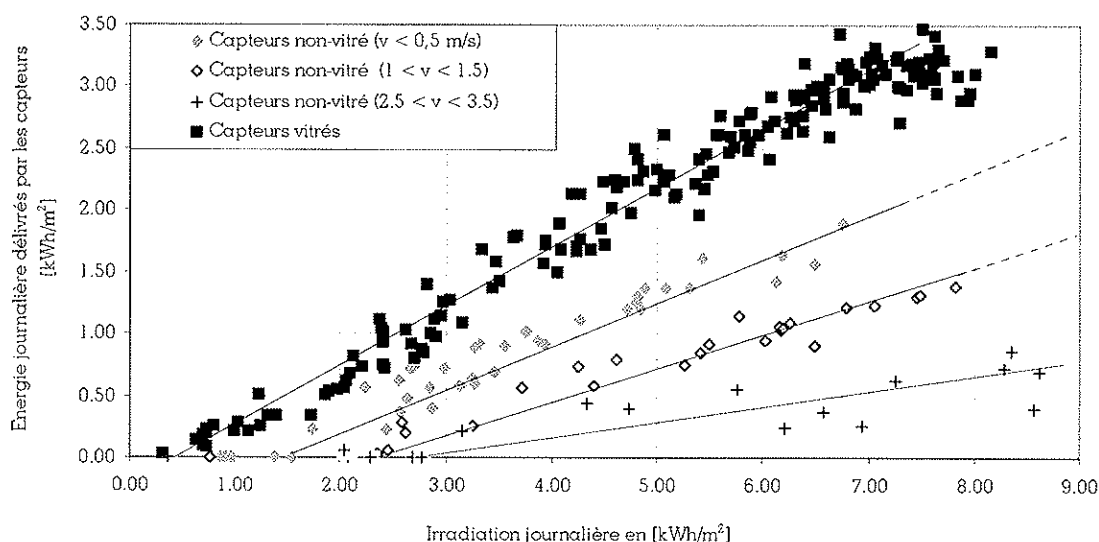


Figure 14 : Comparaison entre l'énergie journalière moyenne fournie par quatre capteurs non-vitrés type AS en série (8 m<sup>2</sup> inclinaison 0°) et 2 capteurs vitrés type Azur 20 en série (4,54 m<sup>2</sup> inclinaison 45°). Débit 60 l/h. Mêmes soutirages et accumulateurs identiques (mois d'avril à octobre 1997)

Les droites de la figure 14 ont été obtenues par régression des mesures effectuées entre les mois d'avril à octobre 1997. Les capteurs vitrés, bien que leur surface soit environ deux fois plus petite, fournissent en moyenne deux fois plus d'énergie à la cuve de stockage que les capteurs non-vitrés pour un vent de 1 m/s environ. Même les jours où le vent est nul, le rendement des capteurs non-vitrés est de 30 % au maximum. Le faible débit surfacique (60 l/h pour une surface de 8 m<sup>2</sup>) explique ce faible rendement. Le paragraphe 3.5.3 montre que c'est essentiellement le premier et le deuxième capteur qui apportent l'énergie au boiler, les 2 derniers capteurs ayant des pertes thermiques importantes en raison de la température élevée de l'absorbeur.

Les droites de régression de la figure 14 sont données par :

$$Q_{SC} = a + b \cdot H_K \quad [kWh/m^2j] \quad \rightarrow \quad H_{K,seuil} = -\frac{a}{b} \quad [kWh/m^2] \quad (10)$$

Capteurs vitrés :  $Q_{SC} = -0.22 + 0.48 \cdot H_K$   $H_{K,seuil} = 0.46$

Capt. non vitrés :

$v < 0,5 \text{ m/s}$   $Q_{SC} = -0.53 + 0.35 \cdot H_K$   $H_{K,seuil} = 1.51$

$1 < v < 1.5 \text{ m/s}$   $Q_{SC} = -0.65 + 0.27 \cdot H_K$   $H_{K,seuil} = 2.41$

$2.5 < v < 3.5 \text{ m/s}$   $Q_{SC} = -0.34 + 0.12 \cdot H_K$   $H_{K,seuil} = 2.83$

### 3.5.2 Bilans comparatifs entre l'installation munie de capteurs vitrés et celle munie de capteurs non-vitrés

Les moins bonnes performances des capteurs non-vitrés se traduisent par une fraction solaire plus petite que celle mesurée sur l'installation munie de capteurs vitrés. Bien que la quantité d'énergie solaire fournie par 8 m<sup>2</sup> de capteurs non-vitrés soit plus grande que celle fournie par l'installation munie des 4,5 m<sup>2</sup> de capteurs vitrés, l'énergie solaire nette fournie au boiler est nettement plus petite (voir diagramme des flux annexe V.9)

Pour nos conditions d'exploitation, la température à la sortie des capteurs non-vitrés est généralement plus petite que celle à la sortie des capteurs vitrés; les pertes des conduites et les pertes de stockage sont donc plus faibles (figure 15). Pour des conditions d'exploitation semblables au système vitré, le système non-vitré atteint une Fss de 49 % pour les mois d'avril à octobre. Cette valeur peut être considérée comme très bonne pour un système prévu généralement pour faire soit du préchauffage d'eau sanitaire soit du chauffage basse température, mais pas du chauffage d'eau sanitaire.

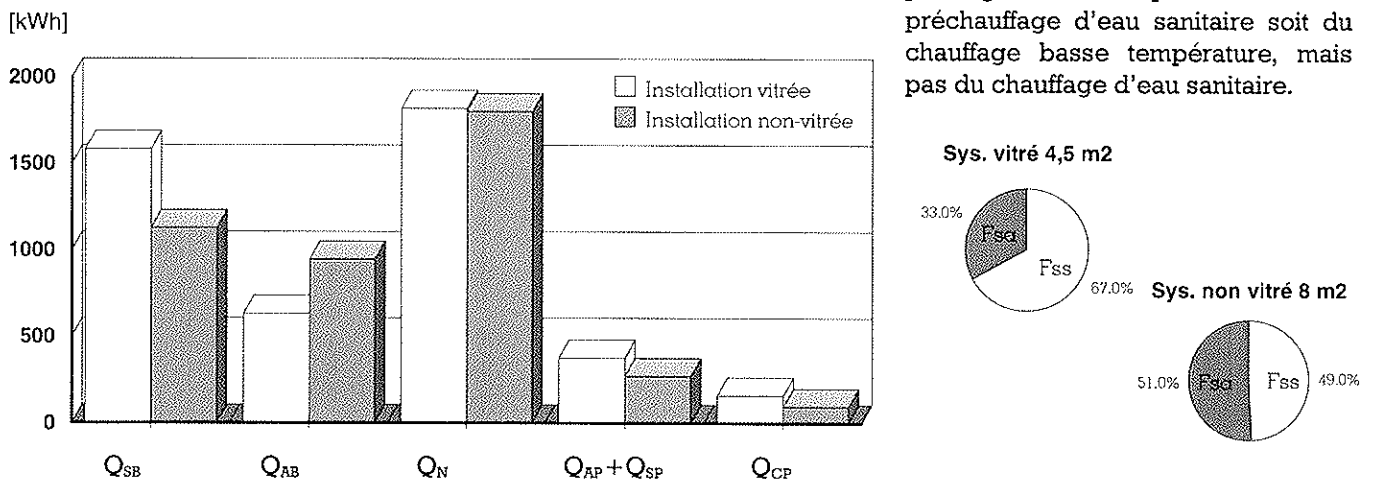


Figure 15 : Bilan d'énergie des installations de chauffe-eau solaires LF 4-450 avec capteurs vitrés et non vitrés pour la période comprise entre avril et octobre 1997. Régulation position confort. Temp. consigne appoint = 80°C (183 jours pris en compte)

### 3.5.3 Part d'énergie fournie par quatre capteurs non-vitrés mis en série

Les quatre capteurs reliés en série ne produisent pas la même quantité d'énergie. Les pertes étant fonction de la température du capteur, le dernier capteur de la série produit moins d'énergie que le premier. La figure 16 a été réalisée à partir des données de la figure 10 et de l'équation 7 des droites de rendement, développées dans le paragraphe 3.3.5. Les résultats sont vérifiés dans la pratique jusqu'à une vitesse de vent de 2,5 m/s environ. On a

supposé que pour des vitesses de vent supérieures, l'équation restait valable étant donné que l'équation 7 nous donne des résultats très proches de ceux réalisés par le SPF pour des vitesses de vent de l'ordre de 8 ou 9 m/s.

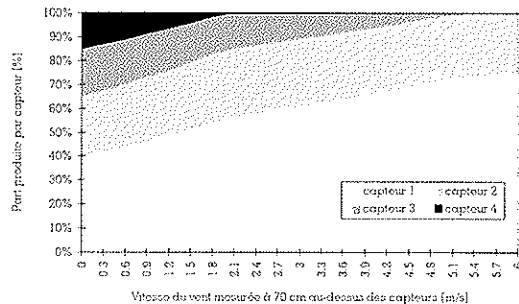


Figure 16 : Part de l'énergie fournie par capteur en fonction de la vitesse du vent.  $G \sim 850 \text{ W/m}^2$ . Débit 60 l/h

Pour des vitesses de vent supérieures à 2,4 m/s (mesures effectuées à 70 cm au-dessus des capteurs), le dernier capteur n'apporte plus d'énergie supplémentaire au fluide. Nous avons parfois même constaté par période de fort vent un léger refroidissement du fluide traversant le dernier capteur. Ces mesures démontrent que pour un débit surfacique aussi faible que le nôtre (60 l/h pour  $8 \text{ m}^2$  de capteur), le dernier capteur n'apporte que très peu d'énergie supplémentaire au fluide.

### 3.6 Recherche de protections pour améliorer le rendement des capteurs non-vitrés

Le moyen le plus simple d'augmenter le rendement d'un capteur est d'accroître le débit du circulateur. Cependant, dans certains cas la puissance du circulateur ne le permet pas. D'autre part, une température limite minimum à la sortie des capteurs ou la stratification dans l'accumulateur peuvent être d'autres raisons en faveur du choix d'un petit débit surfacique.

L'augmentation du rendement ne peut alors s'obtenir que par une diminution des effets des turbulences du vent sur les absorbeurs. L'avantage des capteurs non-vitrés étant leur faible coût vis à vis des capteurs vitrés, les solutions retenues doivent donc être simples à mettre en œuvre et le meilleur marché possible. Nous avons retenu la solution suivante : petits acrotères en bois d'environ 30 cm de haut et filet de vigne pour détruire les turbulences.

Deux sortes de filets ont été testés. Ces derniers ont été tendus entre les acrotères à 20 cm au-dessus des capteurs :

- La première sorte de filet (filet de vigne) avait une maille de 4 à 5 cm. Quelques semaines d'observation nous a conduit à abandonner cet essai qui ne donnait pas de résultats significatifs.
- La deuxième sorte de filet (filet de protection d'arbres fruitiers) avait une maille de 1 cm. Les premiers résultats sont un peu meilleurs mais cette protection ne donne pas une augmentation décisive de la fraction solaire.

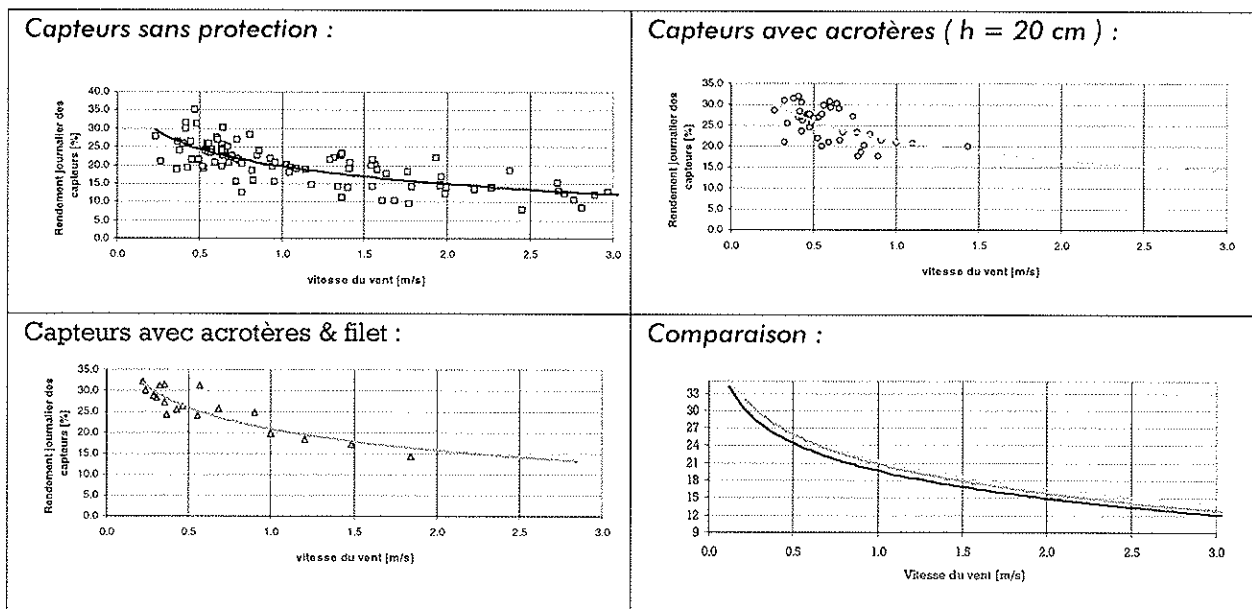


Figure 17 : Rendement des capteurs non-vitrés en fonction des protections (mesures effectuées entre le 15.7.97 - 9.9.97)

Nos mesures avec les acrotères et les filets nous ont montré que les protections que nous avons testés étaient inefficaces. Seul des tests en soufflerie permettraient de trouver d'une part la position minimum de l'acrotère et d'autre part la taille des mailles d'un filet pour diminuer éventuellement les effets des turbulences sur le transfert thermique des capteurs non-vitrés.

Cependant, même si il était possible de diminuer les effets du vent de cette manière là, la pose et l'entretien de tels filets seraient vraisemblablement coûteux et difficile pour la petite amélioration du rendement obtenu.

### 3.7 Conclusion

Le rendement d'un capteur non-vitré est environ 2 fois plus petit que celui des capteurs vitrés pour une valeur très courante de  $x$  comprise entre 0.04 et 0.05  $\text{m}^2\text{K/W}$  du test ISO-CH des capteurs. On pourrait croire qu'en doublant la surface de captage d'un système non-vitré, on obtient des performances équivalentes à une installation munie de capteurs vitrés. Nos mesures ont démontré que s'il est possible de poser les capteurs non-vitrés à l'abri du vent, l'énergie fournie par ces derniers est alors identique à l'énergie fournie par les capteurs vitrés.

Sur un site non protégé du vent et si les capteurs sont placés à l'horizontale, il est donc préférable de poser 4,5  $\text{m}^2$  de capteurs vitrés en série de 2 que 8  $\text{m}^2$  non-vitrés en série de 4, si on cherche à travailler à débit identique.

Pour améliorer le rendement de ces capteurs, une des solutions qui donne de bons résultats consiste à augmenter le débit traversant les capteurs pour diminuer la température de surface des capteurs. En choisissant un débit de 200 l/h (25  $\text{l/hm}^2$ ) et au-delà, l'influence du vent sur la température de sortie du fluide devient faible. Pour un vent nul, le rendement est de l'ordre de 50 % pour un ensemble de 4 capteurs non-vitrés de 2 $\text{m}^2$  chacun monté en série. Pour un vent de 2,2 m/s mesuré à 70 cm au-dessus des capteurs, on obtient un rendement maximum de 30 % pour un débit identique.

Dans les zones non protégées du vent, les capteurs non-vitrés sont par contre destinés avant tout au préchauffage de l'eau sanitaire ou au chauffage basse température. On ne peut pas demander un cahier des charges identique aux capteurs non-vitrés et aux capteurs vitrés. Pour garder un rapport coût/performance acceptable, les capteurs non-vitrés ne devraient pas être utilisés pour du chauffage d'eau sanitaire à des trop hautes températures.

Une autre solution envisageable qui pourrait également être testée serait de coupler les capteurs en deux séries de deux capteurs mis en parallèle. En gardant un débit de 60 l/h par branche (débit surfacique 15  $\text{l/hm}^2$ ), la température de sortie serait moins élevée mais les rendements meilleurs.

Il est important de rappeler également que l'irrigation est meilleure lorsque l'on branche les capteurs les uns aux autres en croisant à chaque fois l'entrée des pipes, obligeant le fluide à traverser le capteur par la diagonale. Un relevé des températures moyennes de surface en annexe V.7.2. permet de constater cette bonne irrigation.

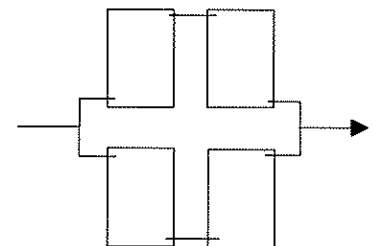


Figure 18: couplage en parallèle de 4 capteurs



# **Deuxième partie**

⇒ **Conception d'un chauffe-eau  
solaire économique**

## 4 Conception d'un chauffe-eau solaire économique

### 4.1 Introduction et objectifs

Dans le point 1.3 du cahier des charges il est mentionné que de nouvelles idées et solutions devaient être expérimentées et testées. Les recherches effectuées ces dernières années en Suisse ont permis de commercialiser des chauffe-eau solaires très performants, mais malheureusement encore trop chers pour être concurrentiels par rapport aux chauffe-eau traditionnels. Nous avons décidé de développer un chauffe-eau solaire ayant des performances aussi élevées que possible mais moins cher que les produits commercialisés actuellement.

Après discussions et échanges d'idées avec les responsables de la maison Agena, nous avons retenu les solutions communes suivantes :

- Accumulateur à eau « morte » à pression atmosphérique.
- Eau contenue dans l'accumulateur stratifiée pour garantir de bonnes performances ; cette stratification est réalisée à l'aide d'un système simple et bon marché appelé « pipe de stratification ».
- Eau chaude sanitaire chauffée instantanément à l'aide d'un échangeur à serpentin situé dans l'accumulateur.
- Protection antigel du chauffe-eau assurée grâce un système « drain-back » : le fluide caloporteur situé dans les capteurs redescend automatiquement dans l'accumulateur lorsque la pompe s'arrête.

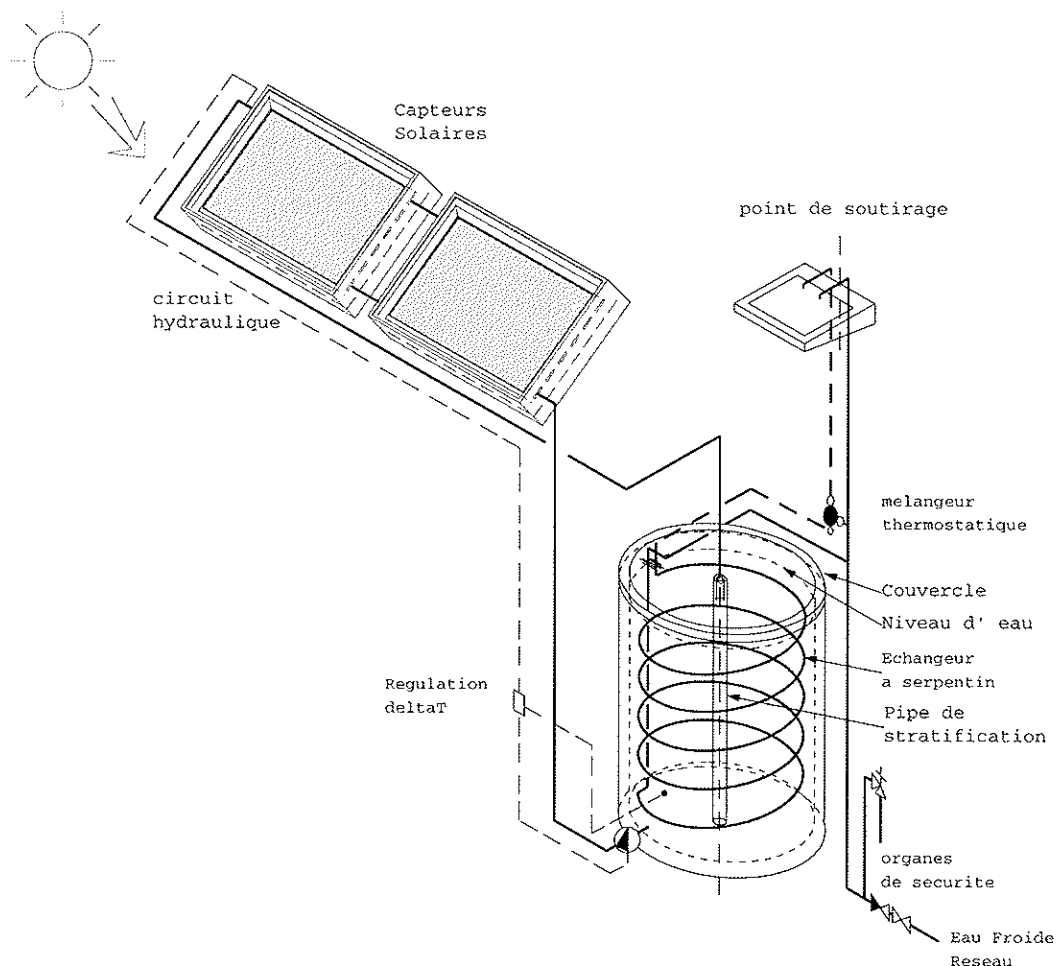


Figure 19 : Principe de fonctionnement du chauffe-eau



## 4.2 Conception

### 4.2.1 Accumulateur à eau morte

Le choix d'un accumulateur à **eau morte** à plusieurs avantages : nous pouvons remplacer la cuve traditionnelle en acier par une simple **cuve en plastique** nettement moins chère. De plus, cette cuve n'est pas sensible à la corrosion; sa durée de vie s'en trouve prolongée. D'autre part, la cuve étant à pression atmosphérique, nous pouvons utiliser un **système drain-back** comme protection antigel; ceci nous permet de **supprimer le glycol** du circuit capteur, d'où une plus grande facilité de mise en service, frais de maintenance réduits, et aucune atteinte à l'environnement en cas de fuite du fluide caloporteur.

Lors de ce mandat, nous avons testé deux types d'accumulateurs (voir annexe III.1). Ces deux accumulateurs sont en polypropylène. Les avantages de ce matériau sont multiples : aucun risque de corrosion, bon marché, pré-isolé (d'où un temps de travail réduit pour la mise en oeuvre). Le deuxième accumulateur a la particularité d'être de forme parallélépipédique. Il a donc, pour un volume donné, un encombrement réduit par rapport aux accumulateurs cylindriques.

Données fabricant	Accumulateur N° 1	Accumulateur N° 2
Volume	550 l.	500 l.
Poids	57 kg	40 kg
Matériaux	Polypropylène	Polypropylène
Pertes thermiques moyennes	-	1.4 W/K

Figure 20 : Caractéristiques des accumulateurs utilisés

### 4.2.2 Echangeur à serpentin

L'inconvénient d'un accumulateur à eau morte est l'obligation de chauffer l'eau sanitaire de manière instantanée. Le débit maximum de soutirage étant élevé (environ 600 l/h), la puissance que doit assurer l'échangeur est très importante. Par contre, en chauffant l'eau chaude sanitaire de manière instantanée, nous évitons tout risque de contamination bactériologique rencontré ces dernières années dans les chauffe-eau à accumulation (légionnelles) [13].

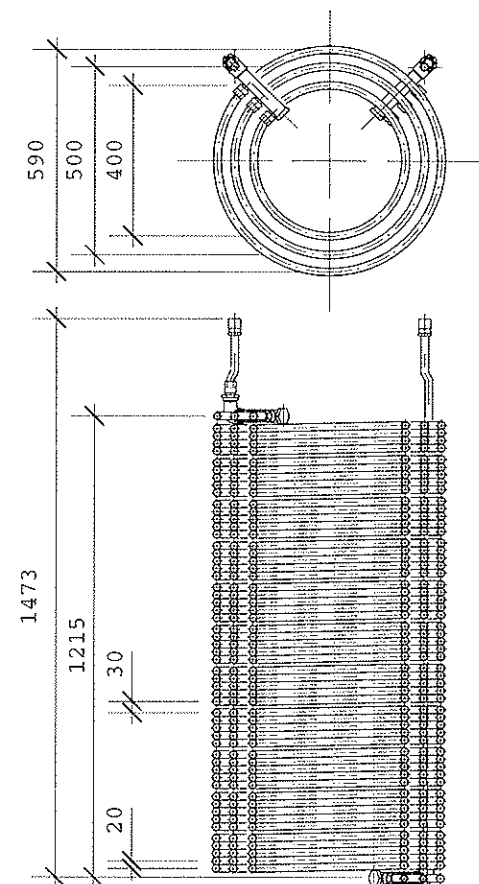


Figure 21 : Echangeur N°2

Nous avons fabriqué deux échangeurs de chaleur, ils sont tout deux de type échangeur à serpentin. Le premier échangeur est en cuivre d'une longueur de 42 m. Cet échangeur est sous-dimensionné, en effet, il est impossible de soutirer 10 kWh à une température supérieure à 45 °C lors de journées faiblement ensoleillées. De plus, l'utilisation du cuivre pose des problèmes de corrosion (couple galvanique) en cas d'utilisation de conduite en acier galvanisé pour la distribution sanitaire (voir aussi annexe III.2).

Ces problèmes ont été résolus en utilisant, comme échangeur de chaleur, un serpentin à très grande surface d'échange (16 m<sup>2</sup>). Il est composé, en fait, de trois échangeurs à serpentin de diamètres différents en parallèle. Le débit, passant dans chaque échangeur, est ainsi divisé par trois. La longueur totale de cet échangeur est de 257m, longueur maximale qu'il est possible d'installer dans l'accumulateur. Ce serpentin a été réalisé en matière plastique pour éviter tout risque de corrosion ou d'entartrage. Nous avons utilisé un tube métalloplastique Mepla® (fabriqué par Fluid Air Energy SA). Ce tube a l'avantage d'être assez rigide et d'être mis en forme de la même manière qu'un échangeur métallique, solution la plus simple pour la réalisation d'un prototype. Malheureusement, ce tube est assez cher. En cas de commercialisation, pour obtenir un chauffe-eau à prix concurrentiel, il faudra remplacer ce tube Mepla®, par un tube en PEX. Les performances du chauffe-eau ne devraient pas être modifiées, vu les caractéristiques très proches des deux tubes (diamètres, coefficient de transfert de chaleur).

### 4.2.3 Pipe de stratification

Pour que notre chauffe-eau ait de bonnes performances, nous avons utilisé un accumulateur stratifié. Durant ces dernières années, un progrès notable en matière de chauffe-eau solaire a été réalisé en utilisant ce type d'accumulateur [3,5,6]. En effet, un chauffe-eau solaire est plus performant si son accumulateur est parfaitement stratifié: l'énergie-chaleur est stockée dans de l'eau en couches de températures croissantes de bas en haut, au lieu d'être stockée à température uniforme intermédiaire (couches mélangées). Plusieurs paramètres sont responsables de la stratification de l'accumulateur :

- Le débit du fluide dans le circuit solaire
- La disposition des entrées et de sortie du circuit solaire
- Conduction thermique des parois de l'accumulateur

#### 4.2.3.1 Principe

Pour maintenir une bonne stratification de l'eau contenue dans l'accumulateur, on utilise une pipe de stratification. Le principe retenu pour notre pipe de stratification est celui développé par H. N. Gary et R. I. Loerke de l'Université du Colorado [4]. Ce principe est :

*La stratification peut être maintenue en entourant le jet vertical produit par le fluide revenant du capteur d'un voile poreux.*

En effet, une pipe de distribution percée d'une multitude de trous produit un contrôle du jet d'eau chaude (ou tiède) et évite l'effet d'induction (l'effet d'induction est la destruction de la stratification de l'accumulateur due au jet d'eau chaude revenant des capteurs solaires).

La pipe de distribution utilisée par H.N. Gary et R.I. Loerke a plusieurs avantages par rapport à d'autres solutions concurrentes :

- Possibilité de démontage pour contrôle du fonctionnement.
- Fabrication très simple.

Elle se compose de deux parties :

- une chambre d'admission.
- une section poreuse.

La chambre d'admission peut être placée à toutes hauteurs du chauffe-eau, la section poreuse pouvant se situer au-dessus ou au-dessous de la chambre d'entrée. Cette chambre permet d'annuler la composante verticale de la quantité de mouvement du fluide entrant dans l'accumulateur.

#### 4.2.3.2 Principe de la pipe de distribution

En considérant la configuration de la pipe de distribution de la figure 22, on constate deux phénomènes :

- Si le fluide entrant est plus chaud que le haut de l'accumulateur, le fluide va monter au sommet de l'accumulateur.
- Si le fluide entrant est plus froid que le haut de l'accumulateur, il va descendre à l'intérieur de la section poreuse.

La fonction de la section poreuse est d'empêcher le mélange entre le liquide contenu dans l'accumulateur et celui de la pipe de distribution jusqu'à ce que la densité des deux fluides soit identique. La surface tramée représente le fluide entrant qui descend dans la section poreuse et entre dans l'accumulateur au dessus de  $z_3$ .

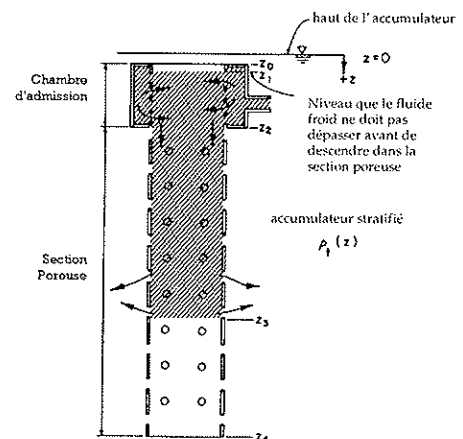


Figure 22 : Configuration de la pipe de stratification de Gary et Loerke

#### 4.2.3.3 Stand d'essai

Pour notre chauffe-eau, nous avons retenu un débit d'irrigation de  $10 \text{ l/hm}^2$ . En considérant qu'il y aura  $4 \text{ m}^2$  de capteur solaire, nous aurons un débit total de  $40 \text{ l/h}$ . Malheureusement, la littérature à notre disposition ne cite aucune expérience avec ce débit. Donc, un banc d'essai a été monté pour pouvoir tester différentes pipes de stratification. Ce banc permet autant une étude qualitative que quantitative de la stratification. Les mesures réalisées, à l'aide de ce banc d'essai, ont montré une très grande influence du diamètre de la pipe ainsi que celui des trous sur la stratification. Dix pipes ont du être réalisées avant que ne soit trouvé l'optimum (voir annexe III.3).

La pipe de stratification retenue donne de très bons résultats en conditions réelles. Ci-contre, un exemple de la stratification de l'accumulateur. Chacune des courbes représente la température de l'eau à un niveau différent.

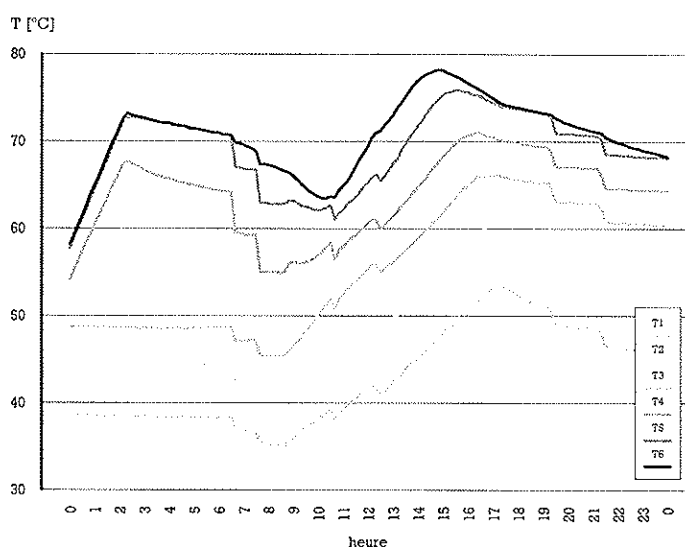


Figure 23 : Evolution de la stratification lors d'une journée ensoleillée type

#### 4.2.4 Système «Drain-back»

La protection antigel du chauffe-eau sera assurée grâce un système « drain-back » : le fluide caloporteur situé dans les capteurs redescend automatiquement dans l'accumulateur lorsque la pompe s'arrête. Pour utiliser ce système, nous avons du modifier le raccordement utilisé habituellement pour les capteurs solaires Azur d'Agena. De plus, nous avons installé un petit tube à la sortie du deuxième capteur pour la mise en pression atmosphérique du système. Le point critique, pour éviter tout problème de gel, est la pose des conduites du

circuit solaire : tout point bas intermédiaire entre capteurs et accumulateur doit être prohibé. La longueur des conduites (voir annexe III.4), sur notre stand d'essai, est d'environ 12 m (7 m à l'extérieur, 5 m dans le local).

A cause d'une pente trop faible des conduites, nous avons initialement eu des problèmes dus à la formation de bouchon de glace dans les conduites non entièrement vidangées. Après adoption d'une pente minimale des conduites de 2%, ces problèmes ont été entièrement résolus. Avec les températures inférieures à  $0^\circ\text{C}$  lors de la 1<sup>ère</sup> quinzaine de février (figure 24), nous n'avons en effet pas eu de problèmes lors de l'enclenchement de la pompe.

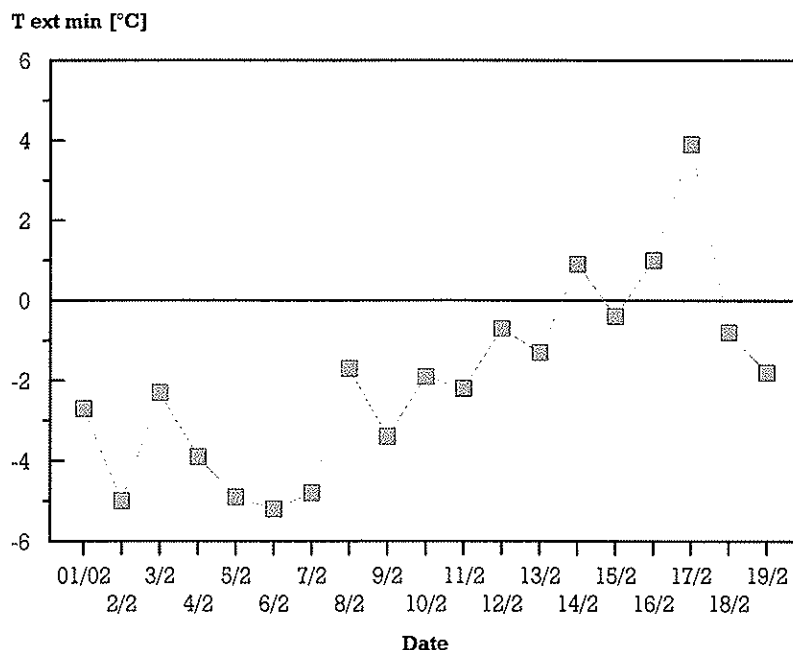


Figure 24 : Températures minimales extérieures du 01/02/98 au 19/02/98

#### 4.2.5 Régulation «évoluée»

##### 4.2.5.1 Principe

Actuellement, sur les chauffe-eau commercialisés, l'enclenchement/déclenchement de l'appoint s'effectue en fonction d'une température de consigne fixe et la régulation a pour seule fonction d'enclencher ou de déclencher la pompe du circuit solaire. Pour augmenter les performances de notre chauffe-eau, nous avons développé une régulation plus «évoluée» de l'appoint électrique. L'idée de base est que la régulation doit modifier la température de consigne en fonction de l'énergie stockée dans la partie basse de l'accumulateur (non chauffée par l'appoint).

Le chauffe-eau étant au stade de prototype, la régulation a été simulée par un programme développé à l'aide du logiciel Labview®. De plus, trois sondes de température (thermocouple type K) ont été installées (voir Annexe III.5) :

- Une au bas de l'accumulateur
- Une en haut de l'accumulateur
- Une sur la face arrière de l'absorbeur du deuxième capteur solaire

Le principe de fonctionnement de cette régulation est le suivant:

La température d'enclenchement de l'appoint est calculée en soustrayant la température du bas de l'accumulateur  $T_{bas,cuve}$  à une température de consigne  $T_{consigne}$ .

De plus, la température d'enclenchement / déclenchement ne peut varier qu'entre deux températures limites ( $T_{limite,bas}$  et  $T_{limite,haut}$ ).

Le corps de chauffe a une puissance de 2 kW. La régulation fixe l'enclenchement de celui-ci entre minuit et 6 h (tarif nocturne). La température de consigne, la plus basse possible, a été fixée par un processus itératif de manière à garantir une température minimum de 45 °C lors du dernier soutirage de la journée, quelle que soit la saison.

L'enclenchement et le déclenchement de la pompe sont effectués par une simple régulation  $\Delta T$ . Nous utilisons la sonde de température  $T_{bas,cuve}$  pour mesurer la température de l'accumulateur.

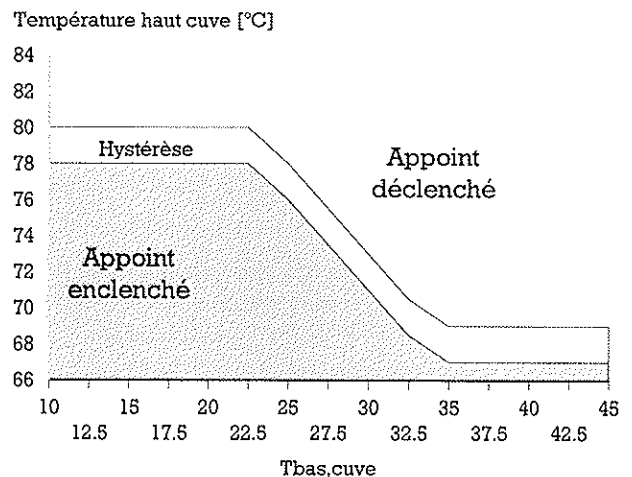


Figure 25 : Zones d'enclenchement/déclenchement de l'appoint en fonction de  $T_{bas,cuve}$ . Courbe déterminée à partir de simulations permettant de garantir 45°C à la sortie en tout temps. Soutirage 10 kWh, appoint nocturne.

##### 4.2.5.2 Equations

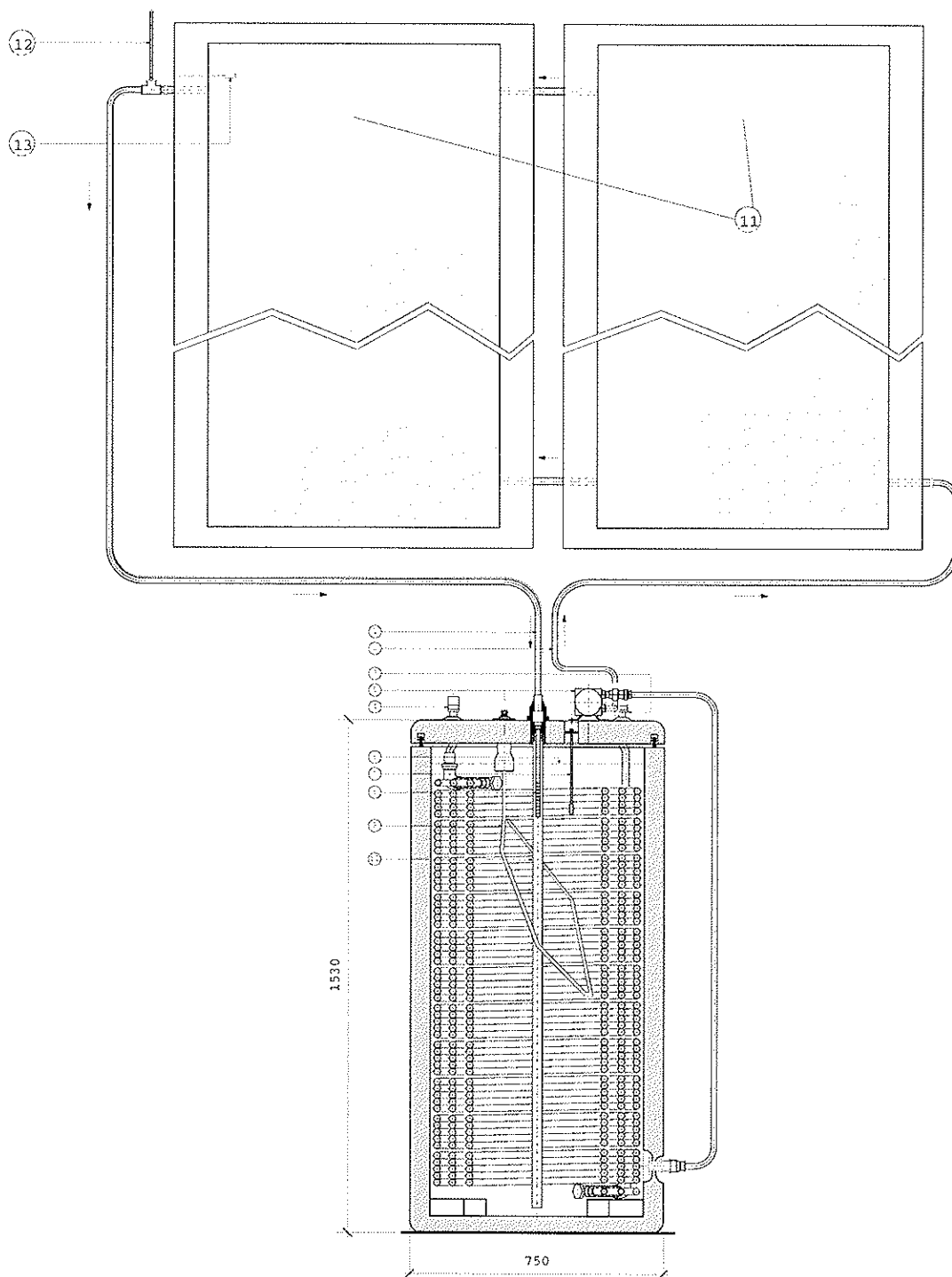
$$\begin{aligned}
 E_{elec,pompe} &= 1 \quad SI \quad T_{sortie,capteur} > T_{bas,cuve} + \Delta T_{capteur,up} \\
 E_{elec,pompe} &= 0 \quad SI \quad T_{sortie,capteur} < T_{bas,cuve} + \Delta T_{capteur,low} \\
 E_{elec,corpsdechauffe} &= 1 \quad SI \quad T_{haut,cuve} < T_{limite,bas} \quad OU \quad T_{haut,cuve} < T_{consigne} - T_{bas,cuve} + \Delta T_{appoint} \\
 E_{elec,corpsdechauffe} &= 0 \quad SI \quad T_{haut,cuve} > T_{limite,haut} \quad OU \quad T_{haut,cuve} > T_{consigne} - T_{bas,cuve} + \Delta T_{appoint}
 \end{aligned}$$

##### 4.2.5.3 Valeurs de consigne

Soutirage	$T_{limite,bas}$	$T_{limite,haut}$	$T_{consigne}$	$\Delta T_{appoint}$	$\Delta T_{capteur,up}$	$\Delta T_{capteur,low}$
10	67	80	103	2	5	1.5
7	62	72	92	2	5	1.5
5	55	68	92	2	5	1.5

Figure 26 : Valeurs de consigne pour la régulation

## 4.2.6 Plan d'ensemble Chauffe-eau (1/20ème)



## Légende :

- |                            |                                |   |
|----------------------------|--------------------------------|---|
| 1. Conduite retour capteur | 7. Sonde de température        | 12. Tuyau pour mise en pression atmosphérique |
| 2. Conduite aller capteur  | 8. Chambre d'admission         | 13. Sonde température capteur                 |
| 3. Entrée eau froide       | 9. Corps de chauffe électrique |   |
| 4. Sortie eau chaude       | 10. Pipe de stratification     |   |
| 5. Pompe                   | 11. Capteur solaire Agena Azur |   |
| 6. Niveau d'eau            |                                |   |

Figure 27 : Plan d'ensemble Chauffe-eau

### 4.3 Mesures

#### 4.3.1 Température d'enclenchement de l'appoint

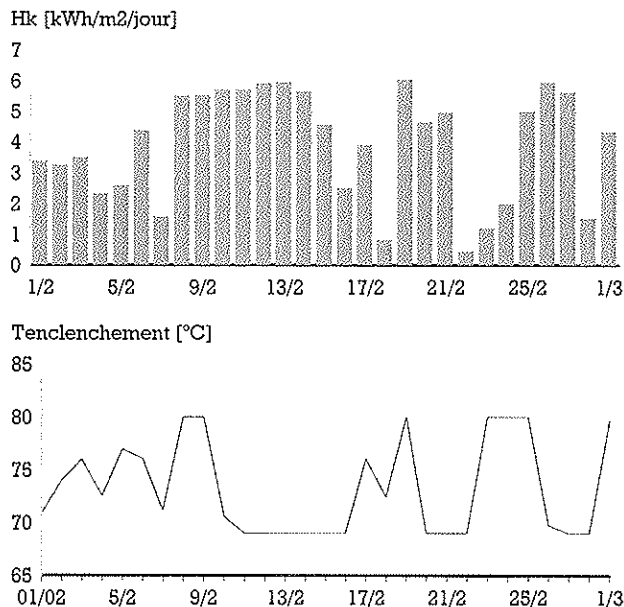


Figure 28 : Températures d'enclenchement/déclenchement de l'appoint pour février 98

Nous voyons, ci-contre, l'évolution des températures d'enclenchement/déclenchement de l'appoint, en fonction de l'irradiation journalière dans le plan du capteur, pour le mois de février 1998. Nous pouvons constater, lors de plusieurs jours consécutifs de fort ensoleillement (du 08/02/98 au 15/02/98) que les températures d'enclenchement/déclenchement chute très rapidement à 69°C (température limite inférieure). Cette température limite inférieure a été déterminée pour garantir une température minimum de soutirage de 45 °C (voir figure ci-dessous), lors de journées bien ensoleillées suivi d'une journée peu ensoleillée (période 15/02/98 au 18/02/98).

Cette température remonte à une température intermédiaire ~75 °C lors de journées moyennement ensoleillées (16/02/98).

#### 4.3.2 Température de soutirage

Nous pouvons constater, sur la figure 29, que les températures de consigne choisies sont correctes. En effet, la température de l'eau chaude en fin de soutirage ne descend jamais en dessous de 45°C.

Pour le mois de février, la température d'eau froide est restée constante (comprise entre 11°C et 12°C).

Par contre, le débit de soutirage varie fortement. Pour les soutirages en journée, cette variation est due au fait que le stand d'essai est situé au dernier étage du bâtiment, donc le débit est fortement influencé par les autres usagers.

Pour un chauffe-eau à accumulation (type Kitsol), cette variation du débit ne modifie pas les performances du chauffe-eau. A l'inverse, le chauffe-eau eivd, dont l'eau sanitaire est chauffé instantanément dans un échangeur, la température d'eau chaude est fortement influencée par le débit de soutirage.

Le débit nominal de soutirage est de 600 l/h (selon normes ISO).

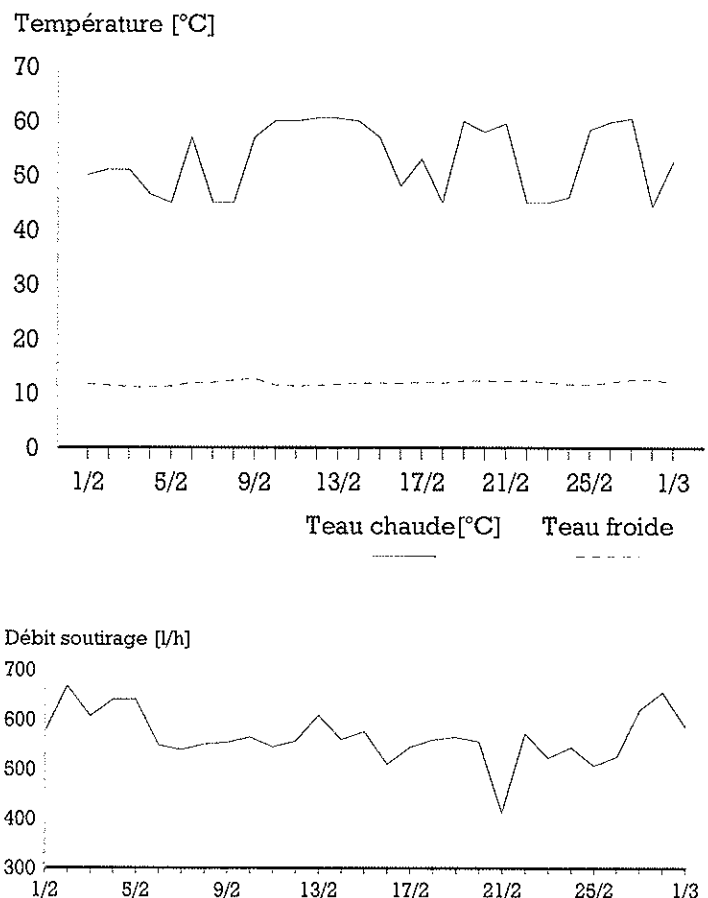


Figure 29 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau sanitaire à la fin du dernier soutirage de la journée pour la période du 1 fév. au 1 mars 98. Débit moyen pendant la durée de ce soutirage

#### 4.3.3 Stratification de l'accumulateur

Pour étudier la stratification, nous avons installé une canne munie de 5 thermocouples à l'intérieur de l'accumulateur. Ces thermocouples sont répartis sur la hauteur de l'accumulateur. Deux journées seront comparées: une fortement ensoleillée (12/02/98) et une journée à ensoleillement presque nul (22/02/98).

##### 4.3.3.1 Journée fortement ensoleillée

Lors du 12/02/98, l'irradiation journalière dans le plan du capteur  $H_k$  a été de  $5.9 \text{ kWh/m}^2$ . Nous pouvons faire plusieurs constatations :

En début de journée, une légère déstratification se produit en haut de l'accumulateur (entre 10h et 11h). En effet, lorsque l'eau revenant des capteurs est plus froide que celle se trouvant dans le haut de l'accumulateur, une petite quantité d'eau froide sort parfois de la pipe de stratification dans la partie chaude de l'accumulateur.

Lorsque la température dans le bas de l'accumulateur est basse (soutirage de 8 h), l'échangeur à serpentin soutire de l'énergie surtout dans les couches moyennes et supérieures.

Lorsque la température dans le bas de l'accumulateur atteint ou dépasse  $40^\circ\text{C}$ , c'est dans les couches inférieures et médianes qu'est prélevée la plus grande part de l'énergie-chaleur soutirée (la température dans le haut de l'accumulateur ne varie alors presque plus) ; cette situation est observable par exemple lors du soutirage de 13 h.

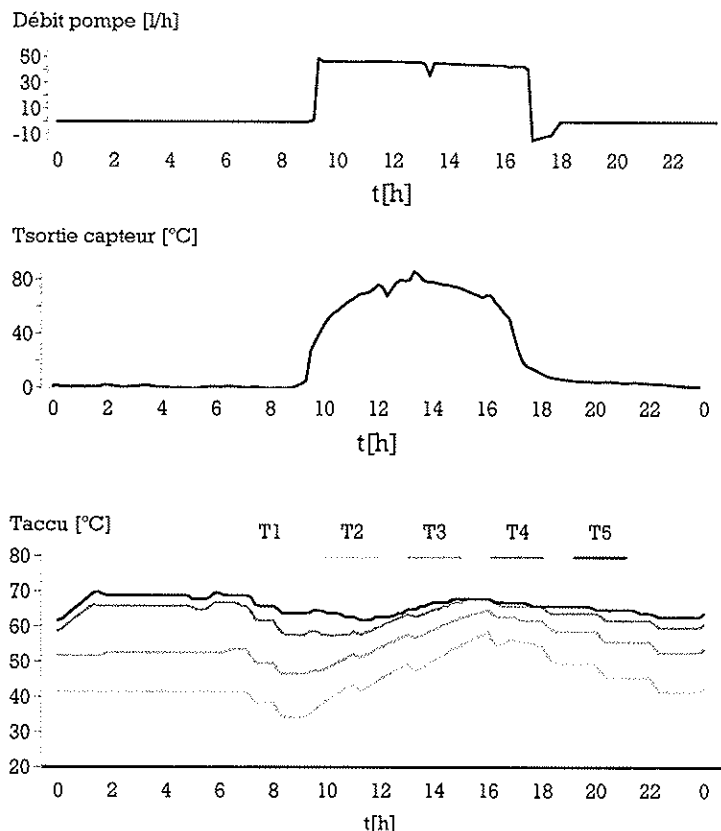


Figure 30 : Evolution du débit de la pompe de la température de sortie des capteurs et de la stratification de la cuve, pour la journée du 12.02.98

##### 4.3.3.2 Journée faiblement ensoleillée

Lors de cette journée du 22/02/98 ( $H_k = 0.5 \text{ kWh/m}^2$ ), la pompe ne s'est pas enclenchée durant toute la journée. Nous pouvons ainsi étudier la déstratification due à la conduction thermique des parois de l'accumulateur et aux soutirages.

La conduction thermique des parois est très faible : en effet entre les soutirages, les températures de chaque couche restent parfaitement constantes. Cette observation confirme le bon choix que nous avons fait en prenant une cuve en polypropylène, alternative crédible à la cuve habituelle en acier, nettement plus conducteur, donc moins propice au maintien d'une bonne stratification.

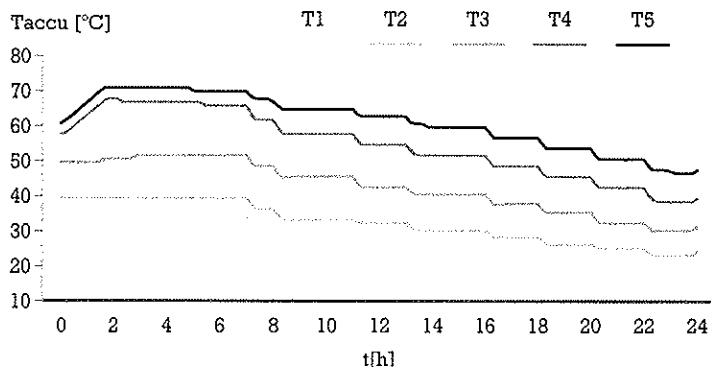


Figure 31 : Evolution de la stratification pour la journée sans apport solaire du 22.02.98. Débit de soutirage 10 l/min. Durée moyenne des soutirages 3 min. Volume chauffe-eau 500 l.

Les soutirages, eux aussi, déstratifient très peu l'accumulateur. Par contre, ils diminuent l'écart de température entre le haut et le bas de l'accumulateur en fin de journée ( $39^\circ\text{C}$  à 2 h,  $27^\circ\text{C}$  à 24 h). En effet, le  $\Delta T$  entre les couches inférieures et l'eau froide du réseau étant faible, le transfert de chaleur entre ces couches et le serpentin est pratiquement nul. Donc, l'énergie nécessaire au chauffage de l'eau sanitaire est essentiellement prise dans les couches supérieures de l'accumulateur.

#### 4.3.4 Comparaison avec Agena Kitsol

Nous avons comparé le chauffe-eau eivd au kit solaire Agena LF 4-450. Cette comparaison s'est effectuée avec un soutirage de 10 kWh réparti durant la journée (voir annexe II.3). Pour les deux chauffe-eau, la température de consigne d'enclenchement/déclenchement de l'appoint a été fixée de manière à garantir une température de l'eau sanitaire minimum de 45 °C lors du dernier soutirage de la journée. La régulation fixe l'enclenchement de celui-ci entre minuit et 06:00 (tarif nocturne).

Le chauffe-eau solaire eivd n'étant opérationnel dans sa dernière configuration que depuis début février 98, nous présentons ici une comparaison s'étendant du 10 février au 1<sup>er</sup> mars.

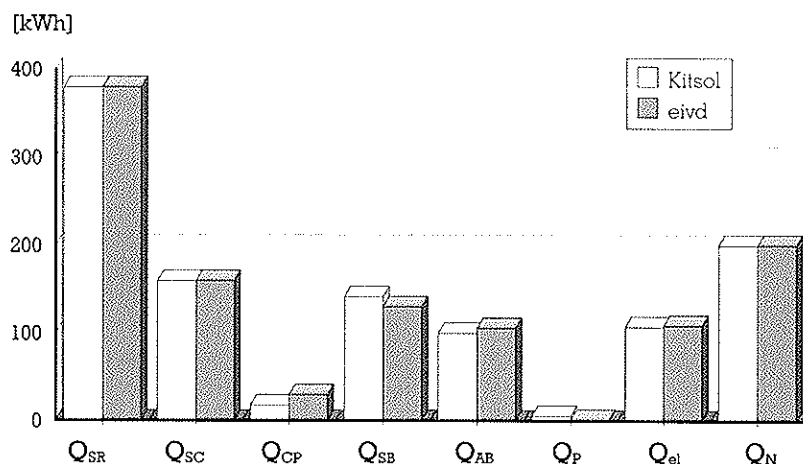


Figure 32 : Bilan énergétique pour février 98 (du 10/02/98 au 01/03/98)

Nous pouvons constater, sur la figure 32, que les apports des capteurs sont identiques pour les deux chauffe-eau. Les pertes des conduites du prototype eivd étant plus élevées que pour le kit Agena LF 4-450 (isolation des conduites à améliorer), il en résulte un apport solaire à l'accumulateur de 8% plus faible.

Conséquence logique, le soutirage étant le même, la consommation d'énergie d'appoint (corps de chauffe) de notre prototype a été légèrement supérieure.

En comparant les fractions solaires journalières des deux chauffe-eau, nous constatons que le chauffe-eau eivd a une fraction solaire supérieure lors de jour bien ensoleillés (période du 11/02/98 au 16/02/98).

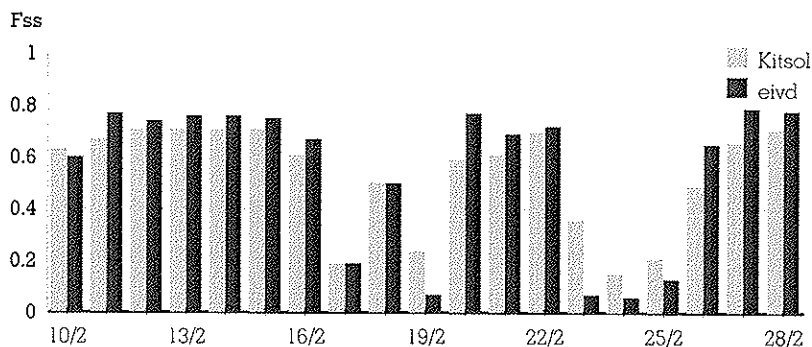


Figure 33 : Fractions solaires journalières pour février 98 (du 10/02/98 au 28/02/98)

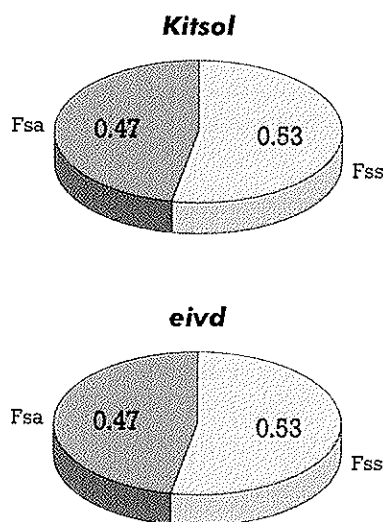


Figure 34 : Fractions solaires globales  
du 10/02/98 au 28/02/98

Par contre, lors de journées peu ensoleillées, la fraction solaire est inférieure à celle du Kitsol.

Cette différence est due au fait que la température de consigne en fonction de l'appoint est variable pour notre chauffe-eau prototype et tient compte indirectement de l'irradiation du jour précédent, alors que le kitsol a une température de consigne fixe.



## 4.4 Simulation avec TRNSYS

### 4.4.1 Introduction

Pour déterminer les performances annuelles du chauffe-eau eivd, nous avons modélisé et simulé ce dernier à l'aide de TRNSYS (voir annexe III.6). Pour cette modélisation, nous avons seulement utilisé des composants standards du logiciel. Ces composants ont plusieurs approximations qui ne permettent pas de modéliser parfaitement le chauffe-eau. En effet, nous ne pouvons pas tenir compte de plusieurs paramètres influençant les performances :

- Imperfection de la pipe de stratification par rapport à un comportement théorique idéal.
- Stratification due au corps de chauffe incliné.
- Impossibilité de modéliser le système «drain-back» (remplissage et vidange du circuit solaire).

### 4.4.2 Comparaison simulation - mesures

#### 4.4.2.2 Fraction solaire

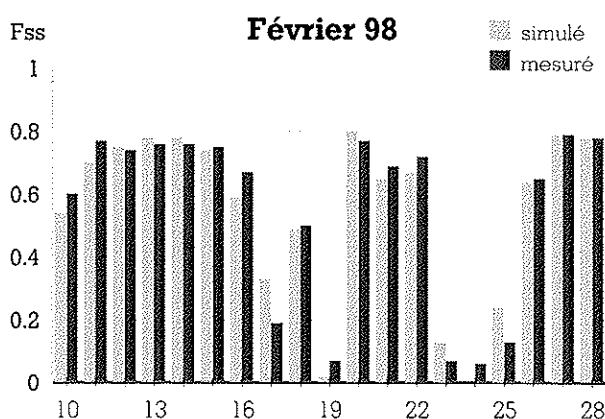


Figure 35 : Comparaison Fss journalière du 10/02/98 au 28/02/98

Malgré les approximations de la simulation, les fractions solaires globales mesurées et simulées, pour la période étudiée, sont très proches. C'est ce que montre la comparaison globale de la figure 36.

Nous constatons sur les figures 35 et 36, malgré les approximations citées ci-dessus, que le modèle TRNSYS donne des résultats très proches des mesures réalisées. L'erreur importante, pour la journée du 17/02/98, est due à l'imperfection de la pipe de stratification. En effet, lors de la journée du 16/02/98, l'ensoleillement a été faible; la température de l'eau revenant des capteurs était comprise entre 40 et 50 °C durant toute la journée. Ceci a entraîné une légère déstratification du haut de l'accumulateur. Lors de la journée du 17/02/98, le corps de chauffe a donc fourni plus d'énergie pour compenser cette déstratification que le modèle ne le prédit (le modèle utilise un accumulateur parfaitement stratifié).

#### Chauffe-eau eivd

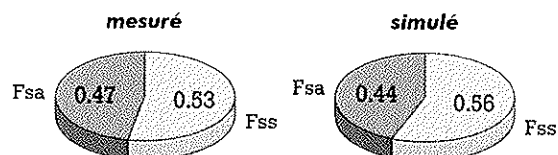


Figure 36 : Comparaison Fss globale du 10/02/98 au 28/02/98

#### 4.4.2.2 Bilans énergétiques

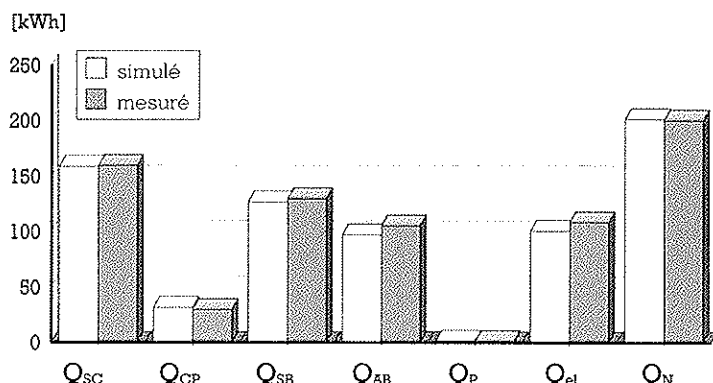


Figure 37 : Comparaison des bilans du 10/02/98 au 28/2/98 (19 jours)

Nous constatons que les paramètres utilisés pour modéliser les capteurs sont corrects. En effet, la simulation donne un apport des capteurs  $Q_{sc}$  semblable à la mesure. Par contre, les apports solaires  $Q_{sb}$  simulés sont de 3 kWh (2,3 %) inférieurs à ceux mesurés.

Par contre, le corps de chauffe mesuré a fourni plus d'énergie (7.6 %) que le corps de chauffe simulé. Ceci est du, comme vu précédemment à l'imperfection du modèle de simulation de la pipe de stratification.

#### 4.4.3 Simulations annuelles

Pour la simulation annuelle du chauffe-eau eivd, les valeurs météorologiques utilisées sont prises dans Météonorm 95. Trois villes ont été considérées: Yverdon, Davos, Lugano. Le débit de soutirage est fixé à 600 l/h. Chacune des simulations annuelles a été faite pour trois scénarios de soutirage différents donnés en annexe II.3.

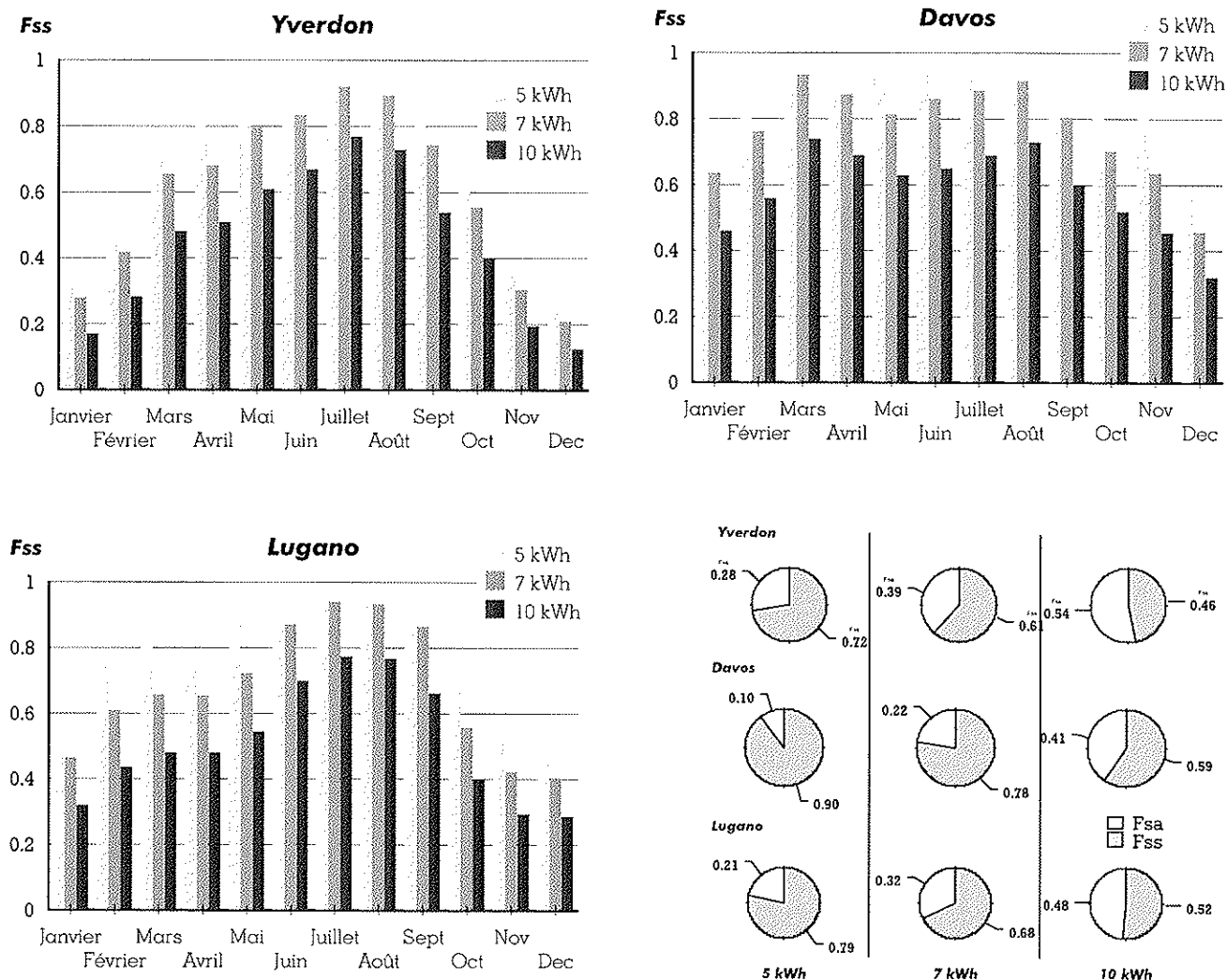


Figure 38 : Fractions solaires mensuelles & annuelles; Météo: Yverdon, Lugano, Davos; Soutirages: 5, 7, 10 [kWh]

Nous nous étions fixés comme but, entre autre, que la fraction solaire à atteindre soit identique à celle des conditions du test du SPF de Rapperswil. Les conditions du test sont les suivantes :

- Ville de référence : Rapperswil
- Limite : 2000 kWh d'énergie d'appoint max. ( + Réserve de 5% )
- Soutirage : 10 kWh/jour

Nos simulations conduisent à une consommation annuelle d'énergie d'appoint de 2250 kWh, dans le cas de la ville d'Yverdon avec un soutirage de 10 kWh/jour. Pour une installation solaire, les conditions météorologiques d'Yverdon et de Rapperswil étant proches, notre chauffe-eau ne satisferait pas tout à fait au test du SPF dans sa configuration actuelle.

#### 4.4.4 Comparaison avec Agena Kitsol

Nous avons maintenant à disposition deux modèles de simulation sous TRNSYS :

- le modèle pour le prototype eivd validé par les mesures de février 98 (Chap 3.4. et annexe III.6)
- le modèle pour le kitsol validé par les mesures de l'année 97 (Chap 2.6 et annexe II.4 et 5)

Nous avons comparé, ci-dessous, les fractions solaires mensuelles et annuelles du chauffe-eau eivd à celles du kit solaire Agena LF 4-450. La régulation de ce kit a été mise en mode confort. Pour les deux chauffe-eau, la température de consigne d'enclenchement/déclenchement de l'appoint garantit une température minimum de soutirage de 45 °C. La météo utilisée est celle d'Yverdon (valeurs horaires de Météonorm 95). Nous avons fait cette comparaison pour trois soutirages différents: 5,7 et 10 [kWh] avec un débit de 600 l/h.

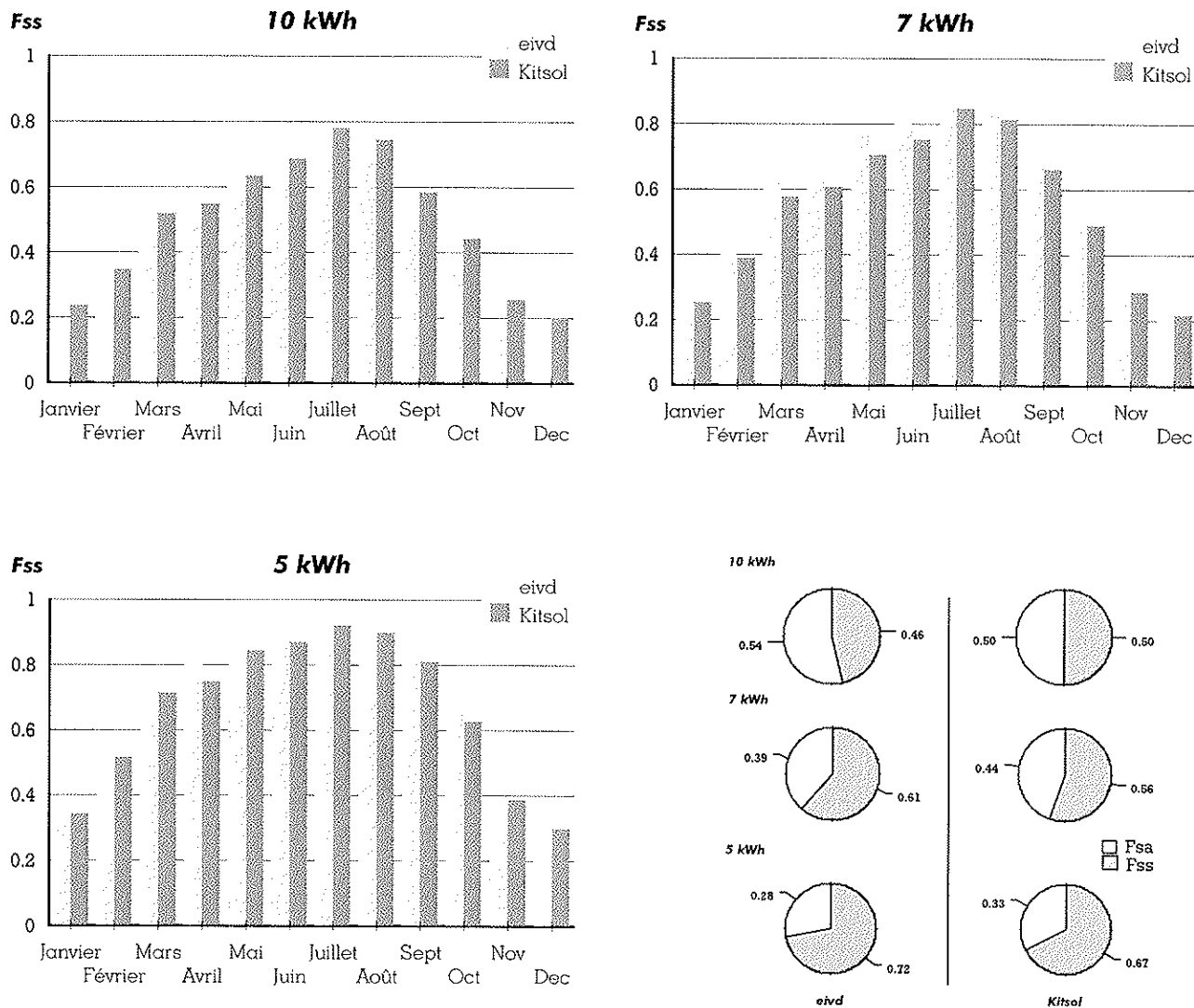


Figure 39 : Comparaison Fractions solaires mensuelles & annuelles; Météo: Yverdon; Soutirage: 5, 7, 10 [kWh]

Nous constatons, sur la figure ci-dessus, la différence de fonctionnement entre les deux chauffe-eau. Le chauffe-eau eivd a une fraction solaire supérieure au kit Agena lors de fort ensoleillement ou de faibles soutirages. Pour des jours à ensoleillement médiocres ou de forts soutirages, le résultat de la comparaison s'inverse.

Cette différence est due au mode de fonctionnement de la régulation de l'appoint. En effet, la température de consigne variable du chauffe-eau eivd permet une température moyenne de l'accumulateur plus basse lors de période de beau temps. Cette température plus faible diminue les pertes thermiques de l'accumulateur et la durée d'enclenchement du corps de chauffe. Par contre, en période de mauvais temps, la température de consigne de l'appoint doit être fixée relativement haute pour compenser le manque d'efficacité de l'échangeur à serpent.

## 4.5 Optimisation

### 4.5.1 Introduction

Après discussion avec nos collègues du SPF, nous avons cherché à optimiser différents éléments du chauffe-eau (position du corps de chauffe, mode de régulation de l'appoint, longueur et caractéristiques de l'échangeur) afin que notre prototype soit apte à réussir le « test chauffe-eau solaire de Rapperswil ». La météo utilisée pour cette optimisation est celle d'Yverdon. Le soutirage est de 10 [kWh/jour].

### 4.5.2 Position du corps de chauffe

Pour optimiser la position du corps de chauffe, nous avons simulé le chauffe-eau eivd en faisant varier cette position entre 35 et 75 cm. L'enclenchement / déclenchement de l'appoint s'effectue en fonction d'une température de consigne par hypothèse fixe. Cette température de consigne de l'appoint, déterminée pour satisfaire une température minimale de soutirage de 45 °C est reportée en fonction de la position du corps de chauffe (mesurée depuis le bas de l'accumulateur) à la figure 40.

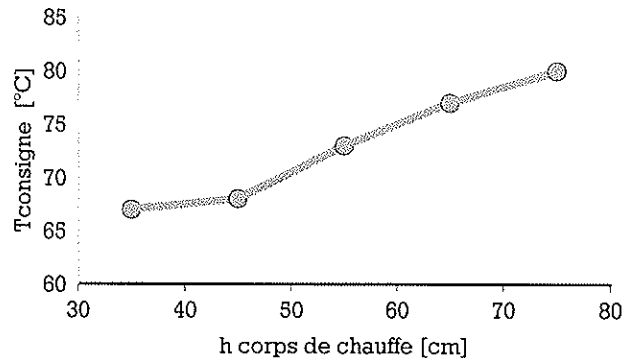


Figure 40 : Température de consigne pour satisfaire une température min. de soutirage de 45°C, en fonction de la position du corps de chauffe. Soutirage de 10 kWh/j.

Nous constatons, sur la figure 41, que la position du corps de chauffe influence peu la fraction solaire annuelle, contrairement à ce qui se passe avec un chauffe-eau sans échangeur pour le soutirage. Cette différence de comportement est due au  $\Delta T$  entre l'eau sortant de l'échangeur et l'eau située dans le haut de l'accumulateur. Ce  $\Delta T$  fait tendre la température de consigne vers un minimum, quelle que soit la position du corps de chauffe. Il apparaît que la position optimale est de 55 cm à partir du bas de l'accumulateur.

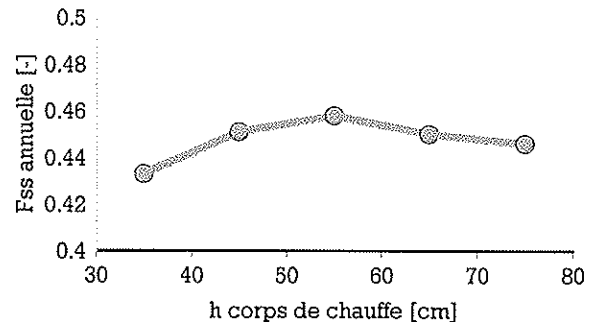


Figure 41 : Fraction solaire annuelle en fonction de la position du corps de chauffe, soutirage = 10 [kWh/jour], Météo: Yverdon

### 4.5.3 Régulation évoluée

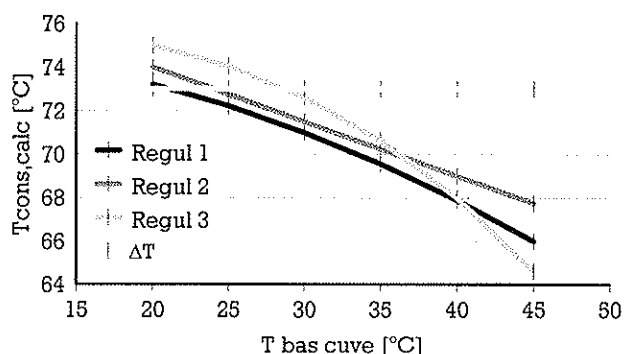
Pour cette position optimum de 55 cm, nous avons simulé différents modes de régulation évoluée (tenant compte de la température de la partie non chauffée de la cuve). L'équation définissant la régulation a la forme générale

$$\text{suivante: } T_{\text{cons,calc}} = T_{\text{consigne}} - \left( \frac{T_{\text{bas,cuve}}}{a} \right)^b \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (11)$$

Différentes valeurs, garantissant une température minimale de soutirage de 45°C durant toute l'année pour un soutirage de 10 kWh/jour ont été simulées (voir figure 42).

Régul	T <sub>consigne</sub>	a	b
1	75	15	2
2	79	4	1
3	76	20	3
$\Delta T$	74	1	0

Figure 42 : Valeurs simulées de la régulation évoluée



Nous avons comparé trois modes de régulation à une régulation à température de consigne fixe ( $\Delta T$ ). Ces différents modes de régulation ont été représentés sur la figure 43.

Figure 43 : Température de consigne calculée en fonction de la température au bas de la cuve pour les différents modes de régulation.

Nous constatons, sur la figure 44, que l'utilisation d'une régulation évoluée améliore sensiblement la fraction solaire annuelle (~4 points = 7 à 8 %). Augmentation surtout marquée en période estivale : la température moyenne de l'accumulateur étant plus basse, les pertes de stockage  $Q_{AP}$  sont plus faibles. De plus, les apports solaires  $Q_{SB}$  augmentent.

Les fractions solaires annuelles des 3 modes de régulation évoluée sont très proches, la régulation 1 donne les meilleurs résultats. Elle sera utilisée pour les simulations suivantes.

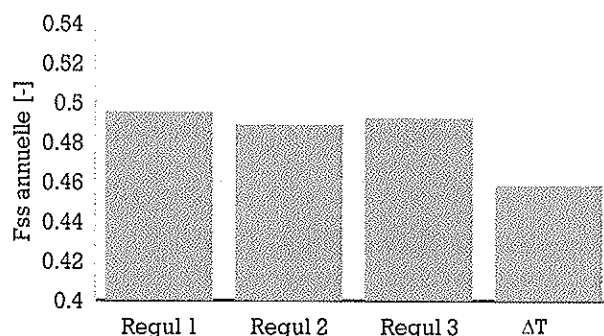


Figure 44 : Fractions solaires annuelles pour les différentes régulations évoluées, soutirage = 10 kWh/jour, Météo: Yverdon

#### 4.5.4 Echangeur de chaleur

L'efficacité de l'échangeur de chaleur utilisé pour le soutirage de l'ECS influence fortement la fraction solaire du chauffe-eau. En effet, un échangeur plus efficace permettra de diminuer la température d'enclenchement/déclenchement de l'appoint, donc d'augmenter la fraction solaire. L'échangeur à grande surface d'échange en Mepla utilisé actuellement, bien qu'ayant la longueur maximum compatible avec la place disponible dans le chauffe-eau, est légèrement sous-dimensionné pour satisfaire le test du SPF.

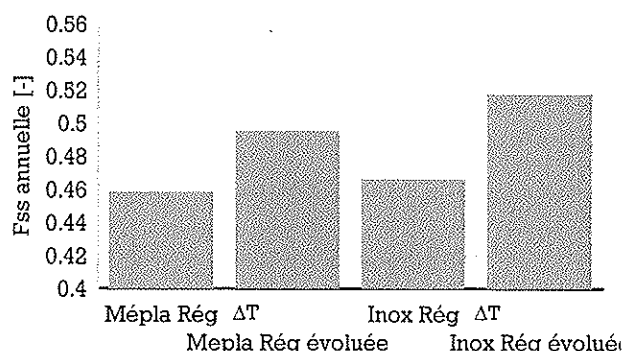
Pour augmenter l'efficacité, il faut utiliser un échangeur métallique. L'échangeur métallique retenu pour cette optimisation, est un échangeur à paroi fine en acier inoxydable. Le tuyau est ondulé pour augmenter la surface d'échange. Cet échangeur a les caractéristiques suivantes :

Echangeur	$\varnothing_{int}$ [mm]	$\varnothing_{moy}$ [mm]	$\varnothing_{ext}$ [mm]	Longueur [m]	Surface [m <sup>2</sup> ]	Coef. $\lambda$ [W/mK]
inox	38	40	42	45	7.2	13.5
Mepla	15	-	20	257	16.2	0.43

Figure 45 : Caractéristiques de l'échangeur en inox et en mépla

Cet échangeur a été simulé avec une position du corps de chauffe à 55 cm du bas de l'accumulateur et deux types de régulation:

- une régulation à température de consigne fixe:  $T_{consigne} = 72^\circ\text{C}$ .
- une régulation évoluée (paramètres:  $T_{consigne} = 72^\circ\text{C}$ ,  $a = 15$ ,  $b = 2$ ).



On constate que l'utilisation de cet échangeur augmente sensiblement la fraction solaire annuelle (~3 points) de notre chauffe-eau pour les deux types de régulation. Cette augmentation est due à la diminution de la température de consigne (3°C). Les caractéristiques de l'échangeur étant difficile à modéliser (tuyau ondulé), ces simulations devront être confirmées par des mesures.

En utilisant cet échangeur, les conditions du test SPF devraient être satisfaites.

Figure 46 : Comparaison de la fraction solaire annuelle pour les deux échangeurs, soutirage = 10 kWh/jour, Météo: Yverdon.

## 4.6 Etude économique

### 4.6.1 Prix estimatif du chauffe-eau

Désignation		Prix
<b>Accumulateur</b>		
<b>Matériel</b>		
Cuve Polypropylène 500 l. , Echangeur Inox, Echangeur Appoint chaudière		1700.00
Pipe de stratification		50.00
Raccordement pompe		40.00
Pompe		250.00
Régulation, Sondes de températures, Transformateur		350.00
Corps de chauffe 2 kW		150.00
Divers		60.00
<b>Sous-Total</b>		<b>2600.00</b>
<b>Main-d'oeuvre</b>		
Groupe accumulateur	2 h.	140.00
Groupe circuit solaire	1 h.	70.00
Raccordement électrique	1 h.	70.00
Groupe régulation	2 h.	140.00
<b>Sous-Total</b>		<b>420.00</b>
<b>Récapitulatif Accumulateur</b>		
Matériel		2600.00
Main-d'oeuvre		420.00
Marge Fabricant	30 %	906.00
Marge Installateur	17.65 %	692.00
<b>Total Accumulateur</b>		<b>4618.00</b>
<b>Groupe Capteur</b>		
Capteur Agena Azur 3 2 x 2 m <sup>2</sup>	2 x	2160.00
Conduite double Aller/Retour	12 m.	480.00
<b>Total Groupe Capteur</b>		<b>2640.00</b>
<b>Administratif</b>		
Emballage		150.00
Marketing		200.00
Visite au client + livraison		200.00
<b>Total Administratif</b>		<b>550.00</b>
<b>TOTAL</b>		
Total H.T.		7809.00
TVA	6.5 %	507.00
<b>TOTAL TTC - matériel d'installation</b>		<b>8316.00</b>
<b>Frais d'installation chez le client</b>		
Ferblanterie pour 3.9 m <sup>2</sup> capteur		750.00
Montage et pose		2000.00
<b>Sous-Total</b>		<b>2750.00</b>
<b>TOTAL TTC - frais d'installation</b>		<b>11066.00</b>

Figure 47 : Prix estimatif du chauffe-eau eivd

### 4.6.2 Subventions publiques

Subvention confédération : 500.- + 90.-/m <sup>2</sup> de capteurs		860.-
Aide cantonale directe et/ou indirecte (via fiscalité)	min	1000.-
<b>Total subventions publiques</b>		<b>2000.-</b>

### 4.6.3 Coût annuel

Pour déterminer le coût annuel du chauffe-eau eivd, nous devons transformer les caractéristiques du système en termes économiques. Les systèmes solaires sont généralement caractérisés par un coût d'investissement élevés et des coûts de fonctionnement faibles. Le principal problème économique est de comparer un coût d'investissement *connu* avec un coût de fonctionnement *estimé*.

Le coût de tout système de production d'énergie inclut le matériel, la main-d'oeuvre nécessaire pour installer le système et les coûts de fonctionnement. Les facteurs suivants doivent être pris en compte:

- Taux d'intérêt de l'emprunt, durée d'amortissement
- TVA incluse dans l'annuité ci-dessous
- Subventions publiques.
- Maintenance.
- Coût de fonctionnement.

Donc, le coût annuel peut être exprimé de la manière suivante:

$$\text{coût annuel} = \text{annuité sur le coût d'investissement net} + \text{coût de l'énergie d'appoint} + \text{frais de maintenance}$$

Pour un calcul économique précis, il faudrait connaître l'évolution du taux d'intérêt et de l'inflation pour ces prochaines années. Cet évolution n'est pas prévisible, donc, des valeurs estimatives ont été choisies: Taux d'intérêt = 5%, Inflation = 2%. Ces valeurs influencent fortement le taux d'annuité. Les valeurs théoriques obtenues, pour le coût du kWh, pourront être fort différentes en réalité.

Pour le prix de l'électricité (bas tarif 0 - 6 h), nous avons pris 11,5 cts/kWh (moyenne suisse). L'évolution de ce prix sera identique à l'inflation (2% / an).

Nous avons comparé le chauffe-eau solaire eivd avec appoint électrique à trois chauffe-eau électriques à accumulation. Ces chauffe-eau électriques ont les caractéristiques suivantes :

Caractéristiques	Unité	Soutirages		
		5 kWh	7 kWh	10 kWh
<b>Volume</b>	1	100	150	200
<b>Prix</b>	Frs	1 000	1 300	1 700
<b>Pose et montage</b>	Frs	500	500	500
<b>Durée de vie</b>	années	20	20	20

Figure 48 : Caractéristiques des chauffe-eau électriques à accumulation

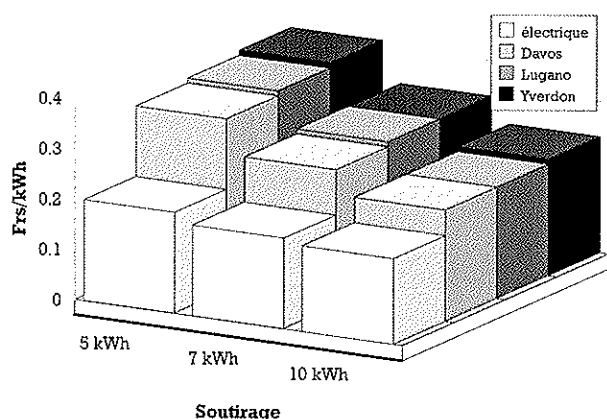
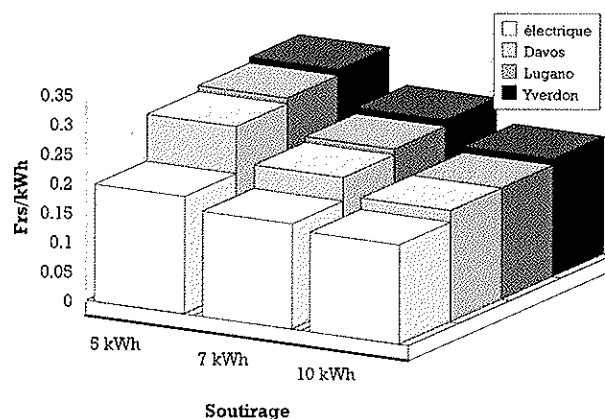


Figure 49 : Comparaison du prix du kWh, chauffe-eau eivd-chauffe-eau électrique, sans subventions publiques

En tenant compte des aides administratives, le chauffe-eau eivd a un coût du kWh identique pour un soutirage de 10 kWh. Pour des soutirages plus faibles, le kWh reste plus cher.

Figure 50 : Comparaison du prix du kWh, chauffe-eau eivd-chauffe-eau électrique, avec subventions publiques

Nous avons fait cette comparaison pour trois villes (Yverdon, Davos, Lugano) ainsi que trois catégories de soutirages journaliers (5,7,10 kWh). Nous constatons que, pour des soutirages importants (10 kWh), le prix de revient moyen du kWh thermique (ECS) soutiré du chauffe-eau solaire eivd est très proche de celui d'un chauffe-eau purement électrique. Par contre, pour de faibles soutirages, l'écart est beaucoup plus important. Ceci est dû à un coût d'amortissement identique quel que soit le soutirage. La météo influence dans une moindre mesure le coût du kWh.





## 4.7 Conclusion

### 4.7.1 Conception

La solution retenue pour notre chauffe-eau était assez innovante. Bien que fort différente des solutions actuellement commercialisées, les résultats ont été concluants.

La pipe de stratification retenue maintient bien la stratification de l'eau contenue dans l'accumulateur. La protection antigel «drain-back» des capteurs fonctionne bien. En effet, durant le mois de février, où la température extérieure minimale était souvent inférieure à 0°C, le système n'a jamais gelé. Il est donc possible de supprimer le glycol du circuit capteur, à condition de poser les conduites avec une pente minimale d'environ 2 %.

Dans le système proposé, l'élément critique est l'échangeur de chaleur utilisé pour le soutirage de l'ECS. En effet, le chauffage instantané de l'eau chaude demande une forte puissance thermique. De plus, le débit de soutirage influence fortement les performances du chauffe-eau, contrairement à ce qui se passe avec un chauffe-eau sans échangeur sur le circuit d'eau chaude sanitaire où cette influence est pratiquement nulle. L'échangeur à grande surface d'échange en Mepla utilisé actuellement, bien qu'ayant la longueur maximum compatible avec la place disponible dans le chauffe-eau, est légèrement sous-dimensionné pour satisfaire le test «chauffe-eau solaire» du SPF. Pour réussir ce test, il faut utiliser un échangeur métallique.

### 4.7.2 Performances

Nous avons simulé ce chauffe-eau à l'aide de TRNSYS. Pour la météo d'Yverdon avec un soutirage journalier de 10 kWh, la consommation d'énergie d'appoint du chauffe-eau dans sa configuration actuelle, est de 2250 kWh/an. La météo d'Yverdon étant très proche de celle de Rapperswil : notre chauffe-eau, dans sa configuration actuelle, ne satisferait pas au test du SPF.

En optimisant les différents éléments du chauffe-eau : échangeur de chaleur, position du corps de chauffe et régulation, cette consommation d'énergie d'appoint chute à 1990 kWh. Cette consommation est inférieure à la limite du test SPF.

En comparant le chauffe-eau eivd au kit solaire Agena LF 4-450, nous constatons la différence de fonctionnement entre les deux chauffe-eau. Le chauffe-eau eivd a une fraction solaire supérieure au kit Agena lors de fort ensoleillement ou de faibles soutirages. Pour des jours à ensoleillement médiocre ou de forts soutirages, le résultat de la comparaison s'inverse.

### 4.7.3 Prix

L'utilisation de solutions plus simples et différentes de celles utilisées habituellement sur les chauffe-eau solaires vendus en Suisse, permet de diminuer le prix d'un chauffe-eau solaire d'environ 10 %.

En comparant notre chauffe-eau solaire aux chauffe-eau électriques traditionnels, nous constatons que, pour des soutirages importants (10 kWh/j), le prix global de l'unité d'énergie-chaleur soutirée du chauffe-eau solaire eivd est très proche de ce même prix global, calculé pour un chauffe-eau purement électrique. Par contre, pour de faibles soutirages, l'écart est beaucoup plus important. Ceci est dû à un coût d'amortissement identique quel que soit le soutirage. La variation de météo d'un lieu à un autre en Suisse influence peu le coût de l'unité d'énergie-chaleur soutirée.

#### 4.7.4 Avantages et inconvénients

Avantages	Inconvénients
Techniques	
Accumulateur à eau morte & Echangeur de chaleur	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Utilisation d'une cuve en polypropylène moins chère qu'une cuve en acier.</li> <li>Suppression du vase d'expansion.</li> <li>Pas de risque de corrosion de la cuve: durée de vie plus importante.</li> <li>Déstratification due à la cuve très faible. (matériau à très faible conductivité thermique)</li> <li>Préparation de l'eau chaude instantanée: eau chaude hygiénique, pas de risque de contamination bactériologique.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Obligation de chauffer l'eau chaude sanitaire de manière instantanée: d'où utilisation d'un échangeur de chaleur à grande surface d'échange pour assurer une puissance thermique importante.</li> <li>Performance légèrement inférieure aux meilleurs chauffe-eau classiques (ceci est dû au <math>\Delta T</math> entre l'eau sortant de l'échangeur et l'eau située dans le haut de l'accumulateur).</li> </ul>
Système «drain-back»	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Suppression du glycol dans le circuit capteur: aucune risque d'atteinte à l'environnement.</li> <li>Pas de risque de surchauffe estivale.</li> <li>Mise en service du circuit solaire simplifiée.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Point bas intermédiaire entre capteurs et accumulateur prohibé : d'où nécessité d'une pose soignée des conduites avec une pente continue.</li> <li>Obligation de poser les capteurs plus haut que l'accumulateur.</li> <li>Pente des capteurs minimal pour assurer la vidange du totale du système.</li> </ul>
Pipe de stratification	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Stratification de l'accumulateur réalisée sans pièce mécanique ou électrique: durée de vie plus importante.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Stratification de l'accumulateur moins bonne qu'en utilisant un système à vannes électro-magnétiques.</li> </ul>
Coûts et entretien	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Durée de vie supérieure de l'accumulateur.</li> <li>Aucun entartrage de l'accumulateur.</li> <li>Entretien du circuit solaire réduit.</li> <li>Frais de maintenance réduits.</li> <li>Investissement initial plus faible.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Détartrage périodique de l'échangeur de chaleur de l'ECS.</li> <li>Nécessité de contrôler périodiquement le niveau d'eau dans la cuve et de compléter.</li> <li>Remplissage initial de l'accumulateur avec de l'eau non-chlorée. (pour capteur en inox)</li> </ul>

Figure 51 : Tableau des avantages et des inconvénients du chauffe-eau eivd

#### 4.7.5 Evolutions futures

Les différents éléments (position du corps de chauffe, échangeur, mode de régulation) du chauffe-eau vont être modifiés en fonction des optimisations réalisées. De plus, la fabrication de la régulation va être développée dans notre école. Les performances du chauffe-eau seront ensuite mesuré durant l'été 1998.

Le but final de ces modifications est :

- réussite du test «chauffe-eau solaire» du SPF.
- commercialisation possible.



# **Troisième partie**

⇒ **Prévision de la fraction solaire**

## 5 Prévision de la fraction solaire

### 5.1 Introduction

Il est actuellement possible de définir à l'aide de 3 paramètres, ( $c_0$ ,  $c_1$  et  $c_2$  de l'équation ISO-CH) les performances de la majorité des capteurs solaires thermiques en fonction de l'ensoleillement, de la température du capteur et de la température de l'air ambiant. L'intérêt d'une telle équation est de permettre d'une part de les classer selon certains critères et d'autre part de choisir le capteur le plus adéquat selon l'utilisation que l'on en fait.

Il serait intéressant de parvenir à modéliser une installation d'eau chaude solaire complète à l'aide d'une équation type, valable pour la majorité des chauffe-eau existants. On pourrait ainsi déterminer sans avoir recours systématiquement à des logiciels de simulation, la fraction solaire mensuelle ou annuelle d'un système donné en fonction de la consommation moyenne journalière et des conditions météorologiques du lieu. Cela permettrait également de pouvoir représenter graphiquement les performances d'un chauffe-eau solaire et de contrôler in-situ les dysfonctionnements éventuels d'une installation de chauffe-eau solaire.

Il s'agit dans un premier temps d'étudier si une telle équation existe pour un domaine de validité restreint à un type de météo, à un type de chauffe-eau particulier ou à des conditions d'utilisations spécifiques. Dans un deuxième temps, cette équation pourrait être améliorée pour élargir son domaine de validité.

### 5.2 Objectifs du présent travail

Il s'agit tout d'abord de déterminer les variables principales influençant de manière significative la fraction solaire d'un chauffe-eau et de chercher une équation simple les reliant. Nous avons nommé cette équation : calcul prévisionnel simple de la fraction solaire, désignée ci-après équation CPS.

Dans un deuxième temps, il s'agit de trouver les paramètres de cette équation pour deux types de chauffe-eau de conception différente.

### 5.3 Domaine de validité de l'équation et classification des variables utilisées

Certaines variables déterminent fortement la fraction solaire, d'autres ne l'influencent que si l'on se place dans des conditions d'utilisation particulières. Dans un premier temps nous avons restreint le domaine de validité de l'équation aux conditions suivantes :

- climat rencontré en Suisse
- facteur d'incidence ( $K_{ch}$ ) négligé -->  $K_{ch}=1$  [2]
- températures des locaux et de l'eau du réseau relativement constante.
- soutirages répartis dans la journée et compris entre 5 et 10 kWh.

Nous avons ainsi classifié les variables qui déterminent les paramètres de l'équation CPS d'un chauffe-eau en deux catégories :

1) Variables influençant de manière très importante la fraction solaire d'un chauffe-eau :

$H_K$	:	Irradiation journalière mesurée dans le plan des capteurs [kWh/m <sup>2</sup> ]
$T_{amax}$	:	Température extérieure maximum de la journée. [°C]
$Q_N$	:	Quantité journalière d'énergie chaleur soutirée. [kWh]

2) Grandeurs variant très peu au cours du temps et que l'on peut considérer comme constantes dans un domaine d'application et une situation donnés :

$T_{local}$	:	Température régnant dans le local où est situé le chauffe-eau. Cette température peut être égale à $T_a$ si le chauffe-eau est entreposé à l'extérieur près des capteurs.
$T_{EF}$	:	Température de l'eau froide du réseau entrant dans la cuve.
$K_{ch}$	:	Facteur d'incidence du capteur.

Dans notre situation expérimentale, nous avons fixé :  $T_{local} = 18^\circ\text{C}$ ,  $T_{EF} = 12^\circ\text{C}$ . On peut considérer ces valeurs comme courantes pour les conditions généralement rencontrées en Suisse.



## 5.4 Simulation à l'aide de TRNSYS

Pour établir notre équation, nous devons déterminer au préalable, à l'aide du logiciel de simulation TRNSYS, la fraction solaire obtenue en fonction de l'irradiation, de la température extérieure journalière maximum et de trois valeurs d'énergie-chaleur soutirée (5, 7 et 10 kWh)

De manière à obtenir une équation représentative de tous les cas extrêmes imaginables, nous avons effectué des simulations pour des données qui peuvent paraître irréalistes, tel qu'une température de 40°C sans soleil ou une température de -15°C avec un ensoleillement estival. En simulant de telles conditions, on obtient par la suite une représentation graphique de l'équation recherchée beaucoup plus simple et finalement plus étendue que si nous nous étions restreints à ne prendre que des valeurs météorologiques couramment rencontrées. La figure 52 ci-contre représente l'irradiance fictive que nous avons simulée pour les trois soutirages (voir également annexe IV.1).

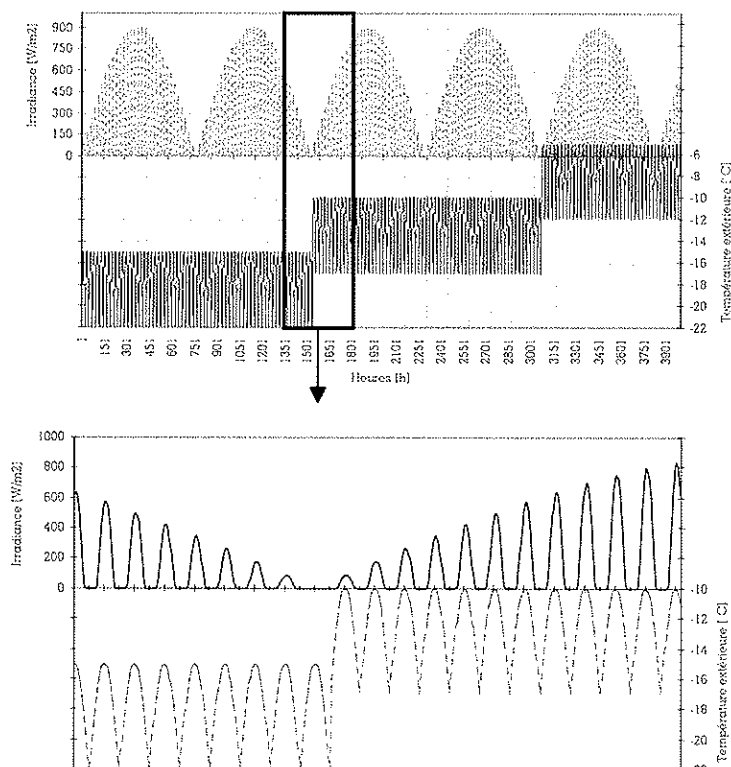


Figure 52 : Représentation d'une partie du fichier météo fictif

Nous avons effectué des simulations sur le kit solaire LF 4-450 et le prototype eivd dont les paramètres sont respectivement en annexe II.4 et en annexe III.6.

## 5.5 Recherche de l'équation par analyse statistique

### 5.5.1 Influence de l'irradiance sur la fraction solaire

Nous avons défini le calcul de la fraction solaire du jour  $j$  en prenant en compte la consommation de l'appoint entre 0 h 00 et 6 h 00 du jour  $j$ . Ce ne sont donc pas les apports solaires du jour  $j$  qui influencent la fraction solaire du jour  $j$ , mais ceux des jours précédents. ( $j-1$ ;  $j-2$ ; ...  $j-n$ ).

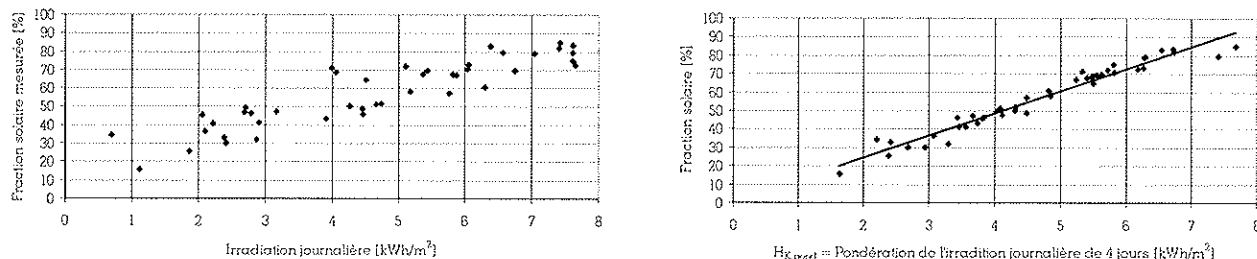


Figure 53 : Points de mesures pris entre le 7 juin et le 22 juillet 1997 sur un kit solaire LF 4-450.  $T_{consigne} = 83^{\circ}\text{C}$ . Soutirage journalier : 10 kWh. Les points de la figure de gauche représentent la fraction solaire journalière en fonction de l'irradiation du jour précédent. Ceux de droite représentent la fraction solaire journalière en fonction de  $H_{Kpond}$

En pondérant les irradiances solaires journalières reçues par les capteurs  $H_{K,pond}$  dans les jours  $j-1$  à  $j-n$ , on constate que la fraction solaire devient une fonction fortement linéaire de cette irradiation pondérée. C'est ce que montre la figure 53, où  $H_{K,pond}$  est l'irradiation pondérée des quatre jours précédant le jour  $j$ , selon l'équation :

$$H_{K,pond} = 0,616 H_{j-1} + 0,298 H_{j-2} + 0,067 H_{j-3} + 0,019 H_{j-4} \quad (12)$$

Les facteurs de pondération et le nombre de jours de pondération dépendent de la quantité d'énergie soutirée et des paramètres du chauffe-eau. Plus la quantité soutirée devient petite, plus le nombre de jours à prendre en considération dans la pondération est grande. En effet, lorsque l'énergie solaire accumulée dans le chauffe-eau est grande vis à vis du soutirage, celle-ci sera stockée sur une période plus longue que dans le cas inverse (voir annexe IV.2.1).

La fraction solaire est liée à l'irradiation pondérée par une fonction de type  $Fss = m \cdot H_{K,pond}$ , où  $m$  est l'un des paramètres cherché pour définir notre équation. Le paramètre  $m$  est fonction de la surface et du rendement des capteurs.

### 5.5.2 Influence des soutirages sur la fraction solaire

Le report sur un graphe de la fraction solaire annuelle en fonction de l'énergie-chaaleur journalière moyenne soutirée suggère une relation de type logarithmique entre ces deux grandeurs. La fraction solaire ne pouvant dépasser 100 %, on doit considérer que cette fonction logarithmique est valable pour des soutirages moyens compris par exemple entre 5 et 10 kWh/j pour un chauffe-eau solaire pour une maison unifamiliale. En fonction du type de chauffe-eau, la courbure de la fonction logarithmique sera différente ce qui explique que la fraction solaire est liée au soutirage par une fonction de type :  $Fss = \frac{1}{n \cdot (\ln Q_N)^b}$  (13)

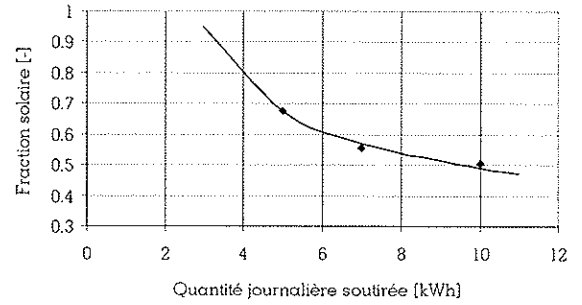


Figure 54 : Exemple de  $Fss$  annuelle en fonction du soutirage moyen journalier

En combinant les influences de l'irradiation et du soutirage par l'étude de  $Fss = f(H_{K,pond}, Q_N)$ , on trouve que la fraction solaire est fonction du rapport entre l'irradiation journalière pondérée et le logarithmique du soutirage.

### 5.5.3 Influence de la température extérieure sur la fraction solaire

Si l'on prend comme hypothèse que la température d'entrée de l'eau froide dans le bas du chauffe-eau et la température du local où se situe l'accumulateur sont constantes, la fraction solaire sera directement une fonction de la température extérieure. En pondérant la température extérieure diurne maximum avec les mêmes coefficients que pour l'irradiation journalière on constate que plus la température extérieure est élevée, plus la fraction solaire augmente. Une température extérieure plus élevée permet au système solaire de fournir de l'énergie thermique à l'accumulateur plus longtemps et augmente donc la fraction solaire.

Nos simulations nous ont permis de déterminer que la fraction solaire était une fonction linéaire de la température extérieure diurne maximum pondérée pour une irradiance donnée.  $Fss = n \cdot T_{max,pond}$  (14).

### 5.5.4 Equation CPS

La forme générale de l'équation cherchée définissant un système de chauffe eau solaire est la suivante :

$$Fss = d + a \cdot T_{max,pond} + \frac{m \cdot H_{K,pond}}{n \cdot (\ln Q_N)^b} = d + a \cdot T_{max,pond} + \frac{c \cdot H_{K,pond}}{(\ln Q_N)^b} = d + a \cdot T_{max,pond} + SLR_{pond} \quad (15)$$

De plus, cette équation est bornée entre 0 et  $Fss_{max}$ .  $Fss_{max}$  représente la fraction solaire maximum lors d'une journée très ensoleillée. La consommation électrique est uniquement due à la pompe de circulation ainsi qu'à la régulation :

$$\text{Si } Fss < 0 \text{ alors } Fss = 0 \quad \text{OU} \quad Fss > Fss_{max} \text{ alors } Fss = Fss_{max}$$

L'équation trouvée peut-être qualifiée de relativement simple pour un système de chauffe-eau solaire complet puisqu'il n'y a que quatre paramètres à déterminer ( $a, b, c, d$ ). Le paramètre  $d$  vaut 0,1 pour les 2 chauffe-eau. L'équation (15) donne de bon résultats quand on la teste. Pour représenter graphiquement en trois dimensions la fraction solaire, nous avons condensé le troisième terme de l'équation en le nommant  $SLR_{pond}$ .

### 5.6 Démarche utilisée pour valider l'équation CPS

Nous avons essayé de valider notre équation avec les deux chauffe-eau testés dans le cadre de ce mandat, soit le kit solaire LF 4-450 d'Agena et le prototype développé dans notre école. Pour les deux tests nous avons effectué les démarches suivantes :

- 1° Déterminer, par mesures, les paramètres du chauffe-eau pour la simulation (voir annexe II.4 et III.6)
- 2° Chercher les fractions solaires Fss du chauffe-eau en simulant la météo fictive sur TRNSYS.
- 3° Rechercher les paramètres de l'équation CPS à l'aide du logiciel Mathématica en entrant les données d'irradiance, de soutirage, la température extérieure et la Fss calculée par TRNSYS
- 4° Comparer les fractions solaires obtenues entre TRNSYS et le CPS en utilisant le fichier météo de 3 villes suisses différentes (Yverdon : plateau Suisse ; Davos : montagne ; Lugano : sud des Alpes)

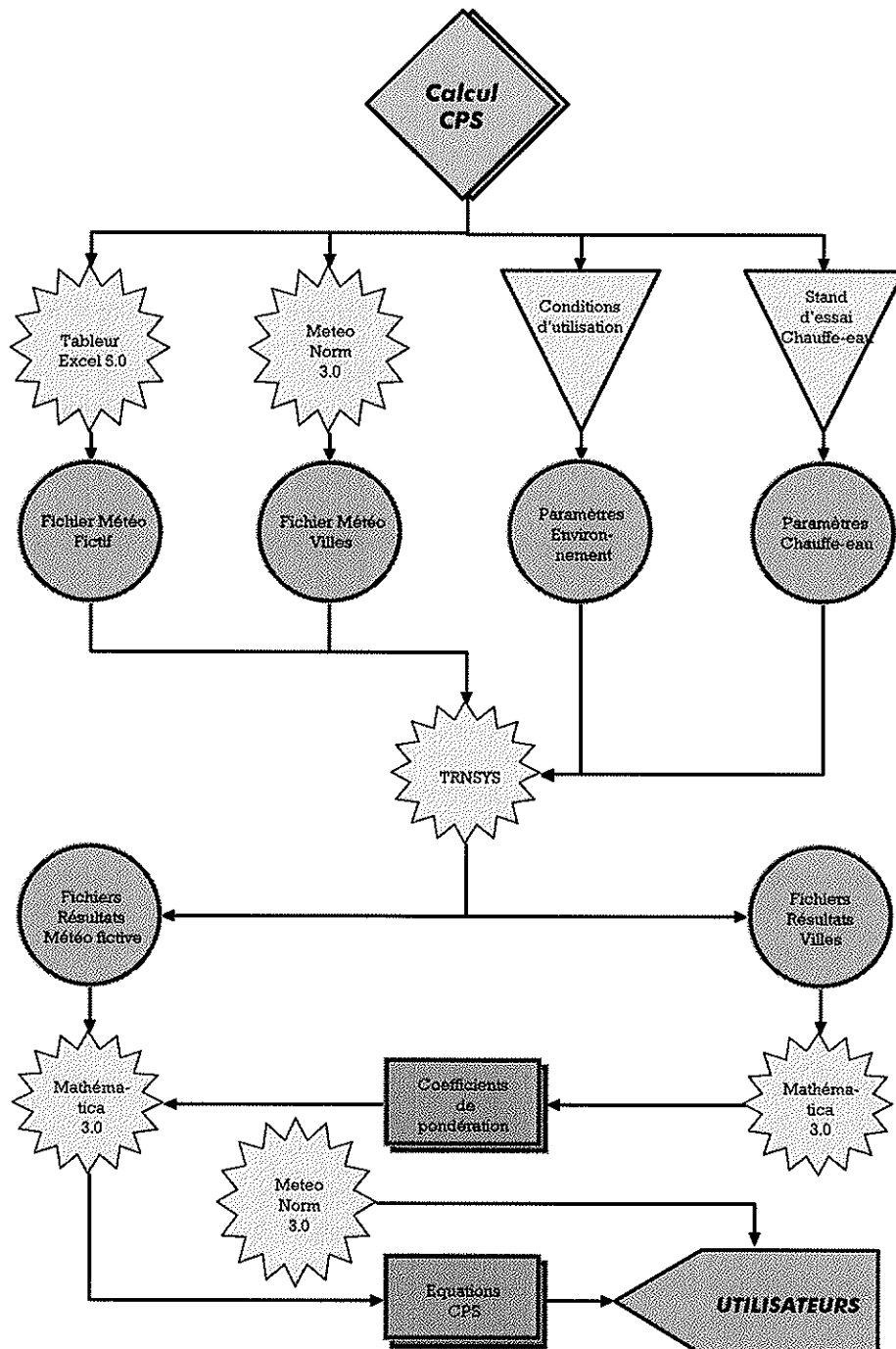


Figure 55 : Organigramme permettant de déterminer l'équation CPS d'un chauffe-eau



5.7 Résultats

5.7.1 Coefficients de pondération obtenus à partir de la ville d'Yverdon

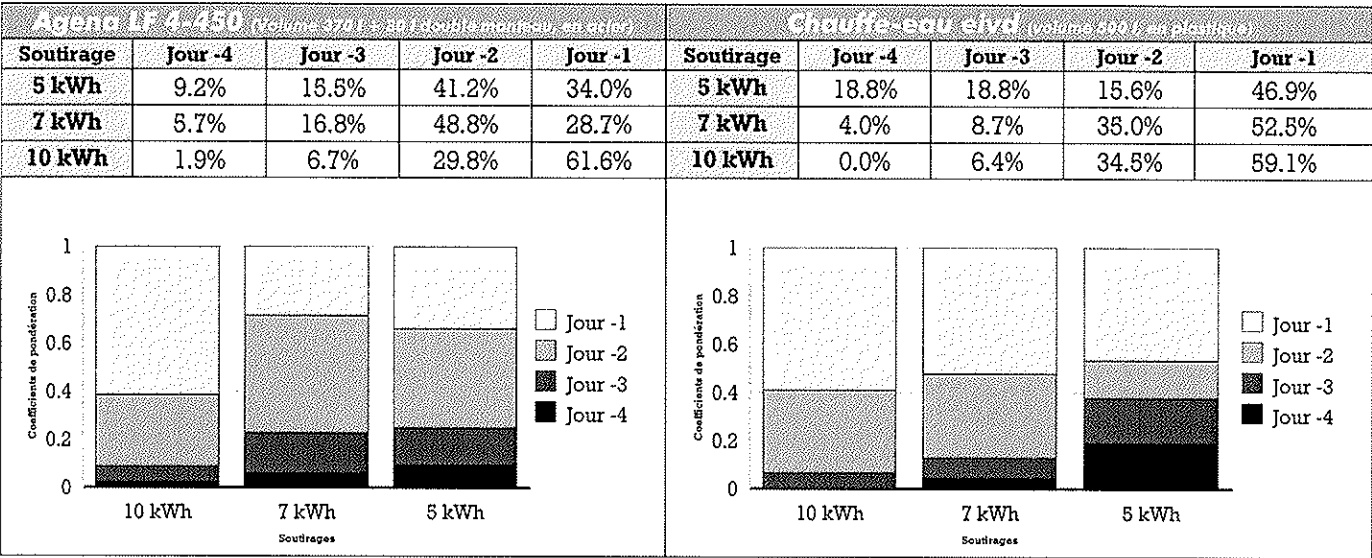


Figure 56 : Coefficients de pondération pour Agena LF 4-450 & Chauffe-eau eivd, calculés avec la météo d'Yverdon

Les coefficients de pondération mesurés respectivement pour les villes d'Yverdon, Davos et Lugano, ont des écarts de quelques pourcents seulement. Nous avons donc considéré ces coefficients comme constants pour la Suisse et choisi pour toutes nos simulations les valeurs calculées pour la ville d'Yverdon.

5.7.2 Equations obtenues à partir de la météo fictive

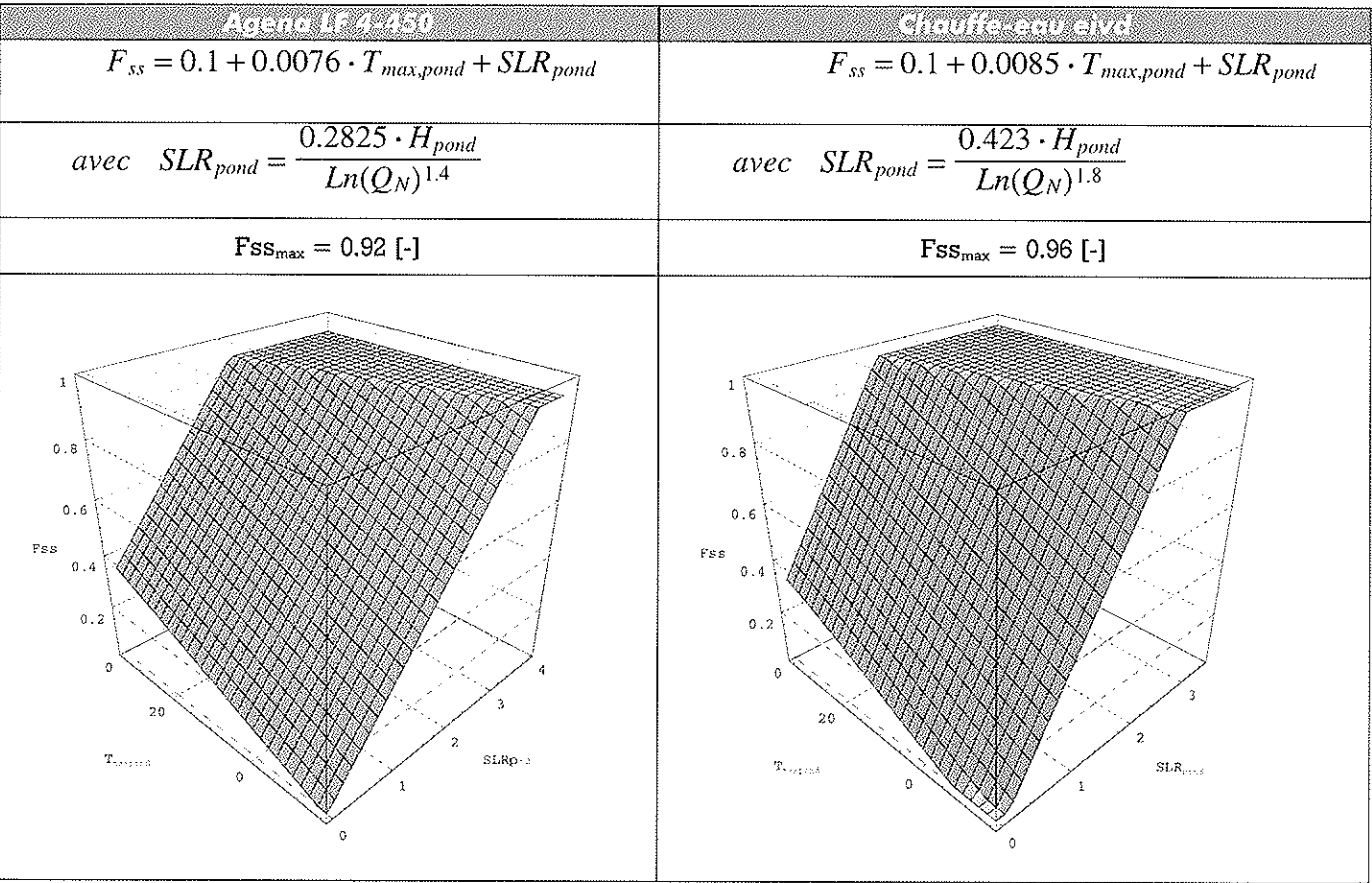


Figure 57 : Equations et représentations graphiques pour Agena LF 4-450 & Chauffe-eau eivd

## 5.8 Comparaisons mensuelles et annuelles avec TRNSYS

### 5.8.1 Explications

Nous avons comparé les fractions solaires obtenues à l'aide du CPS aux fractions solaires calculées par TRNSYS pour deux cas.

Pour le premier (figure 58), nous avons fait une comparaison pour trois météo bien différentes avec un soutirage de 10 kWh. Le chauffe-eau utilisé, pour cette comparaison, est le chauffe-eau eivd. Pour le deuxième cas, nous avons fait varier le soutirage (5, 7, 10 kWh) avec une météo identique : Yverdon pour le kit solaire Agena LF 4-450 (figure 59).

Pour d'autres comparaisons, voir annexe IV.4 et IV.5

### 5.8.2 Comparaisons pour différentes météo

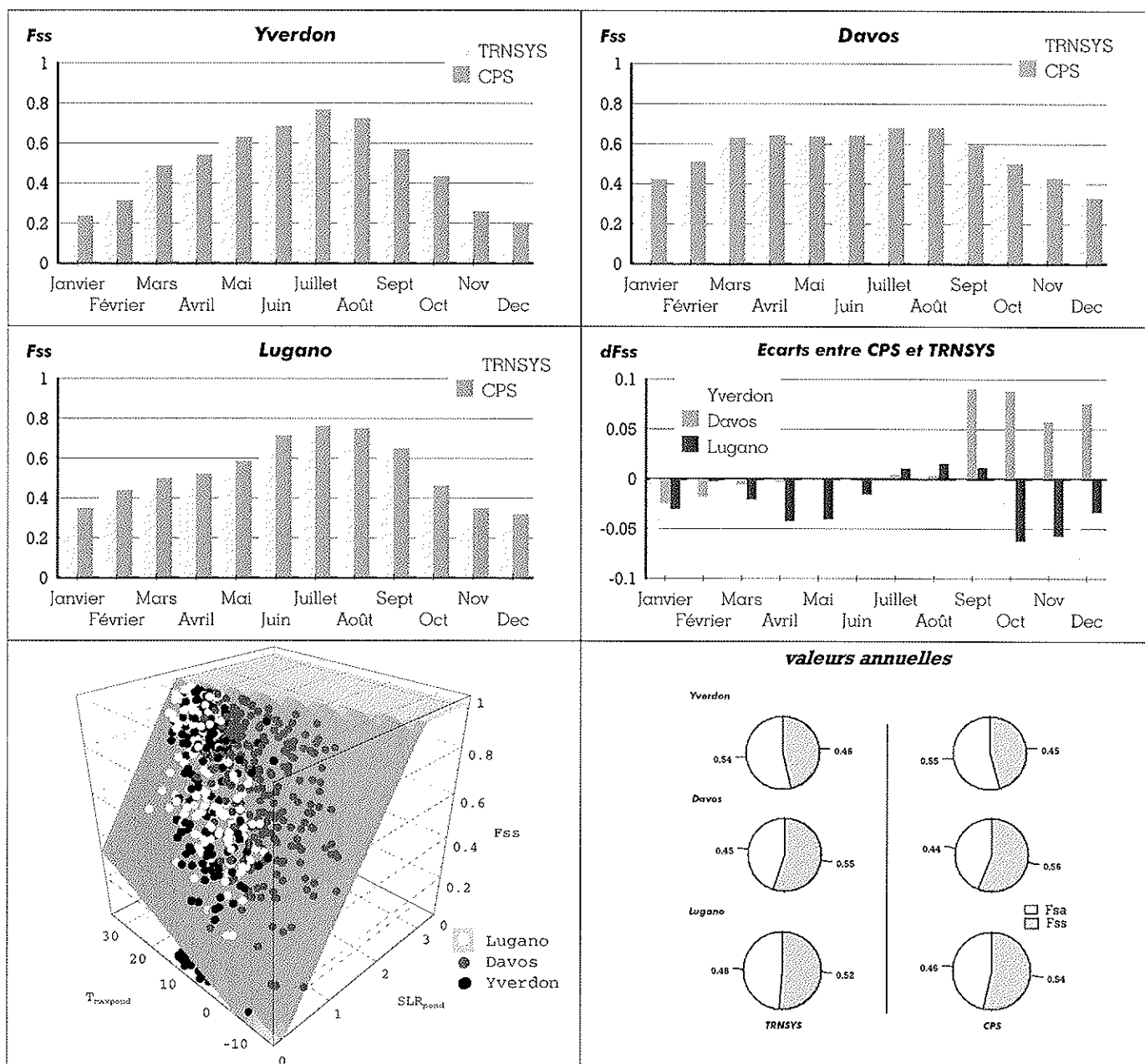


Figure 58 : Comparaison des Fss entre TRNSYS et CPS pour Yverdon, Davos, Lugano; Chauffe-eau eivd; Soutirage = 10 kWh

Nous constatons que l'écart entre le CPS et TRNSYS pour les bilans mensuels est toujours faible (moins de 8 points). Au bilan annuel, ces écarts se compensent, la différence entre la fraction solaire annuelle calculée par le CPS et celle calculée par TRNSYS est très faible. C'est pour la météo de Lugano que l'écart entre les deux valeurs est le plus élevé (2 points). La représentation en 3D montre la différence de disposition des points sur la surface due à la différence de climat entre les villes.

### 5.8.3 Comparaisons pour différents soutirages

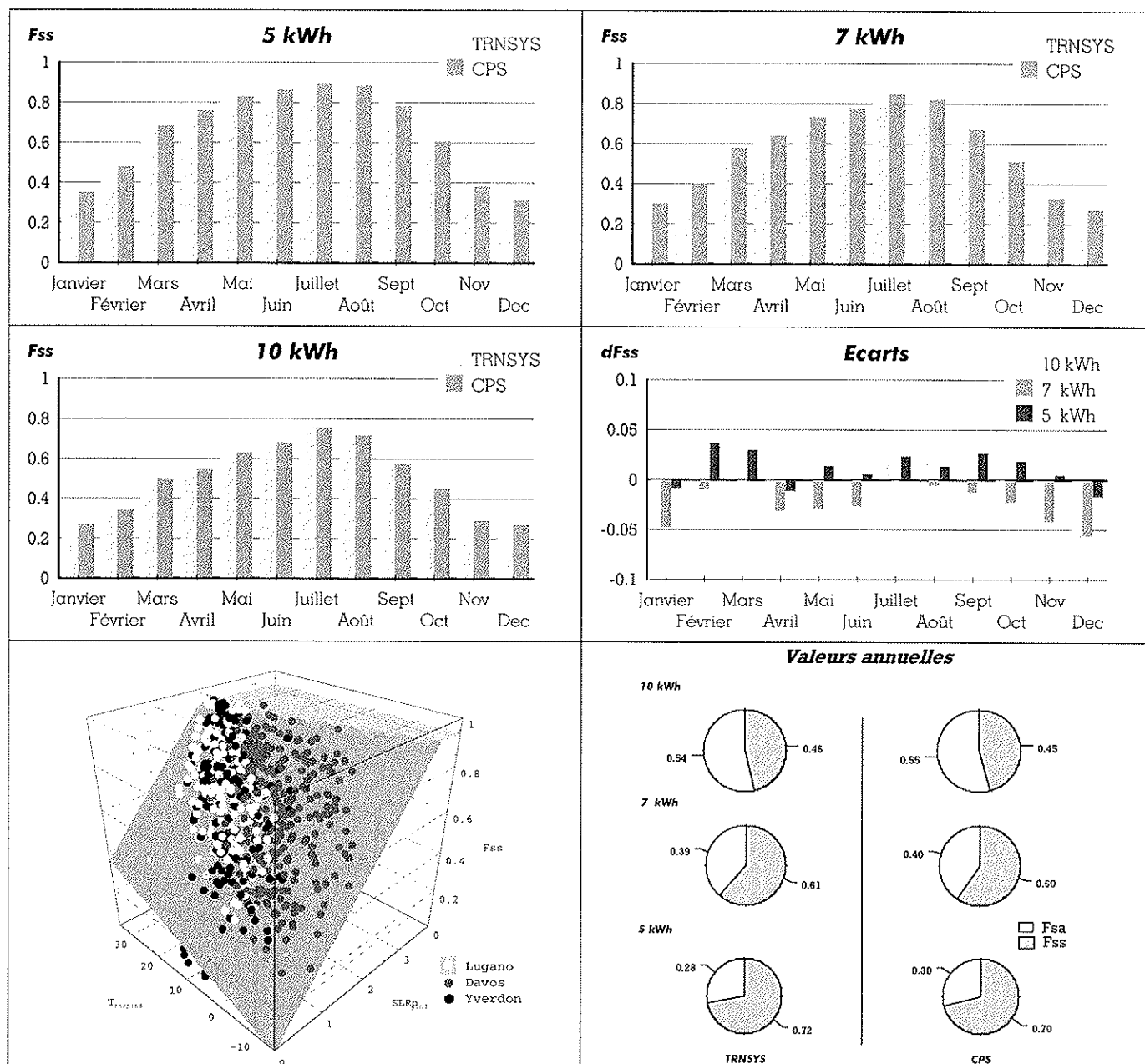


Figure 59 : Comparaison de TRNSYS et du CPS pour 5, 7, 10 kWh; Chauffe-eau Agena LF 4-450; Météo = Yverdon

La forme de l'équation utilisée pour tenir compte de l'influence du soutirage (SLR) donne de bons résultats. En effet, pour les bilans mensuels, l'écart entre le CPS et TRNSYS est toujours inférieur à 6%. Au bilan annuel, cet écart se réduit, par effet de compensation, à 2% max.

### 5.8.4 Synthèse

Pour les bilans mensuels ou annuels, la forme de l'équation générale utilisée donne d'excellents résultats pour:

- deux chauffe-eau de conception très différente,
- des climats représentatifs de la Suisse,
- des soutirages conformes à la réalité.

## 5.9 Comparaisons journalières avec TRNSYS

### 5.9.1 Explications

Les graphiques ci-dessous représentent l'écart absolu journalier entre le CPS et TRNSYS. Cet écart absolu est calculé de la façon suivante :  $\text{Ecart absolu} = F_{SS_{TRNSYS}} - F_{SS_{CPS}}$

### 5.9.2 Erreurs Absolues journalières pour Agena LF 4-450 (sur 365 jours)

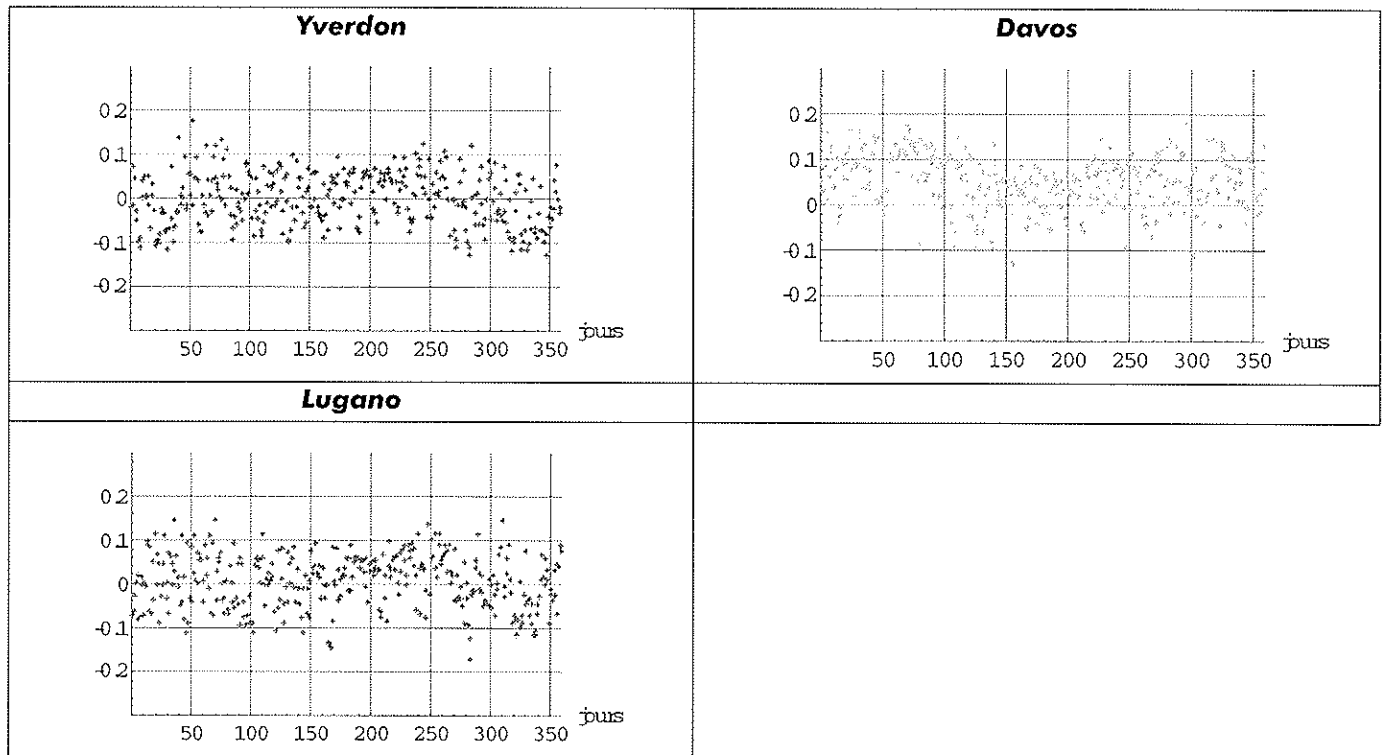


Figure 60 : Comparaisons journalières de TRNSYS et du CPS pour Yverdon, Davos, Lugano; Agena LF 4-450; Soutirage = 10 kWh

## 5.10 Conclusion

L'équation générale décrivant le comportement d'un chauffe-eau solaire complet donne de bons résultats avec les deux chauffe-eau testés, en particulier pour le calcul des fractions solaires mensuelles et annuelles. Les résultats sont par contre moins précis quand on compare les fractions journalières obtenues entre TRNSYS et le CPS. Cependant ce sont généralement le calcul mensuel et surtout annuel de la fraction solaire qui intéressent les utilisateurs.

L'influence des apports solaires sur la fraction solaire se répercutant sur une durée généralement comprise entre 2 et 4 jours selon les soutirages, on pourrait éventuellement supprimer les coefficients de pondération en calculant la fraction solaire de façon hebdomadaire et non plus journalière.

L'équation a montré une bonne validité sur deux chauffe-eau très différents de par leur conception. Il est cependant encore trop tôt pour prétendre qu'une telle équation est généralisable à tous les types existants. Une campagne de simulation prenant en compte toutes sortes de systèmes imaginables pourrait permettre de déterminer les limites de cette équation et de la corriger si besoin est.

Pour permettre de rendre l'équation utilisable dans toutes les conditions imaginables, il faudrait maintenant intégrer dans l'équation des facteurs tels que la variation de température de l'eau du réseau et la température régnant autour du chauffe-eau (facteur très important si le chauffe-eau est à l'extérieur). Si l'on veut valider l'équation pour des climats de type méditerranéen ou scandinave, voir pour des climats extrêmes, il faudrait également prendre en compte le facteur d'incidence des capteurs qui peut devenir important pour des climats extrêmes ou pour des capteurs qui y sont plus sensibles.

Rappelons enfin qu'une telle équation permettrait d'une part de prédire la fraction solaire pour un lieu et un soutirage donné et d'autre part de contrôler in-situ des dysfonctionnements de l'installation de chauffe-eau solaire en effectuant des mesures pendant 1 à 2 semaines selon les conditions météorologiques.

# Annexes

# Table des Annexes

<b>I Schéma du stand d'essai</b>	<b>p.1</b>
<b>II Mesures effectuées sur un chauffe-eau solaire de référence</b>	<b>p.2</b>
II.1 Description complète de l'installation	p.2
II.2 Calendrier des mesures	p.2
II.3 Horaire des soutirages	p.3
II.4 Paramètres du chauffe-eau de référence pour simulation TRNSYS	p.3
II.5 Comparaison/simulation TRNSYS	p.7
<b>III Conception d'un chauffe-eau solaire économique</b>	<b>p.10</b>
III.1 Accumulateur à eau morte	p.10
III.2 Echangeurs à serpentin	p.11
III.3 Pipes de stratification	p.12
III.4 Système «drain-back»	p.16
III.5 Régulation «évolué»	p.17
III.6 Paramètres pour la simulation avec TRNSYS	p.18
III.7 Mesures, Simulation et Comparaison avec Agena LF 4-450	p.19
III.8 Optimisation	p.20
<b>IV Calcul prévisionnel simple</b>	<b>p.24</b>
IV.1 Météo fictive	p.24
IV.2 Résultats	p.25
IV.3 Représentations Graphiques 3D	p.26
IV.4 Comparaisons mensuelles de Fss calculées par CPS et simulées par TRNSYS	p.28
IV.5 Comparaisons annuelles de Fss calculées par CPS et simulées par TRNSYS	p.30
IV.6 Comparaisons journalières de Fss calculées par CPS et simulées par TRNSYS	p.32
<b>V Installation munie de capteurs non vitrés</b>	<b>p.33</b>
V.1 Description complète de l'installation	p.33
V.2 Emplacement géographique	p.33
V.3 Problèmes de mesures liés aux turbulences du vent	p.34
V.4 Matériel de mesures autour des capteurs	p.35
V.5 Comparaison de mesures des vitesses de vent	p.35
V.6 Inertie des capteurs non-vitrés	p.36
V.7 Bilan énergétique : équations de simulation	p.37
V.8 Limite de fonctionnement d'un circulateur avec des capteurs non-vitrés	p.39
V.9 Diagramme de flux	p.40
V.10 Comparaison des pertes thermiques	p.41

# I Schéma du stand d'essai

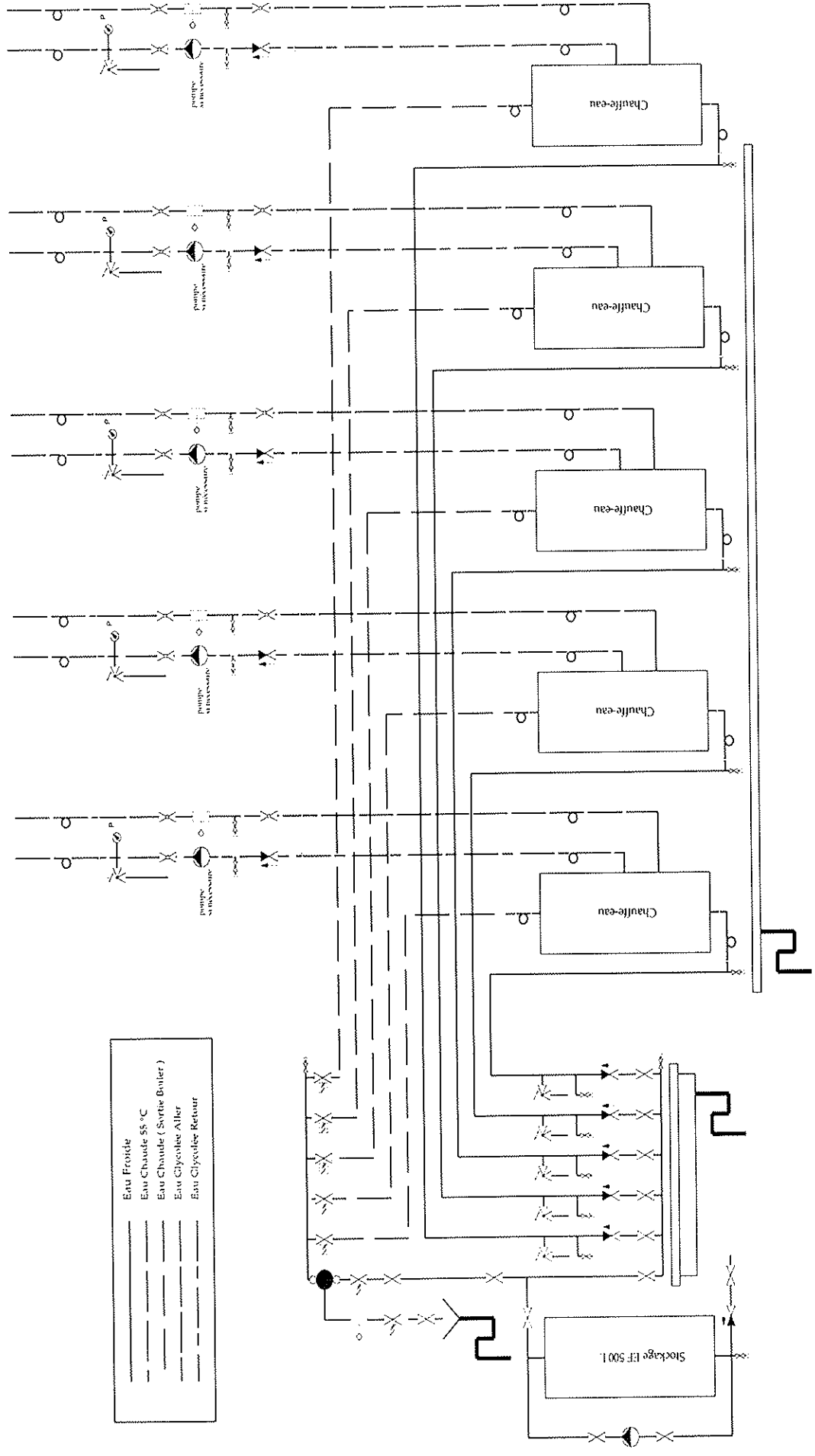


Figure A.1. Schéma de principe du stand d'essai

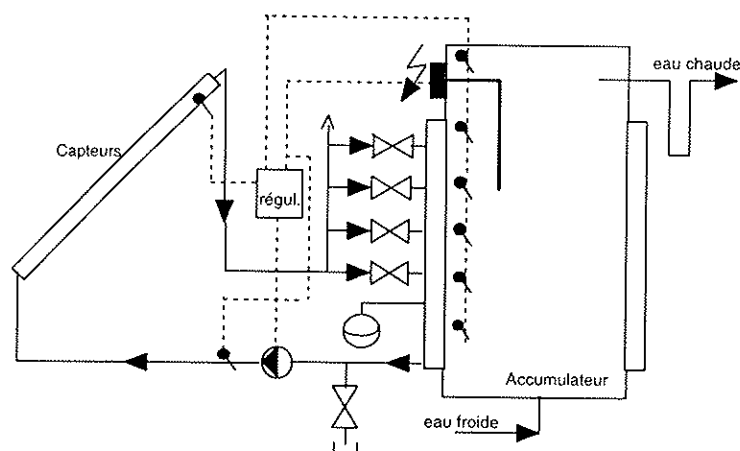


## II Mesures effectuées sur un chauffe-eau solaire de référence

### II.1 Description complète de l'installation

#### II.1.1 Chauffe-eau utilisé

<b>Système</b>	Kit Solaire LF 4-450, système à bas débit (low-flow) et cuve double manteau
<b>Fabricant</b>	Agena SA, Claude Jobin / Le Grand Pré, 1510 Moudon
<b>Capteurs</b>	2 capteurs plans Azur 3 montés en série Surface de captage des absorbeurs $2 \times 2.0 \text{ m}^2 = 4 \text{ m}^2$ Dimension brute des capteurs: $2.43 \text{ m} \times 0.93 \text{ m} = 2.26 \text{ m}^2$ / capteur Poids: 57 kg par capteur Orientation: Sud, incliné à $45^\circ$
<b>Chauffe-eau</b>	ATTIS D en acier émaillé Contenance 370 l + 80 l pour le double manteau Corps de chauffe de 2 kW / 170 l. Poids 135 Kg
<b>Conduites</b>	Aller et retour dans conduite commune Longueur de la conduite commune 15 m Tuyaux silicone renforcé Isolation bitubes avec film de protection extérieur polyéthylène
<b>Pompe</b>	EMB Pumpenbau AG, type NS25, 230 V, 50 Hz, 38 W
<b>Liquide</b>	Antigel propylène glycol 33%



#### Principe

Le fluide entre selon sa température dans le double manteau de l'accumulateur par l'une des quatre électrovannes. Le débit du fluide circulant à travers les capteurs est de 50 à 70 l/h. Ce principe permet de garder une bonne stratification dans la cuve du chauffe-eau.

L'accumulateur est également équipé d'un échangeur dans sa partie supérieure pour permettre un raccordement à une chaudière d'appoint fonctionnant avec un combustible fossile. Nous avons préféré l'appoint électrique qui facilite le calcul des bilans de l'énergie d'appoint.

Figure A.2. Schéma du kit solaire LF 4-450 d'Agenda, Moudon.

### II.2 Calendrier des mesures

#### II.2.1 Introduction

Nous avons effectué les premières mesures, en mode économique, sur une période de 15 jours environ pendant le mois d'avril 1997. Les conditions exceptionnelles d'ensoleillement ont permis de vérifier que l'appoint ne s'enclenchait que lorsque la température dans la partie inférieure du chauffe-eau descendait au-dessous de  $52^\circ\text{C}$ .

Nous avons ensuite effectué plusieurs séries de mesures en mode confort avec un horaire d'appoint nocturne :

- ° Pour la période mai-juillet 1997, nous avons soutiré 10 kWh, pour une température de consigne de l'appoint de  $83^\circ\text{C}$
- ° Pour les périodes de juillet-août et novembre à mars nous avons soutiré 10 kWh avec une température de consigne de l'appoint à  $80^\circ\text{C}$

Les mois de septembre et d'octobre ont été réservés pour le test d'un horaire d'appoint différent. En lieu et place de ne chauffer qu'entre minuit et 6 h 00, l'horaire d'appoint nommé CVE I.1 (Compagnie Vaudoise d'Electricité) se répartissait comme suit : 3 h 00- 5 h 00 ; 15 h 00 - 17 h 00 ; 21 h 50 - 23 h 30.

La possibilité de pouvoir bénéficier de l'appoint l'après-midi avec le corps de chauffe électrique nous ont permis de constater une fraction solaire accrue de plus de 25 points pour les jours d'ensoleillement variable, typique de l'entre-saison.

Le raccordement d'un second chauffe-eau LF 4-450 (n°2) en fin d'automne 1997, nous ont permis de tester des soutirages de 7 kWh et 5 kWh en parallèle avec le premier chauffe-eau (n°1)

## II.2.2 Tableau des mesures

Horaire d'appoint	Mode d'appoint	Soutirage [kWh]	1997												1998		
			Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Jan	Feb	Mar			
Nocturne	économique	10	1														
	confort	10			1					2			2				
		7									1						
		5											1				
CVE I.1	confort	10						1									

Figure A.3. Calendrier des mesures effectuées sur le chauffe-eau de référence. 1 = référence ; 2 = chauffe-eau raccordé dès l'automne 97

## II.3 Horaire des soutirages

Débit de soutirage de 600 l/h pour les trois quantité soutirée. Temp. esu froide 12°C. 10 kWh = 200 l à 55°C

	7 h 00	8 h 00	11 h 00	13 h 00	16 h 00	18 h 00	20 h 00	22 h 00
10 kWh	1.5	1.5	1	1	1.25	1.25	1.25	1.25
7 kWh	2	2				1.5		1.5
5 kWh	2.5					1.25		1.25

## II.4 Paramètres du chauffe-eau de référence pour simulation TRNSYS (deck à disposition sur disquette)

### II.4.1 Accumulateur (TYPE : N° 141)

#### II.4.1.1 Paramètres généraux

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
epstmp	0.0001	[ K ]	précision pour le calcul des températures
epsUA	1	[ % ]	précision pour le calcul des UA des échangeurs
epsmix	100	[ - ]	précision pour le processus de déstratification de la cuve
TDTSC	0	[ - ]	contrôle des températures
Nmax	0.01	[ - ]	Nombre de couche / 10'000
flag	-7	[ - ]	cuve utilisée en «fitting mode»

#### II.4.1.2 Paramètres cuve

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Volume	0.383	[ m <sup>3</sup> ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Hauteur	1.66	[ m ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Hauteur relative entrée Eau Froide	0.0194	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Hauteur relative sortie Eau Chaude	1	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Chaleur massique du fluide	4.19	[ kJ/kgK ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Masse Volumique	1 000	[ kg/m <sup>3</sup> ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Perte thermique	7.84	[ KJ/hr m <sup>2</sup> K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Conduction thermique du fluide	12.7	[ KJ/hr m K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Facteur de stratification	5.27	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Nombre de couches	100	[ - ]	= défini dans Nmax = 0.01

### II.4.1.3 Paramètres échangeur N° 1

Echangeur utilisé pour simulé le double-manteau

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Volume	0.383	[ m <sup>3</sup> ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Hauteur relative du retour capteur	0.858	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Hauteur relative de l'aller capteur	0.0482	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Chaleur massique du fluide caloporteur	3.87	[ kJ/kg K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Masse volumique du fluide caloporteur	1 023	[ kg/m <sup>3</sup> ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Capacité de transfert de chaleur	0.494	[ kJ/hr K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Perte thermique avec l'ambiance	0	[ kJ/hr m <sup>2</sup> K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Charge stratifiée	1	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
1er paramètre pour le calcul de UA	24.8	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill = bh11
2ème paramètre pour le calcul de UA	0.683	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill = bh12

### II.4.2 Corps de chauffe

Le corps de chauffe électrique du LF 4-450 est incliné à l'intérieur du chauffe-eau. Ceci crée une stratification à l'intérieur de l'accumulateur. Pour simuler ce phénomène, le SPF de Rapperswil a utilisé un échangeur de chaleur et un chauffe-eau instantané au lieu d'un corps de chauffe électrique ( le corps de chauffe électrique du TYPE 141 chauffe l'eau située au-dessus de lui de manière homogène ). L'échangeur crée une stratification équivalente au corps de chauffe électrique réel.

#### II.4.2.1 Paramètres échangeur N° 2 (TYPE: N° 141)

Echangeur utilisé pour simuler le corps de chauffe électrique

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Volume	0.001	[ m <sup>3</sup> ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Hauteur relative du retour capteur	0.924	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Hauteur relative de l'aller capteur	0.61	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Chaleur massique du fluide caloporteur	4.19	[ kJ/kg K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Masse volumique du fluide caloporteur	1 000	[ kg/m <sup>3</sup> ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Capacité de transfert de chaleur	0.2	[ kJ/hr K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Perte thermique avec l'ambiance	0	[ kJ/hr m <sup>2</sup> K ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
Charge stratifiée	0	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill
1er paramètre pour le calcul de UA	0.442	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill = bh21
2ème paramètre pour le calcul de UA	2.72	[ - ]	= valeur mesurée par le SPF de Rapperswill = bh22

#### II.4.2.2 Chauffe-eau instantané (TYPE: N° 6)

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Puissance de chauffe maximum	1 800	[ W ]	= puissance équivalente au corps de chauffe électrique
Température de consigne maximum	300	[ °C ]	= n'intervient pas dans le fonctionnement du corps de chauffe
Chaleur massique du fluide caloporteur	4.19	[ kJ/kg K ]	= constante
Perte thermique en fonctionnement	0	[ kJ/hr K ]	= constante pour simuler un corps de chauffe électrique
Rendement du chauffe-eau instantané	1	[ - ]	= constante pour simuler un corps de chauffe électrique

#### II.4.2.3 Régulation du corps de chauffe (TYPE: N° 15 & 14 & 2)

Pour simuler les différents modes de fonctionnement de la régulation du LF 4-450, une macro réunissant plusieurs types N° 15 ainsi que les types N° 14 et N° 2 a été créée. Cette macro gère :

- le mode : économique ou confort.
- la température de consigne de l'appoint.
- l'hystérèse.
- L'horaire de l'enclenchement de l'appoint.

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Température du blocage de l'appoint en mode économique	52	[ °C ]	mise à la valeur de 100 °C lors du fonctionnement en mode confort
hystérèse	4	[ °C ]	= valeur communiquée par Agena SA
Chaleur massique du fluide caloporteur	4.19	[ kJ/kg K ]	= constante
Perte thermique en fonctionnement	0	[ kJ/hr K ]	= constante pour simuler un corps de chauffe électrique
Rendement du chauffe-eau instantané	1	[ - ]	= constante pour simuler un corps de chauffe électrique

### II.4.3 Capteurs Solaires (TYPE : N° 1)

#### II.4.3.1 Paramètres

Désignation	Valeur	Unité	Remarque
Collector Mode	1	[ - ]	Rendement du capteur fonction d'une équation du 2 <sup>ème</sup> degré
Number in series	2	[ - ]	Nombre de capteur en série
Collector area	3.98	[ m <sup>2</sup> ]	Surface totale des absorbeurs
Efficiency Mode	2	[ - ]	équation du 2 <sup>ème</sup> degré fonction de la température moyenne du capteur
Tested flow rate	50	[ l/hr ]	Débit d'irrigation lors du test du capteur
Intercept efficiency	0.79	[ - ]	Constante $c_0$ pour le capteur Agena Azur 3
Efficiency slope	4.35	[ W/m <sup>2</sup> K ]	Constante $c_1$ pour le capteur Agena Azur 3
Efficiency curvature	0.015	[ W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ]	Constante $c_2$ pour le capteur Agena Azur 3
1er Order IAM	0.45	[ - ]	Facteur d'incidence

Correction effectuée sur l'équation de la droite de rendement du capteur Azur 20

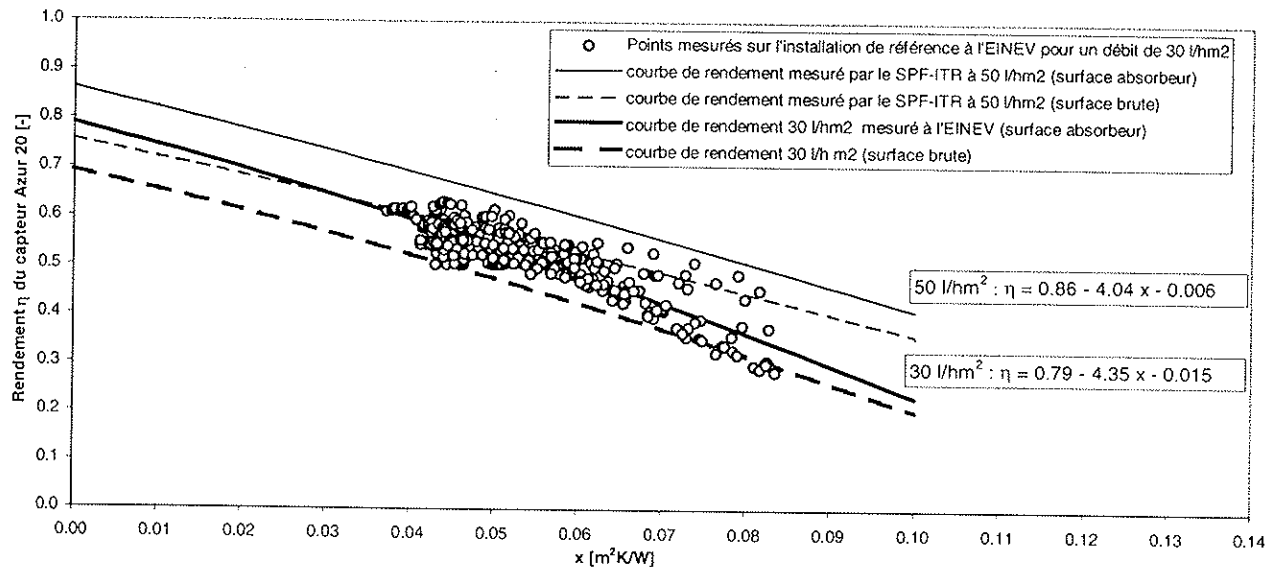


Figure A.4. Comparaison rendement mesuré à l'eivd et courbe de rendement Rapperswil

#### II.4.4 Circulateur (TYPE : N° 3)

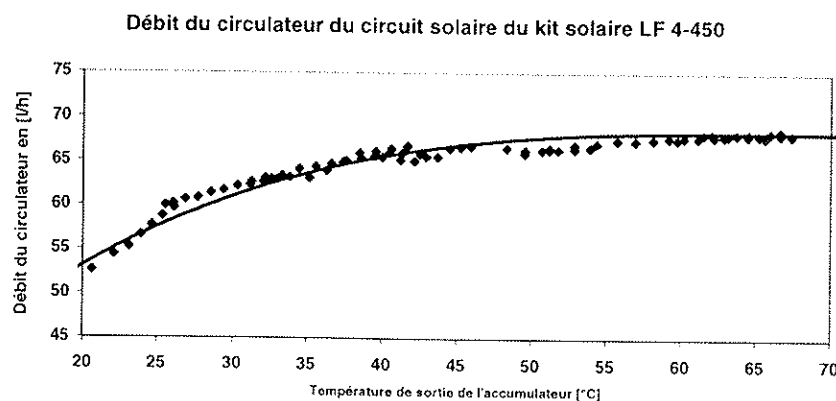


Figure A.5. Débit du circulateur  $f(T_{acc,bas})$  du kit solaire LF 4-450. Fluide utilisé : eau glycolée à 33 %. Puissance du circulateur 40 W

Le débit du circulateur du kit solaire n'est pas constant mais varie en fonction de la température de sortie du fluide de l'accumulateur. Cette augmentation résulte d'une diminution de la viscosité du fluide lorsque la température augmente, ce qui entraîne une diminution de la perte de charge. La puissance du circulateur étant constante, le débit du fluide circulant dans les capteurs augmente.

Il est important de tenir compte de cette variation de débit dans les simulations. On constate en effet que celui-ci varie de plus de 20 % selon la température du fluide. Si le débit de simulation n'était pas corrigé en permanence en fonction de la température d'entrée, la quantité d'énergie accumulée dans la cuve serait alors faussée dans les mêmes proportions. En dépouillant les mesures, nous avons calculé la régression du 3<sup>ème</sup> degré à partir de la figure A5 valable pour une température de sortie de l'accumulateur comprise entre 20 et 70°C :

$$\dot{V} = 24 + 2 \cdot T_{ac,bas} - 0.03 \cdot T_{ac,bas}^2 - 1.5 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ac,bas}^3$$

Désignation	Valeur	Unité	Remarque
Débit maximum	-	[ kg/hr ]	voir équation page précédente
Chaleur massique du fluide caloporteur	3.87	[ kJ/kg K ]	= valeur moyenne pour simulation
Puissance maximum	40	[ W ]	= constante ( mesuré sur le stand d'essai )
Coefficient de conversion	0.3	[ - ]	= constante ( valeur habituelle pour une pompe )

#### II.4.5 Température de consigne de l'appoint

La température de consigne de l'appoint est déterminée de la façon suivante : la température de l'eau soutirée ne doit pas être inférieure à 45 [°C] après 3 jours consécutifs sans ensoleillement.

	Energie soutirée		
	5 [ kWh ]	7 [ kWh ]	10 [ kWh ]
Température de consigne	59 [ °C ]	69 [ °C ]	79 [ °C ]

#### II.4.6 Conduites (TYPE : N° 31)

Les coefficients de pertes de chaleur des conduites sont très difficiles à calculer. En effet, les conduites d'aller et de retour sont situées dans la même isolation, la conduite de retour est enrobée d'une deuxième isolation. Pour déterminer ces coefficients, nous avons utilisé des valeurs donnant des pertes de conduites très proches des valeurs mesurées.

##### II.4.6.1 Conduite aller capteur

Désignation	Valeur	Unité	Remarque
Diamètre intérieur	10	[ mm ]	= mesuré sur le stand d'essai
Longueur conduite	15	[ m ]	= identique au stand d'essai
Coefficient de pertes de chaleur	5	[ W/m²K ]	= valeur identique au coefficient mesuré

##### II.4.6.2 Conduite retour capteur

Désignation	Valeur	Unité	Remarque
Diamètre intérieur	10	[ mm ]	= mesuré sur le stand d'essai
Longueur conduite	15	[ m ]	= identique au stand d'essai
Coefficient de pertes de chaleur	4.5	[ W/m²K ]	= valeur identique au coefficient mesuré

#### II.4.7 Régulation

##### II.4.7.1 Régulation de la pompe de circulation (TYPE : N° 2)

Utilisée pour l'enclenchement et le déclenchement de la pompe.

Désignation	Valeur	Unité	Remarque
Nombre d'oscillation	7	[ - ]	Valeur par défaut du TYPE N° 2
$\Delta T$ d'enclenchement	4	[ °C ]	communiqué par la maison Agena SA
$\Delta T$ de déclenchement	2	[ °C ]	communiqué par la maison Agena SA

##### II.4.7.2 Capteurs de température (TYPE : N° 141)

Désignation	Valeur	Unité	Remarque
Hauteur relative de la sonde 1	0.134	[ - ]	Utilisée pour l'enclenchement de la pompe
Hauteur relative de la sonde 2	0.3084	[ - ]	Utilisée pour l'enclenchement de l'appoint ( mode économique )
Hauteur relative de la sonde 3	0.6578	[ - ]	Utilisée pour l'enclenchement de l'appoint
Hauteur relative de la sonde 4	0.8072	[ - ]	Utilisée pour l'enclenchement de l'appoint
Hauteur relative de la sonde 5	0.9566	[ - ]	Utilisée pour l'enclenchement de l'appoint

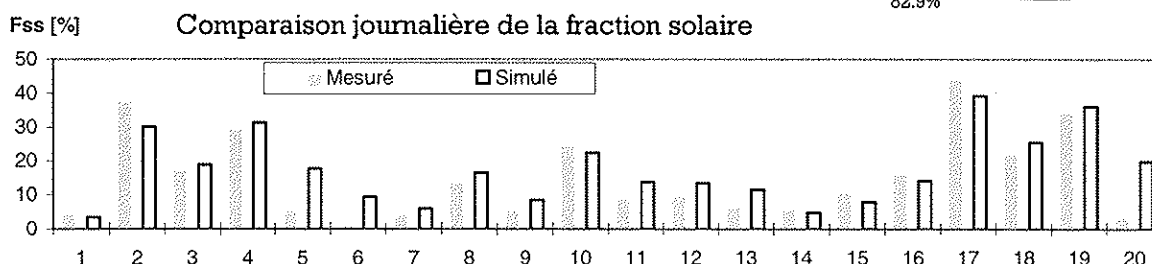
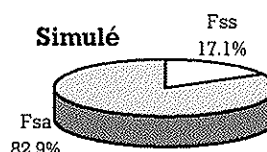
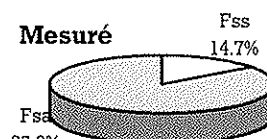
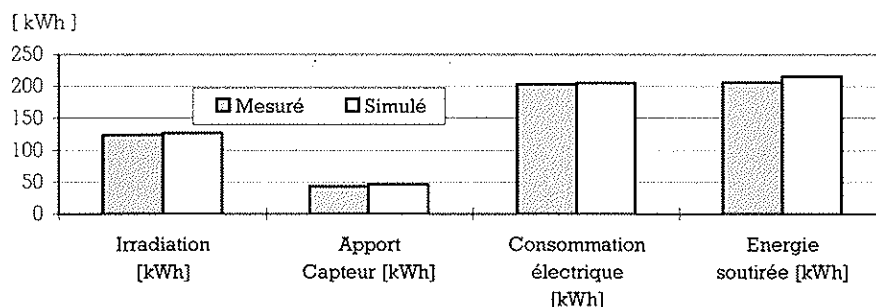
## II.5. Comparaison mesures / simulation TRNSYS

Mesures : du 28 nov. 97 au 18 déc. 97 S=10 kWh

Tappoint = 80 °C

	Irradiation [kWh]	Apport Capteur [kWh]	Consommation électrique [kWh]	Energie soutirée [kWh]
Mesuré	124	43	203	206
Simulé	127	46	205	216

Fss	Fsa
14.7	85.3
17.1	82.9

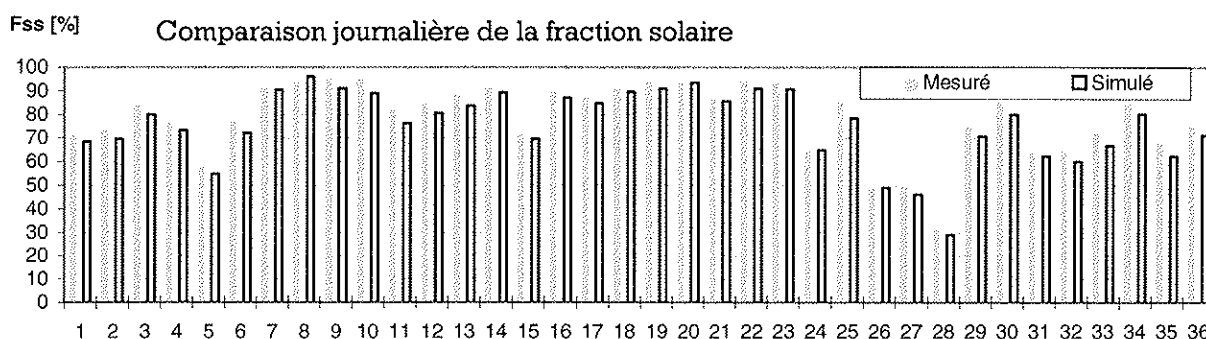
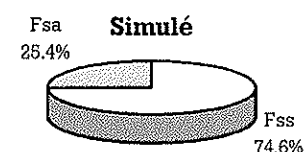
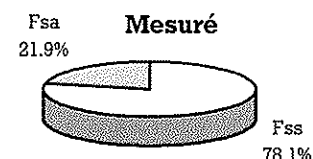
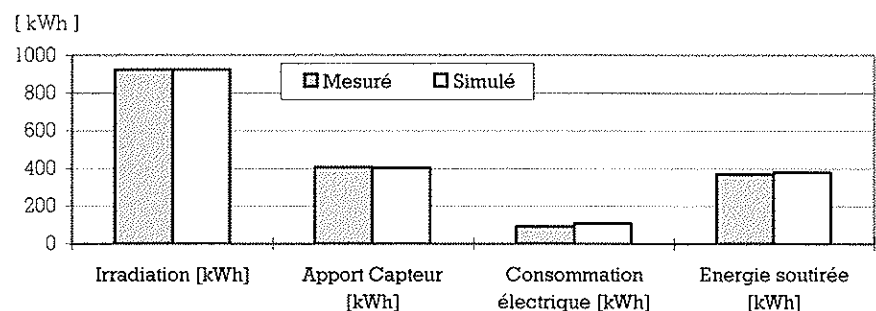


Mesures : du 3 août 97 au 8 sept. 97 S = 10 kWh

Tappoint = 80 °C

	Irradiation [kWh]	Apport Capteur [kWh]	Consommation électrique [kWh]	Energie soutirée [kWh]
Mesuré	924	407	93	371
Simulé	925	404	110	378

Fss	Fsa
78.1	21.9
74.6	25.4

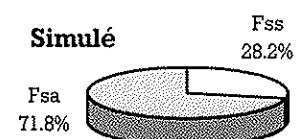
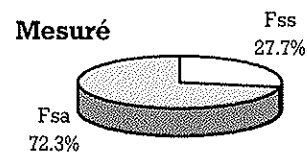
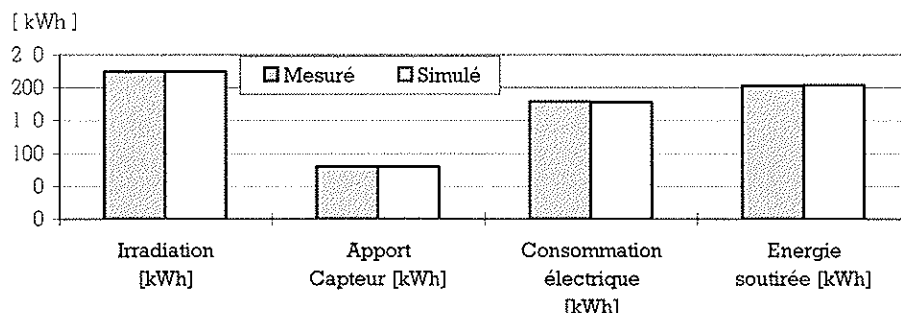


Mesures : du 6 janvier au 3 février 1998 S = 7 kwh

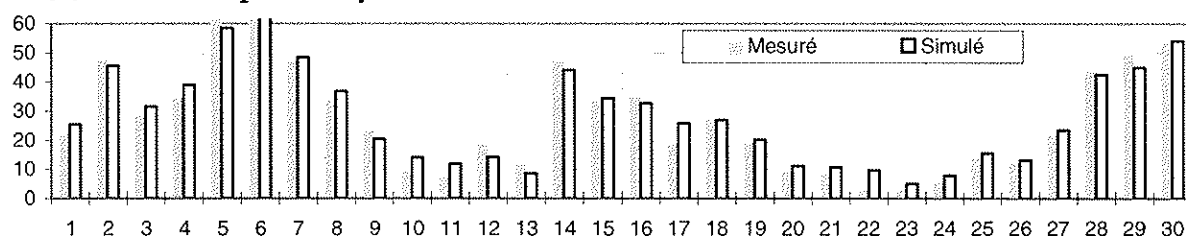
Tappoint = 70 °C

	Irradiation [kWh]	Apport Capteur [kWh]	Consommation électrique [kWh]	Energie soutirée [kWh]
Mesuré	224	80	178	203
Simulé	225	80	178	204

Fss	Fsa
27.7	72.3
28.2	71.8



Fss [%] Comparaison journalière de la fraction solaire

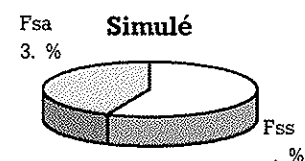
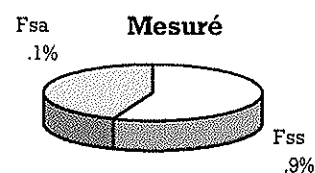
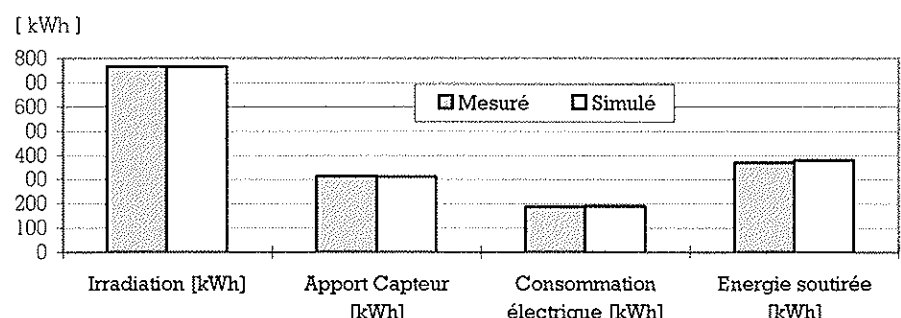


Mesures : du 10 juin 97 au 16 juil. 97 S = 10 kWh

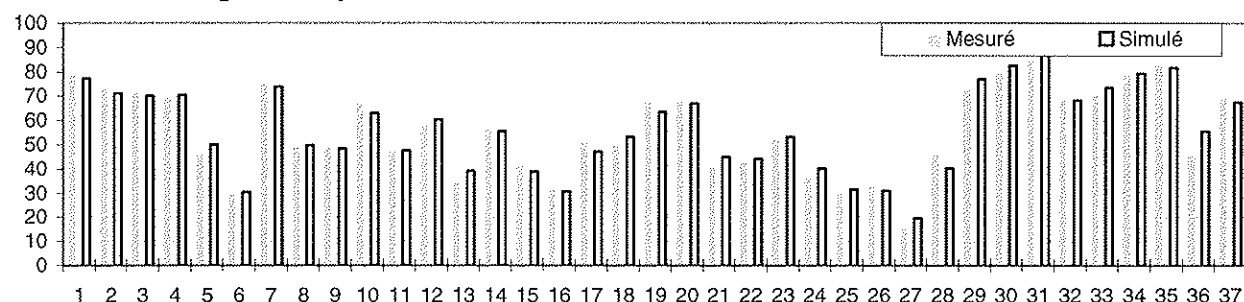
Tappoint = 83 °C

	Irradiation [kWh]	Apport Capteur [kWh]	Consommation électrique [kWh]	Energie soutirée [kWh]
Mesuré	765	315	188	369
Simulé	766	311	190	380

Fss	Fsa
55.9	44.1
56.5	43.5



Fss [%] Comparaison journalière de la fraction solaire





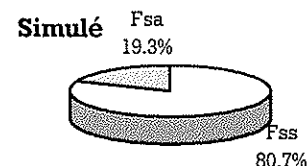
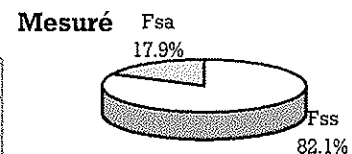
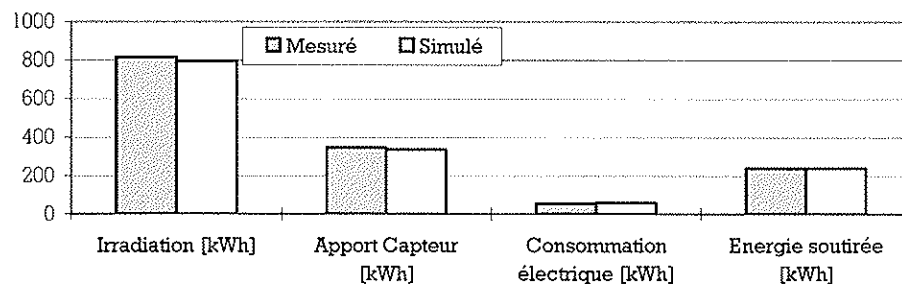
**Mesures :** du 8 février au 27 mars 1998 S = 5 kwh

T'appoint = 60 °C

	Irradiation [kWh]	Apport Capteur [kWh]	Consommation électrique [kWh]	Energie soutirée [kWh]
Mesuré	818	345	56	241
Simulé	796	337	60	240

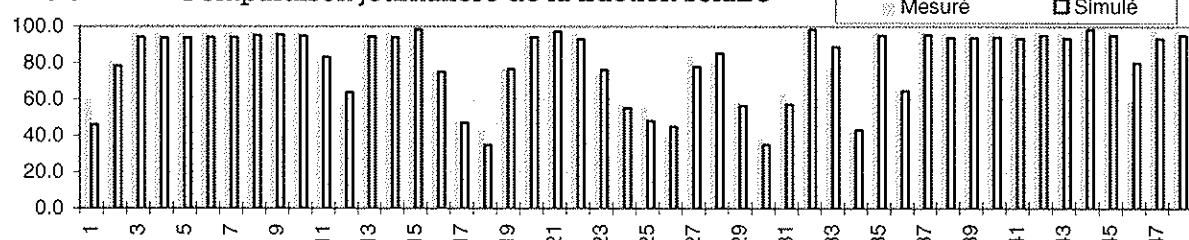
Fss	Fsa
82.1	17.9
80.7	19.3

[ kWh ]



Fss [%]

Comparaison journalière de la fraction solaire



### III Conception d'un chauffe-eau solaire économique

#### III.1 Accumulateur à eau morte

##### III.1.1 Introduction

Lors de ce mandat, nous avons testé deux types d'accumulateurs. Ces deux accumulateurs sont en polypropylène. Les avantages de ce matériau sont multiples : aucun risque de corrosion, bon marché, pré-isolé (d'où un temps de travail réduit pour la mise en œuvre). Le deuxième accumulateur a la particularité d'être de forme parallélépipédique. Il a donc, pour un volume donné, un encombrement réduit par rapport aux accumulateurs cylindriques.

##### III.1.2 Caractéristiques

	Accumulateur N° 1	Accumulateur N° 2
Volume	550 l.	500 l.
Poids	57 kg	40 kg
Matériau	Polypropylène	Polypropylène
Pertes thermiques moyennes	-	1.4 W/K

##### III.1.3 Schéma Accumulateurs ( 1/20<sup>ème</sup> )

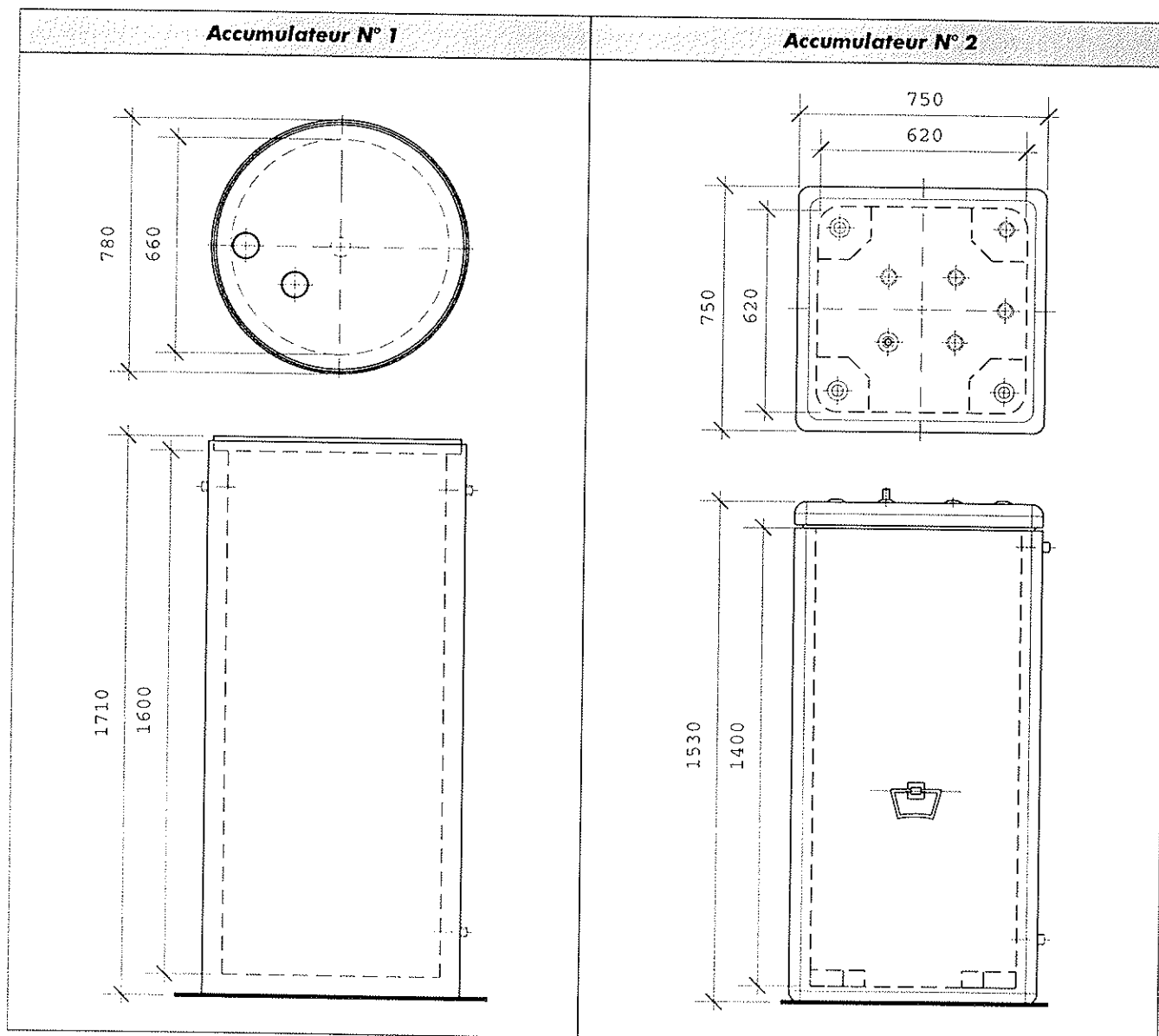


Figure A.6. Plans & élévations accumulateurs utilisés

## III.2 Echangeurs à serpentin

### III.2.1 Introduction

Nous avons fabriqué deux échangeurs de chaleur, ils sont tout deux de type échangeur à serpentin. Le premier échangeur est en cuivre d'une longueur de 42 m. Cet échangeur est sous-dimensionné, de plus, l'utilisation du cuivre pose des problèmes de corrosion (couple galvanique) en cas d'utilisation de conduite en acier galvanisé pour la distribution sanitaire. Ces problèmes ont été résolus en utilisant, comme échangeur de chaleur, un serpentin à très grande surface d'échange ( $16 \text{ m}^2$ ) réalisé à l'aide d'un tube métalloplastique Mepla®. Ce tube a l'avantage d'être assez rigide et d'être mis en forme de la même manière qu'un échangeur métallique, solution la plus simple pour la réalisation d'un prototype. Il est composé, en fait, de trois échangeurs à serpentin de diamètres différents en parallèle. Le débit, passant dans chaque échangeur, est ainsi divisé par trois. La longueur est la longueur maximale qu'il est possible d'installer dans l'accumulateur.

### III.2.2 Caractéristiques

Désignation	Unités	Echangeur N° 1	Echangeur N° 2
Matière	[ - ]	cuivre	tube composite PE-Al-PEHD
Fabricant	[ - ]	-	Fluid Air Energy SA
$\varnothing_{\text{ext}}$ tuyau	[ mm ]	22	20
$\varnothing_{\text{int}}$ tuyau	[ mm ]	20	15
Longueur	[ m ]	42	257
Nbre spires	[ - ]	24	55
Surface	[ $\text{m}^2$ ]	2.9	16.16
Volume	[ l ]	16	81
coefficient $k_{\text{matière}}$	[ W/mK ]	390	0.43
coefficient $k_{\text{paroi}}$	[ W/mK ]	370	0.43

Figure A. 7. Caractéristiques des échangeurs utilisés

### III.2.3 Schémas Echangeurs ( 1/20<sup>ème</sup> )

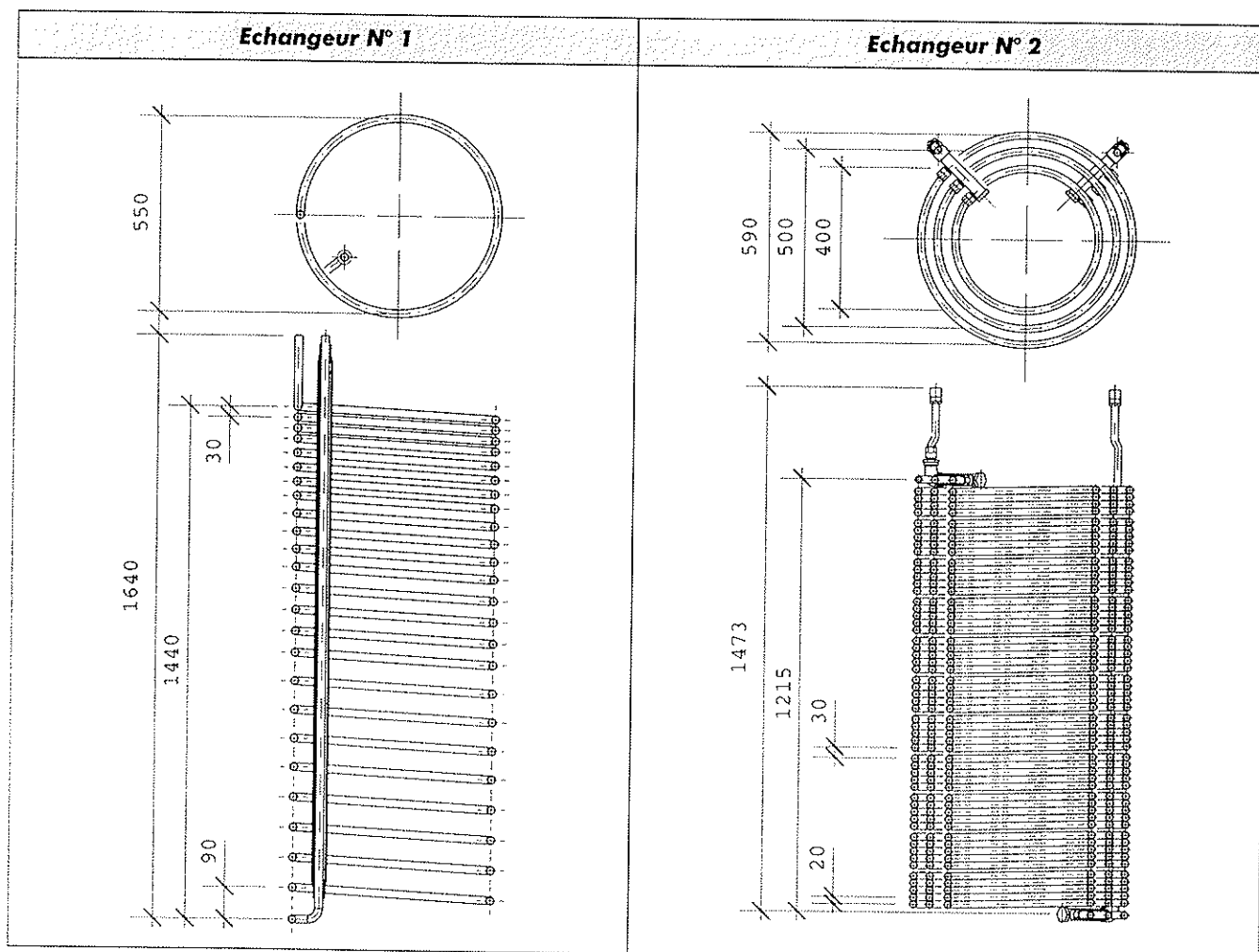


Figure A.8. Plans & élévations échangeurs testés

### III.3 Pipes de stratification

#### III.3.1 Essais des pipes de stratification

##### III.3.1.1 Introduction

Les débits utilisés pour les chauffe-eau solaires à accumulateur stratifié sont généralement compris entre 7 et 25 [ l/hm<sup>2</sup> ]. Pour notre solution, nous avons retenu un débit d'irrigation de 10 [ l/hm<sup>2</sup> ]. En considérant que notre prototype aura 4 [ m<sup>2</sup> ] de capteur solaire, nous aurons un débit total de 40 [ l/h ]. Malheureusement, la littérature à notre disposition ne cite aucune expérience avec ce débit. Donc, un banc d'essai a été monté pour pouvoir tester différentes pipes de stratification.

Ce banc permet autant une étude qualitative que quantitative de la stratification. Il comprend un tube Plexiglas transparent, un Unistat Tango ( appareil comprenant une pompe, un corps de chauffe et un groupe frigorifique intégré ), ainsi qu'un circuit hydraulique permettant le remplissage, le déroulement de l'expérience et la vidange. 12 thermocouples type K ainsi qu'un débitmètre ont été installés pour l'étude quantitative. L'étude qualitative se fait à l'aide d'une seringue, qui permet l'injection d'un colorant et on peut ainsi observer le phénomène d'éjection latérale d'eau chaude (ou tiède) de la pipe de stratification.

Pour tester ces différentes pipes de stratification, on remplit initialement le tube plexi d'eau de bas en haut avec température décroissante, l'eau contenue dans le tube plexi est ainsi stratifiée. Puis on injecte de l'eau à température intermédiaire par la pipe de stratification et on observe la destratification de l'eau contenue dans le tube plexi.

##### III.3.1.2 Banc d'essai pour pipes de stratification

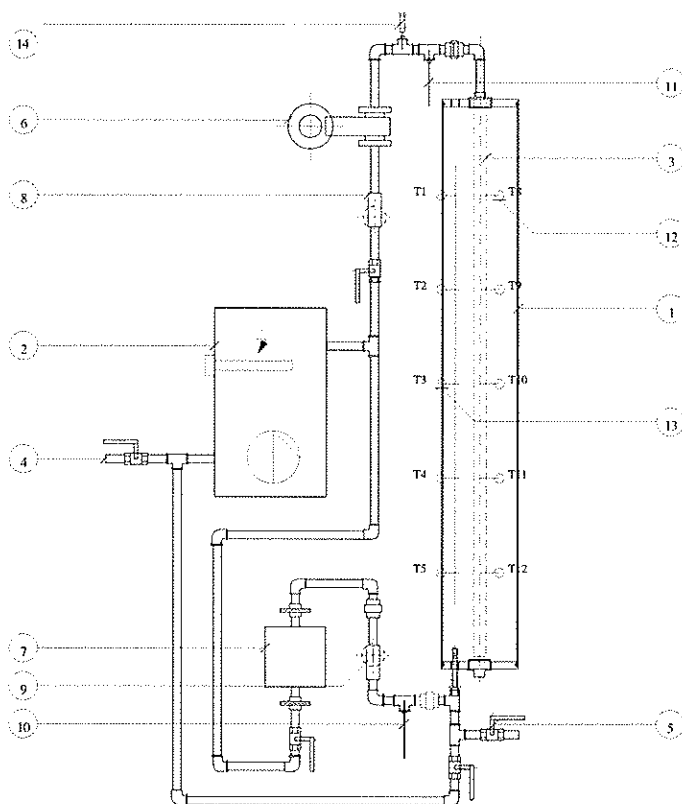


Figure A.9. Banc d'essai « pipes de stratification »

N°	Désignation
1	Tube Plexiglas transparent $\phi$ 25 cm longueur = 175 cm
2	Unistat Tango
3	Pipe de stratification
4	Eau froide réseau pour remplissage
5	Vidange
6	Débitmètre Krohne ( pour mesure débit d'injection )
7	Rotamètre ( pour mesure débit de remplissage )
8	Vanne de réglage T-A pour réglage débit d'injection
9	Vanne de réglage T-A pour réglage débit de remplissage
10	Thermocouple type K pour temp. remplissage ou temp. sortie tube Plexi
11	Thermocouple type K pour temp. injection
12	Thermocouples type K pour temp. à l'intérieur de la pipe de stratification
13	Thermocouples type K pour temp. à l'intérieur du tube Plexiglas
14	Seringue pour injection colorant

Figure A.10. Légende du schéma du banc d'essai « pipes de stratification »

### III.3.2 Pipes de stratification testées

#### III.3.2.1 Introduction

D'après les travaux de Gary et Loerke, deux solutions sont possibles pour réaliser des pipes de stratification :

- Section flexible et poreuse.
- Section rigide percée d'une multitude de trous.

Notre travail s'est essentiellement porté sur la deuxième solution, car trouver des matières poreuses synthétiques s'est révélé impossible. Donc, les pipes testées ont été réalisées en tube PVC de différents diamètres.

#### III.3.2.2 Schéma pipe de stratification

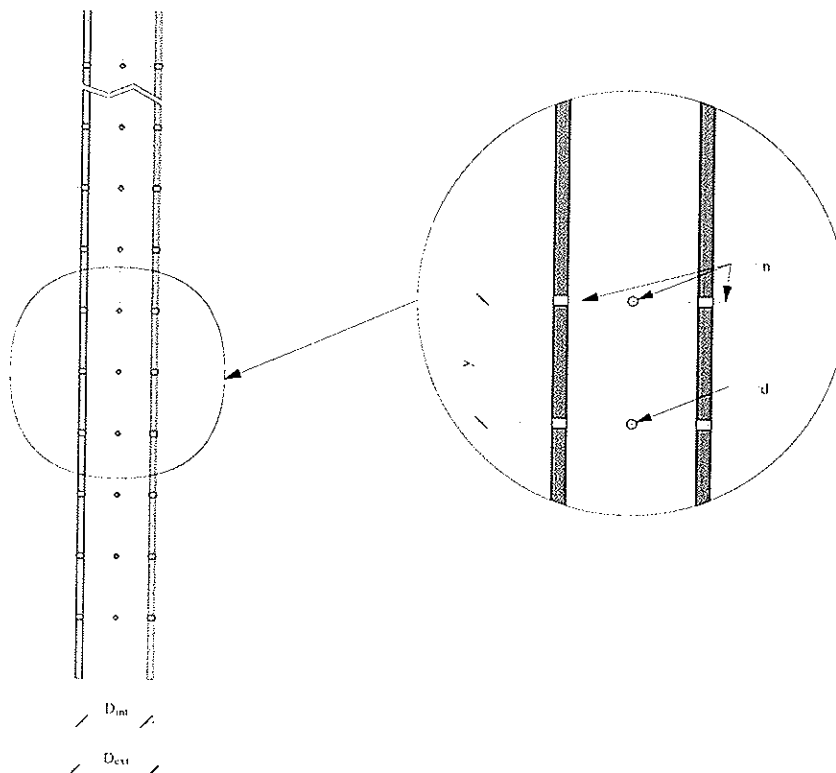


Figure A.11. Schéma des pipes de stratification

## III.3.3.3 Caractéristiques des pipes testées

N° pipe	Matériaux	$D_{ext}$ [mm]	$D_{int}$ [mm]	y [mm]	d [mm]	n [-]
		Diamètre extérieur de la pipe	Diamètre intérieur de la pipe	Distance entre série de trous	Diamètre des trous	nombre de trous par série
1	treillis Inox	43	42	-	0.63	-
2	treillis Inox	23	22	-	0.63	-
3	PVC	25	21	50	3	4
4	PVC	25	21	50	3	8
5	PVC isolé	25	21	50	3	8
6	PVC	25	21	25	2	4
7	PVC	25	21	50	2	4
8	PVC	25	21	12.5	2	4
9	PVC	32	28	25	2	4
10	Mepla	32	26	25	2	4

Figure A.12. Caractéristiques des pipes de stratification utilisées

## III.3.4 Résultats obtenus

## III.3.4.1 Introduction

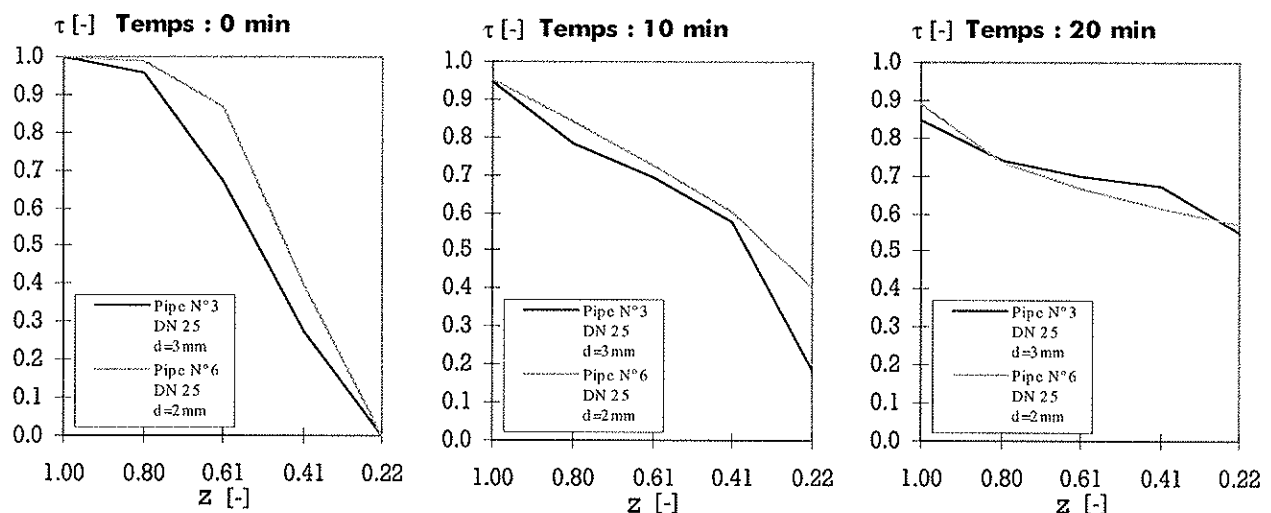
Pour comparer l'évolution de la stratification en fonction de différentes pipes de stratification, deux paramètres adimensionnels ont été définis :  $\tau$  caractérisant la stratification et  $z$  la position relative du point de mesure.

$$\tau = \frac{T - T_{min,initial}}{T_{max,initial} - T_{min,initial}} \quad z = \frac{Y}{H}$$

avec :

- T = Température indiquée par le thermocouple.
- $T_{max,initial}$  = Température maximale dans le tube plexi au début de l'injection.
- $T_{min,initial}$  = Température minimale dans le tube plexi au début de l'injection.
- Y = Distance entre les différents thermocouples (5) et la base du tube plexi.
- H = Hauteur du tube plexi.

## III.3.4.2 Evolution de la stratification en fonction de d (injection à température intermédiaire)

Figure A.13. Evolution de la stratification en fonction de  $z$  à trois instants, pour  $T_{injection} = T_{intermédiaire}$  ; paramètre : d

On voit sur les graphiques que la pipe N° 3 destratifie légèrement plus l'eau contenue dans le tube plexi que la pipe N° 6 (Température plus basse en haut du tube). En injectant du colorant, nous notons le même phénomène: nous voyons de petites fuites d'eau colorée en haut de la pipe de stratification.

### III.3.4.3 Evolution de la stratification en fonction de $y$ (injection à température intermédiaire)

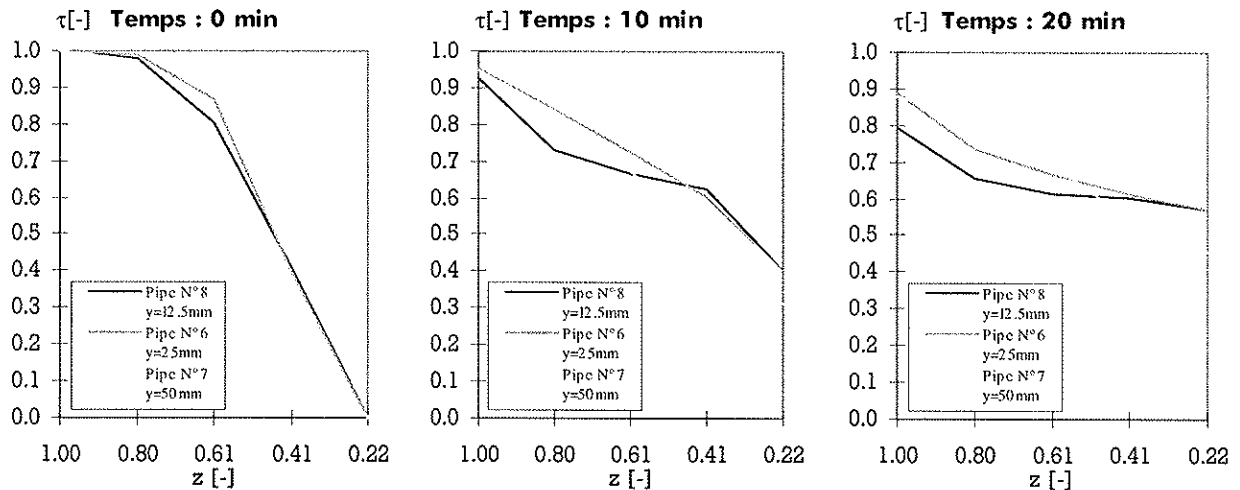


Figure A.14. Evolution de la stratification en fonction de  $z$  à trois instants, pour  $T_{\text{injection}} = T_{\text{intermédiaire}}$  ; paramètre :  $y$

Nous constatons très nettement que la pipe N° 8 destratifie nettement plus l'eau contenue dans le tube plexi que les deux autres pipes. La pipe N° 7 destratifie moins que les autres, le haut du tube plexi, malheureusement en injectant du colorant, nous notons qu'une grande partie du fluide injecté sort au bas de la pipe de stratification et est directement aspirée par la pompe, le fluide circule sans modifier les différentes températures de l'eau contenue dans le tube plexi !

### III.3.4.4 Evolution de la stratification en fonction de $D_{\text{ext}}$ (Injection à température Intermédiaire)

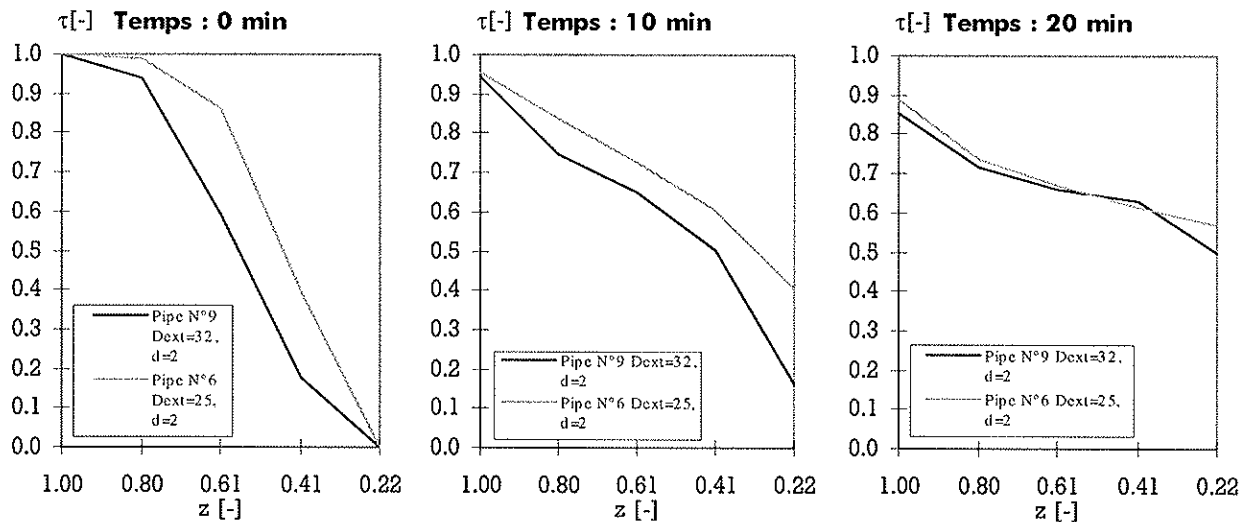


Figure A.15. Evolution de la stratification en fonction de  $z$  à trois instants, pour  $T_{\text{injection}} = T_{\text{intermédiaire}}$  ; paramètre :  $D_{\text{ext}}$

En augmentant le diamètre, nous constatons que la stratification du fluide dans le tube plexi est mieux conservée: la température du haut du tube plexi diminue moins avec la pipe N° 9 que pour la pipe N° 6.

### III.3.4.5 Conclusion

La pipe N° 9 donne de meilleurs résultats que toutes les autres pipes testées, nous l'utiliserons donc pour notre chauffe-eau dans une version légèrement modifiée. Nous avons constaté que le PVC avait une tendance à flamber lors d'injection de fluide très chaud ( 90°C ) ; nous remplacerons donc le PVC par du Geberit Mepla de mêmes dimensions, cette pipe en Mepla est appelée pipe de stratification N° 10.

### III.4 Système «Drain-back»

#### III.4.1 Introduction

La protection antigel du chauffe-eau sera assurée grâce un système « drain-back » : le fluide caloporteur situé dans les capteurs redescend automatiquement dans l'accumulateur lorsque la pompe s'arrête. Pour utiliser ce système, nous avons du modifier le raccordement utilisé habituellement pour les capteurs solaires Azur d'Agena. De plus, nous avons installé un petit tube à la sortie du deuxième capteur pour la mise en pression atmosphérique du système. Les conduites doivent être posée avec une pente minimale de 2%, pour éviter toute formation de bouchon de glace dans les conduites en saison hivernale.

#### III.4.2 Schéma hydraulique

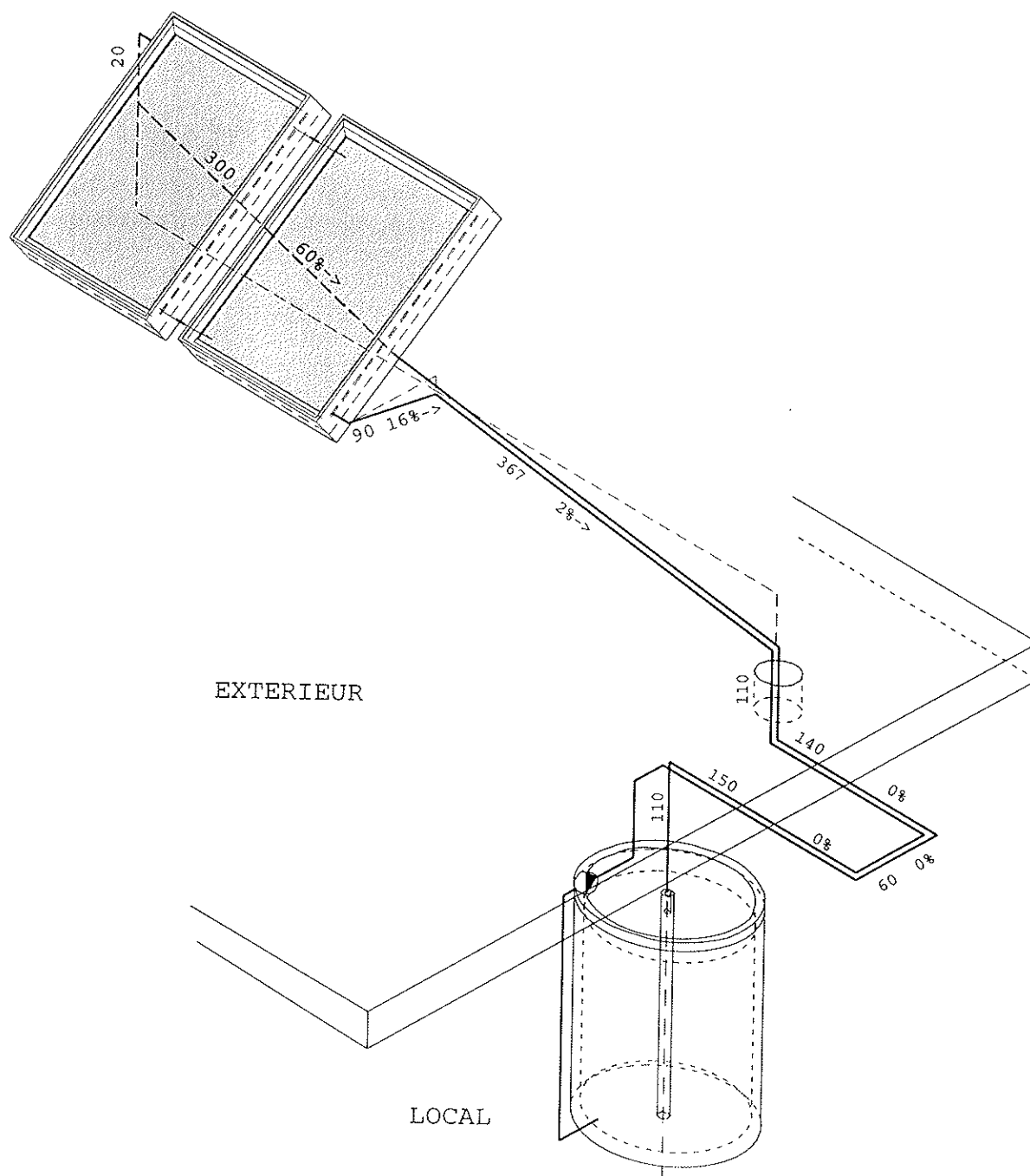


Figure A.16. Schéma raccordement hydraulique «drain-back »



### III.5 Régulation «évoluée»

#### III.5.1 Principe de fonctionnement

La température d'enclenchement de l'appoint est calculée en soustrayant la température du bas de l'accumulateur  $T_{\text{bas,cuve}}$  à une température de consigne  $T_{\text{consigne}}$ . De plus, la température d'enclenchement / déclenchement ne peut varier qu'entre deux températures limites ( $T_{\text{limite,bas}}$  et  $T_{\text{limite,haut}}$ ). La régulation fixe l'enclenchement de celui-ci entre minuit et 6 h (tarif nocturne). La température de consigne est calculée de manière à garantir une température minimum de 45 °C lors du dernier soutirage de la journée. L'enclenchement et le déclenchement de la pompe sont effectués par une simple régulation  $\Delta T$ . Nous utilisons la sonde de température  $T_{\text{bas,cuve}}$  pour mesurer la température de l'accumulateur.

#### III.5.2 Schéma

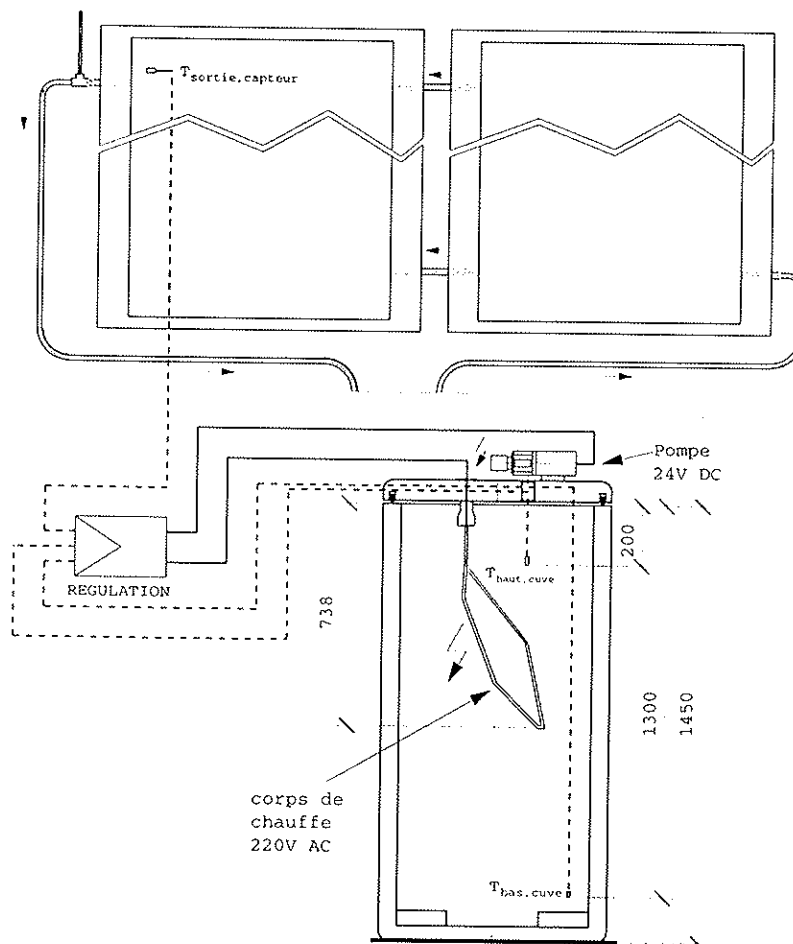


Figure A.17. Schéma Régulation évoluée

#### III.5.3 Equations

$$\begin{aligned}
 E_{\text{elec.pompe}} &= 1 \quad \text{SI} \quad T_{\text{sortie,capteur}} > T_{\text{bas,cuve}} + \Delta T_{\text{capteur,up}} \\
 E_{\text{elec.pompe}} &= 0 \quad \text{SI} \quad T_{\text{sortie,capteur}} < T_{\text{bas,cuve}} + \Delta T_{\text{capteur,low}} \\
 E_{\text{elec.corpsdechauffe}} &= 1 \quad \text{SI} \quad T_{\text{haut,cuve}} < T_{\text{limite,bas}} \quad \text{OU} \quad T_{\text{haut,cuve}} < T_{\text{consigne}} - T_{\text{bas,cuve}} + \Delta T_{\text{appoint}} \\
 E_{\text{elec.corpsdechauffe}} &= 0 \quad \text{SI} \quad T_{\text{haut,cuve}} > T_{\text{limite,haut}} \quad \text{OU} \quad T_{\text{haut,cuve}} > T_{\text{consigne}} - T_{\text{bas,cuve}} + \Delta T_{\text{c.chao}}
 \end{aligned}$$

#### III.5.4 Valeurs de consigne

Soutirage	$T_{\text{limite,bas}}$	$T_{\text{limite,haut}}$	$T_{\text{consigne}}$	$\Delta T_{\text{appoint}}$	$\Delta T_{\text{capteur,up}}$	$\Delta T_{\text{capteur,low}}$
10	67	80	103	2	5	1.5
7	62	72	92	2	5	1.5
5	55	68	92	2	5	1.5

Figure A.18. Valeurs de consigne de la régulation évoluée pour les différents soutirages

### III.6 Paramètres pour la simulation avec TRNSYS

#### III.6.1 Accumulateur (TYPE : N° 60)

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Fraction of critical time step	6	[ - ]	précision pour le calcul des bilans d'énergie
Volume	0.5	[ m³ ]	Valeur du fabricant
Hauteur	1.43	[ m ]	Valeur du fabricant
Hauteur du retour capteur	1.4	[ m ]	Mesuré sur le stand d'essai
Hauteur de l'aller capteur	0.15	[ m ]	Mesuré sur le stand d'essai
Chaleur massique du fluide	4.19	[ kJ/kg K ]	fluide = eau
Masse volumique du fluide caloporteur	1 000	[ kg/m³ ]	fluide = eau
Coefficient de pertes thermiques	0.36	[ W/m² K ]	Valeur du fabricant
Conductivité thermique du fluide	0.65	[ W/mK ]	fluide = eau
Conductivité de destratification	0.5	[ W/mK ]	calculée avec la relation du manuel TRNSYS
Hauteur du corps de chauffe	0.662	[ m ]	Mesurée sur le stand d'essai
Hauteur du thermostat	1.2	[ m ]	Mesurée sur le stand d'essai
Puissance maximum du corps de chauffe	2	[ kW ]	Mesurée sur le stand d'essai

#### III.6.2 Echangeur (TYPE : N° 60)

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Hauteur Entrée Eau Froide	0.1	[ m ]	Mesuré sur le stand d'essai
Hauteur Sortie Eau Chaude	1.4	[ m ]	Mesuré sur le stand d'essai
Øint	15	[ mm ]	Valeur du fabricant
Øext	20	[ mm ]	Valeur du fabricant
conductivité thermique matière	0.43	[ W/mK ]	Valeur du fabricant
conductivité thermique paroi	0.43	[ W/mK ]	Valeur du fabricant
<b>Echangeur N° 1</b>			
Longueur	102	[ m ]	Mesurée sur le stand d'essai
Surface	6.41	[ m² ]	Calculée en fonction de la longueur
<b>Echangeur N° 2</b>			
Longueur	86	[ m ]	Mesurée sur le stand d'essai
Surface	5.4	[ m² ]	Calculée en fonction de la longueur
<b>Echangeur N° 3</b>			
Longueur	69	[ m ]	Mesurée sur le stand d'essai
Surface	4.34	[ m² ]	Calculée en fonction de la longueur

#### III.6.3 Capteurs solaires (TYPE : N° 1)

Désignation	Valeur	Unité	Remarque
Collector Mode	1	[ - ]	Rendement du capteur fonction d'une équation du 2 <sup>ème</sup> degré
Number in series	2	[ - ]	Nombre de capteur en série
Collector area	3.98	[ m² ]	Surface totale des absorbeurs
Efficiency Mode	2	[ - ]	Equation du 2 <sup>ème</sup> degré fonction de la temp moyenne du capteur
Tested flow rate	50	[ l/hr ]	Débit d'irrigation lors du test du capteur
Intercept efficiency	0.86	[ - ]	Constante c <sub>0</sub> pour le capteur Agena Azur 3
Efficiency slope	4.35	[ W/m²K ]	Constante c <sub>1</sub> pour le capteur Agena Azur 3
Efficiency curvature	0.006	[ W/m²K² ]	Constante c <sub>2</sub> pour le capteur Agena Azur 3
1 <sup>er</sup> Order IAM	0.45	[ - ]	Facteur d'incidence

#### III.6.4 Conduites (TYPE : N° 31)

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Longueur	15	[ m ]	Mesurée sur le stand d'essai
Øint	10	[ mm ]	Mesuré sur le stand d'essai
Pertes thermiques Conduites Aller	4	[ W/m² K ]	Calculées
Pertes thermiques Conduites Retour	3.1	[ W/m² K ]	Calculées

## III.7 Mesures, simulation et comparaison avec Agena LF 4-450

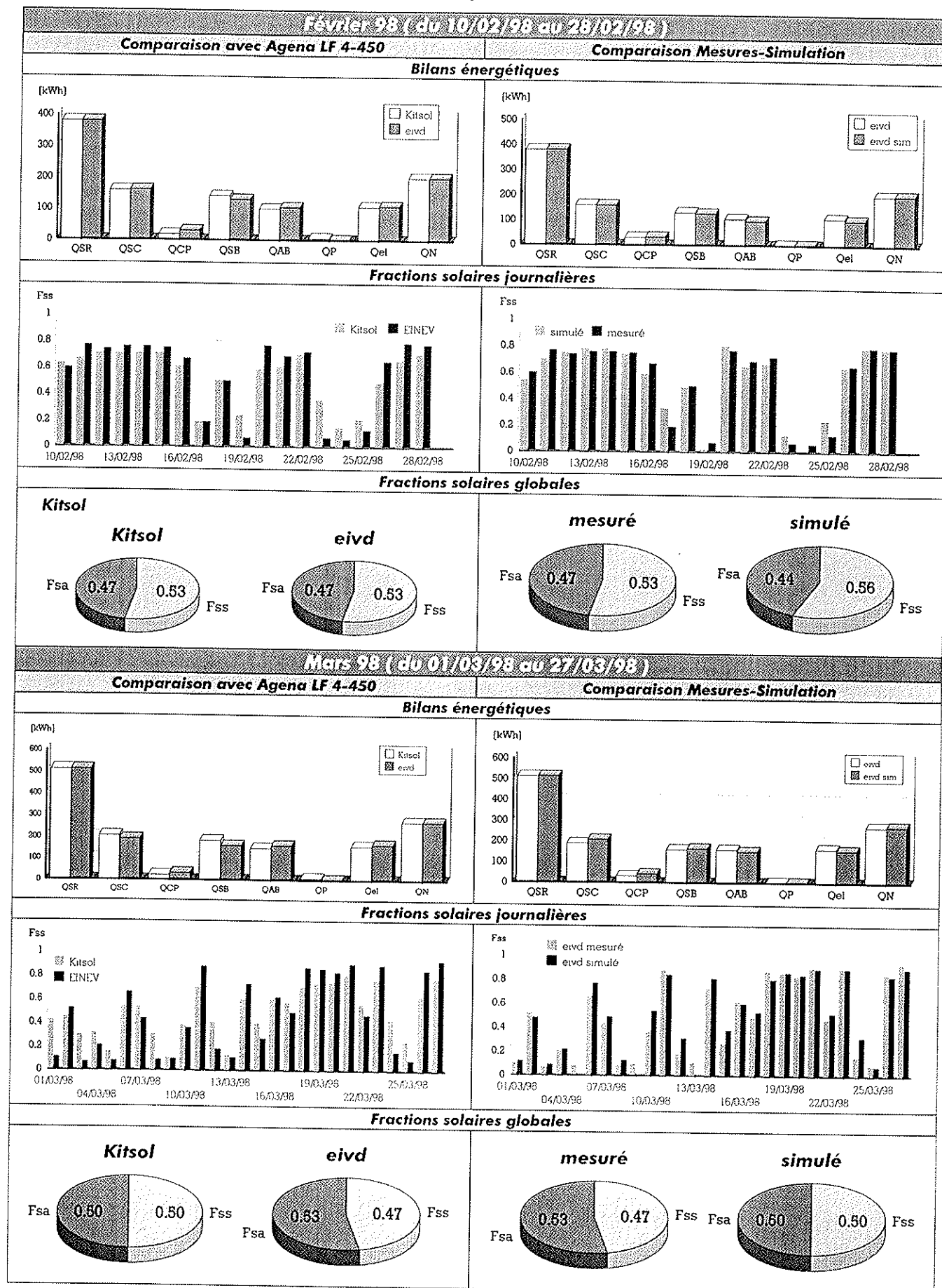


Figure A.19. Mesures, comparaison et simulation avec le kit LF 4-450 d'Agena

### III.8 Optimisation

#### III.8.1 Position du corps de chauffe

Pour optimiser la position du corps de chauffe, nous avons simulé le chauffe-eau eivd en faisant varier cette position entre 35 et 75 cm. L'enclenchement / déclenchement de l'appoint s'effectue en fonction d'une température de consigne par hypothèse fixe. Cette température de consigne de l'appoint, déterminée pour satisfaire une température minimale de soutirage de 45 °C est calculée en fonction de la position du corps de chauffe (mesurée depuis le bas de l'accumulateur).

Position du corps de chauffe	Hauteur du thermostat	Température de consigne
[cm]	[cm]	[°C]
35	40	67
45	50	68
55	60	73
65	70	77
75	80	80

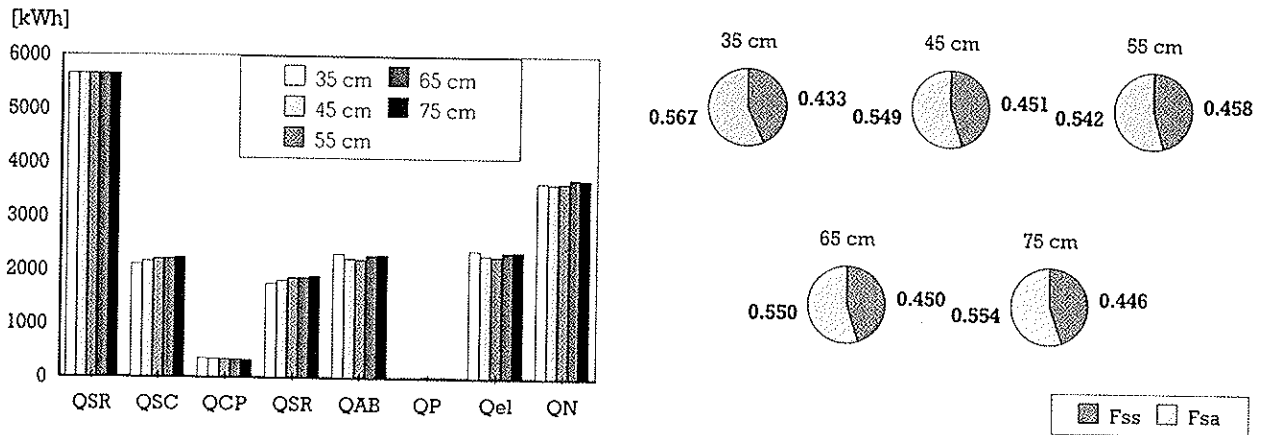


Figure A.20. Bilans énergétiques et fraction solaires annuelles en fonction de la position du corps de chauffe (régulation  $\Delta T$ )

#### III.8.2 Régulation évoluée

Pour cette position optimum de 55 cm, nous avons simulé différents modes de régulation évoluée (tenant compte de la température de la partie non chauffée de la cuve). L'équation définissant la régulation a la forme générale suivante:

$$T_{cons,calc} = T_{consigne} - \left( \frac{T_{bas,cuve}}{a} \right)^b \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Valeurs simulées :

Régulation	$T_{consigne} [^{\circ}\text{C}]$	$a$	$b$
1	75	15	2
2	79	4	1
3	76	20	3
$\Delta T$	74	1	0

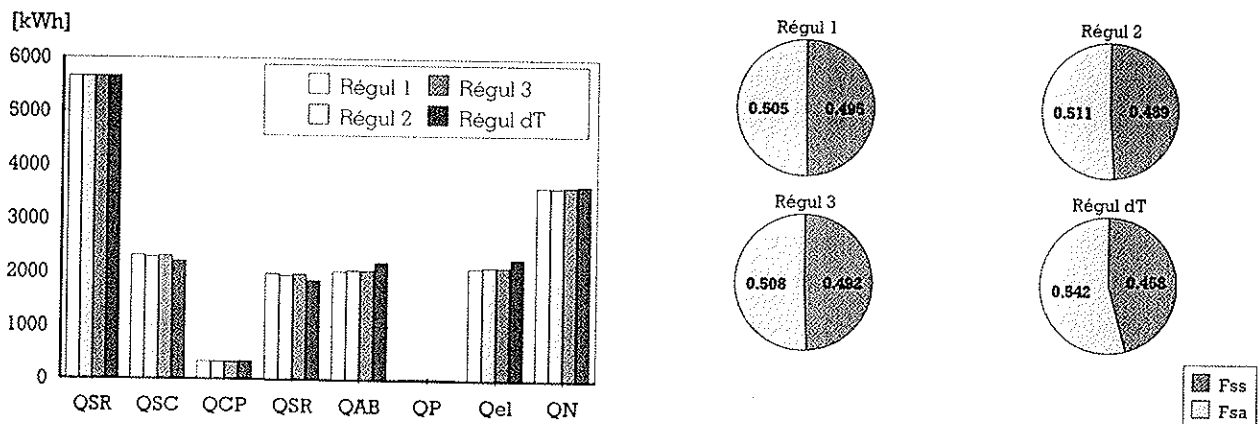


Figure A.21. Bilans énergétiques et fraction solaires annuelles en fonction du mode de régulation

## III.8.3 Echangeur de chaleur

L'échangeur métallique retenu pour cette optimisation, est un échangeur à paroi fine en acier inoxydable. Le tuyau est ondulé pour augmenter la surface d'échange. Cet échangeur a les caractéristiques suivantes :

Désignation	Valeur	Unité	Remarques
Hauteur Entrée Eau Froide	0.1	[ m ]	Prévue pour modification future
Hauteur Sortie Eau Chaude	1.4	[ m ]	Prévue pour modification future
Øint	38	[ mm ]	Valeur du fabricant
Øext	40	[ mm ]	Valeur du fabricant
Øext des ailettes	44	[ mm ]	Valeur pour simuler les ondulations
Nbre d'ailettes par mètre	50	[ 1/m ]	Valeur pour simuler les ondulations
Coef. de conductivité thermique	13.5	[ W/mK ]	Valeur du fabricant
Coef. transfert de chaleur paroi	13.5	[ W/mK ]	Valeur du fabricant
Longueur	45	[ m ]	Prévue pour modification future
Surface	7.2	[ m <sup>2</sup> ]	Valeur du fabricant

Figure A.22. Valeurs utilisées pour simulations TRNSYS de l'échangeur inox «ondulé»

Cet échangeur a été simulé avec une position du corps de chauffe à 55 cm du bas de l'accumulateur et deux types de régulation :

Régulation	T <sub>consigne</sub> [°C]	a	b
1	73	1	0
2	72	15	2

Figure A. Valeurs utilisées pour simulation TRNSYS de la régulation évoluée avec échangeur inox «ondulé»

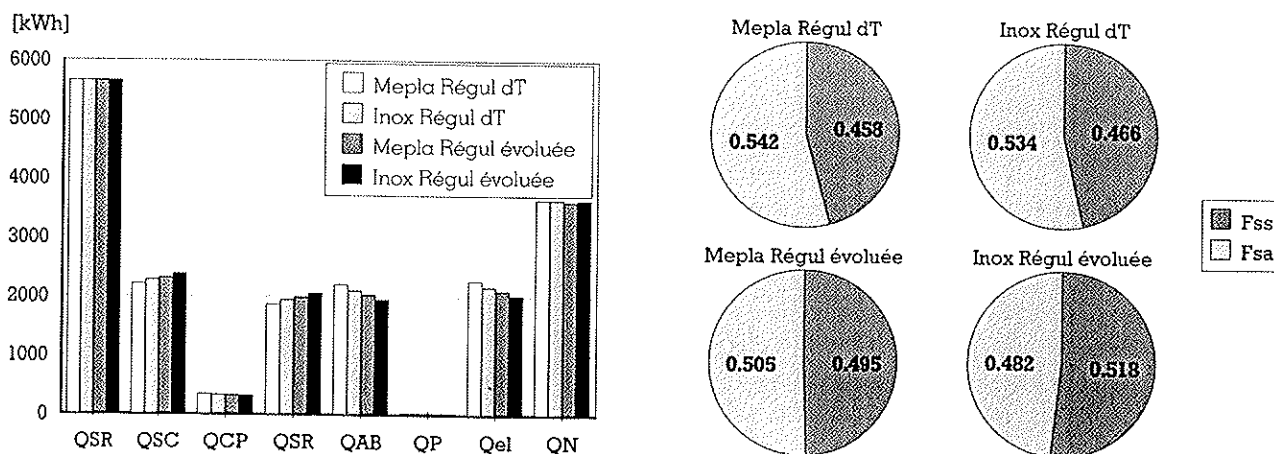


Figure A.23. Bilans énergétiques et fraction solaires annuelles pour l'échangeur inox «ondulé»

## III.8.4 Coût annuel

## III.8.4.1 Introduction

L'approche la plus complète pour l'étude économique des systèmes solaires est la méthode «life cycle cost». Cette méthode effectue la somme de tous les coûts associés au système de production d'énergie pendant sa durée de vie ou pendant une certaine période analysée. L'idée de base du «life cycle cost» est : « les coûts futurs sont actualisés aux coûts présents en calculant à quel taux d'escompte du marché ils devraient être placés pour obtenir le fonds nécessaires à l'amortissement global ». Cette méthode inclut le taux d'inflation pour estimer les dépenses futures. Elle ne peut inclure que les coûts majeurs, ou tous les détails significatifs.

Dans la pratique, cette méthode peut être simplifiée. Par exemple, le «cash-flow» peut être calculé pour chaque année et le «life cycle cost» est obtenu en escomptant chaque «cash flow» annuel à la valeur présente et en calculant la somme de ces «cash flow» escompté. Lorsque les valeurs actuelles de tous les coûts futurs des différentes configurations ont été calculées, la configuration ayant le «life cycle cost» le plus faible est la plus économique. Les résultats obtenus avec cette méthode dépendent fortement de l'estimation des coûts futurs.

Donc, le coût annuel peut être exprimé de la manière suivante :

coût annuel = annuité sur le coût d'investissement net + coût de l'énergie d'appoint + frais de maintenance - annuités des subventions

Et le prix du kWh thermique d'énergie soutiré est calculé avec la relation ( N = durée d'amortissement) :

$$\text{Prix du kWh} = \frac{\sum_{N}^{\text{coût annuel}}}{\sum_{N}^{\text{soutirage annuel}}} \left[ \frac{\text{Frs}}{\text{kWh}} \right]$$

## III.8.4.2 Valeurs utilisées

Designation	Abréviation	Valeur utilisée	Unité
Investissement en capital	I	Coût rendu-posé du chauffe-eau	[ Frs ]
Subventions publiques	S	2 000	[ Frs ]
Taux d'intérêt	i	0.05	[-]
Taux d'inflation	d	0.02	[-]
Prix de l'électricité	C <sub>el</sub>	0.115	[ Frs/kWh ]
Taux d'inflation du prix de l'électricité	d <sub>el</sub>	0.02	[-]
Durée d'amortissement	N	Durée de vie	[année]
Soutirage annuel	Q <sub>N,a</sub>	Q <sub>N,a</sub> = Q <sub>N</sub> · 365	[kWh / an ]
Taux d'annuité	a	$\frac{1}{a} = \frac{1}{i-d} \left[ 1 - \left( \frac{1+d}{1+i} \right)^N \right]$	[-]
Coût annuel d'énergie d'appoint	C <sub>A</sub>	C <sub>A</sub> = C <sub>el</sub> · Q <sub>el</sub>	[ Frs ]
Annuité sur le coût d'investissement net	C <sub>I</sub>	C <sub>I</sub> = a · I	[ Frs ]
Frais de maintenance	C <sub>M</sub>	C <sub>M</sub> = 0	[ Frs ]
Annuité des subventions	C <sub>S</sub>	C <sub>S</sub> = a · S	[ Frs ]
Coût total annuel	C <sub>TA</sub>	C <sub>TA</sub> = C <sub>I</sub> + C <sub>A</sub> + C <sub>M</sub> - C <sub>S</sub>	[ Frs ]
Life cycle cost	L <sub>cc</sub>	L <sub>cc</sub> = $\sum_{N}^{\text{C}_{TA}}$	[ Frs ]
Prix du kWh d'énergie thermique soutiré	P <sub>kWh</sub>	P <sub>kWh</sub> = $\frac{C_{TA}}{Q_{N,a}}$	[ Frs / kWh ]

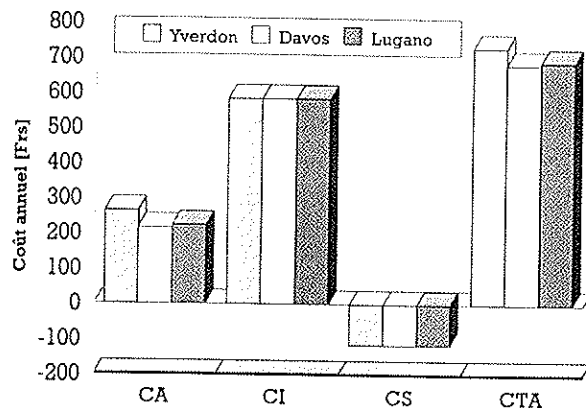
Figure A.24. Valeurs utilisées pour le calcul économique

## III.8.4.3 Résultats Chauffe-eau eivd &amp; Chauffe-eau électrique

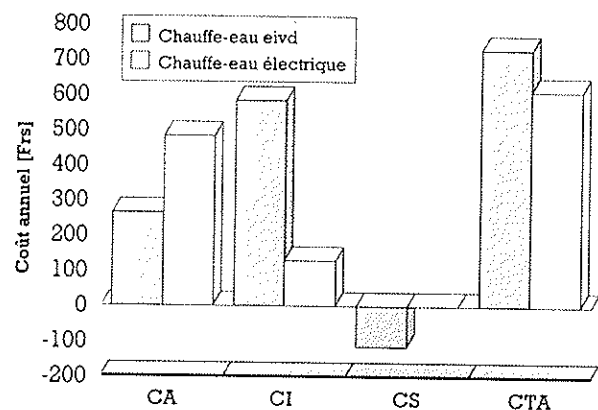
Lieu	F <sub>ss</sub>	Q <sub>N.A.</sub>	Q <sub>EL</sub>	C <sub>A</sub>	C <sub>I</sub>	C <sub>I</sub> + C <sub>A</sub>	P <sub>kWh</sub> sans subventions	C <sub>I</sub> - C <sub>S</sub>	C <sub>A</sub> + C <sub>I</sub> - C <sub>S</sub>	P <sub>kWh</sub> avec subventions
	[-]	[kWh]	[kWh]	[Frs]	[Frs]	[Frs]	[Frs/kWh]	[Frs]	[Frs]	[Frs/kWh]
<b>10 kWh</b>										
Yverdon	0.454	3650	2292	264	583	846	<b>0.23</b>	466	730	<b>0.20</b>
Davos	0.554	3650	1872	215	583	798	<b>0.22</b>	466	682	<b>0.19</b>
Lugano	0.538	3650	1939	223	583	806	<b>0.22</b>	466	689	<b>0.19</b>
Electrique	0	3650	4198	483	128	611	<b>0.17</b>	128	611	<b>0.17</b>
<b>7 kWh</b>										
Yverdon	0.596	2555	1253	144	583	727	<b>0.28</b>	466	610	<b>0.24</b>
Davos	0.705	2555	915	106	583	688	<b>0.27</b>	466	572	<b>0.22</b>
Lugano	0.65	2555	1086	125	583	708	<b>0.28</b>	466	591	<b>0.23</b>
Electrique	0	2555	3103	357	105	462	<b>0.18</b>	105	462	<b>0.18</b>
<b>5 kWh</b>										
Yverdon	0.705	1825	700	80	583	663	<b>0.36</b>	466	547	<b>0.30</b>
Davos	0.851	1825	354	41	583	623	<b>0.34</b>	466	507	<b>0.28</b>
Lugano	0.773	1825	539	62	583	645	<b>0.35</b>	466	528	<b>0.29</b>
Electrique	0	1825	2373	273	87	360	<b>0.20</b>	87	360	<b>0.20</b>

## III.8.4.4 Graphiques

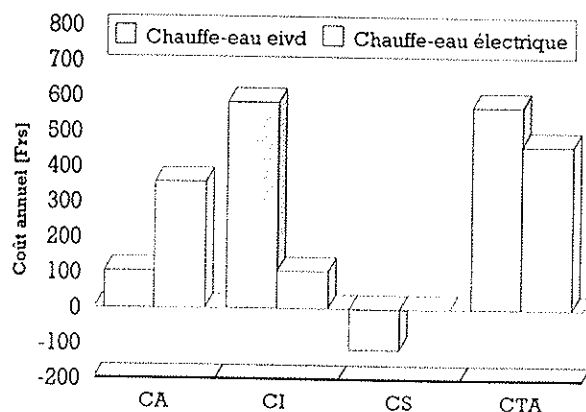
Chauffe-eau eivd, QN = 10 kWh



Yverdon, QN= 10 kWh



Yverdon, QN = 7 kWh



Yverdon, QN = 5 kWh

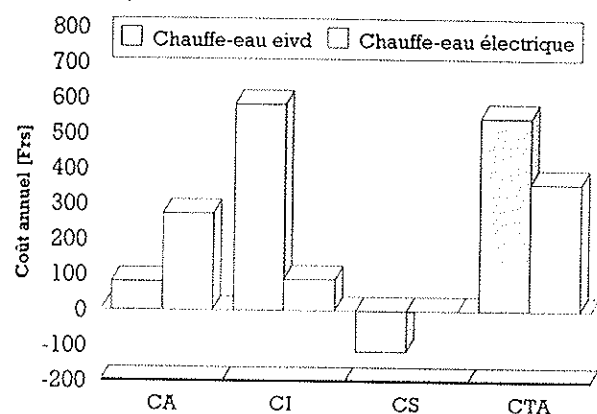


Figure A.25. Coûts annuels des chauffe-eau eivd et chauffe-eau électrique en fonction des météo et de l'énergie chaleur soutirée

## IV Calcul prévisionnel simple

### IV.1 Météo fictive

- A) Les valeurs d'irradiance sont données heure par heure. La durée du jour vaut toujours 16 heures durant toute la simulation.
- B) Pendant 16 jours, l'irradiance maximum croît, elle décroît les 16 suivants.
- C) La simulation dure 768 jours pendant lesquelles, la température extérieure maximum change tout les 64 jours.

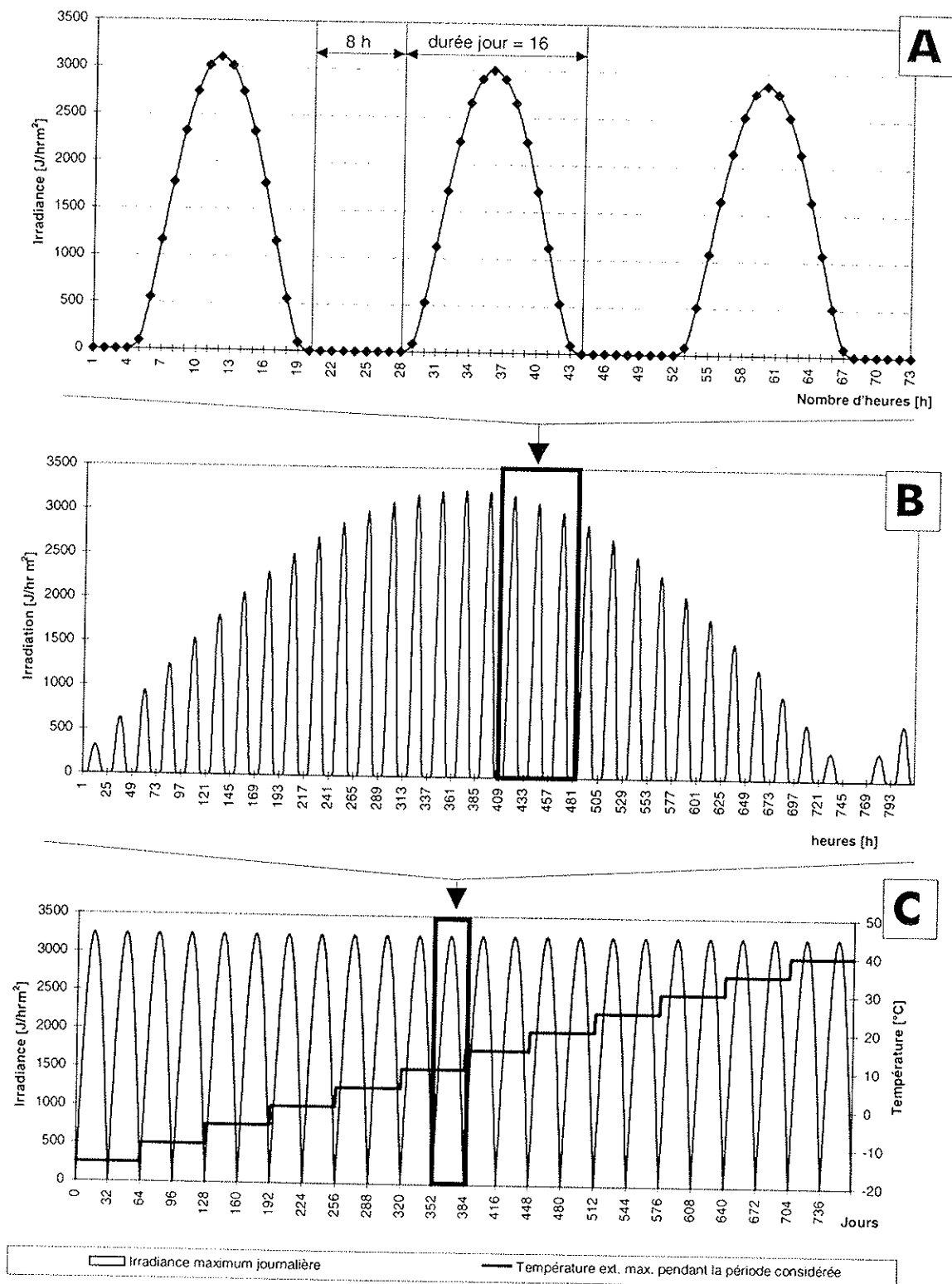


Figure A.26. Evolution de l'irradiance de la météo fictive durant 768 jours.



## IV.2 Résultats

### IV.2.1 Coefficients de pondérations

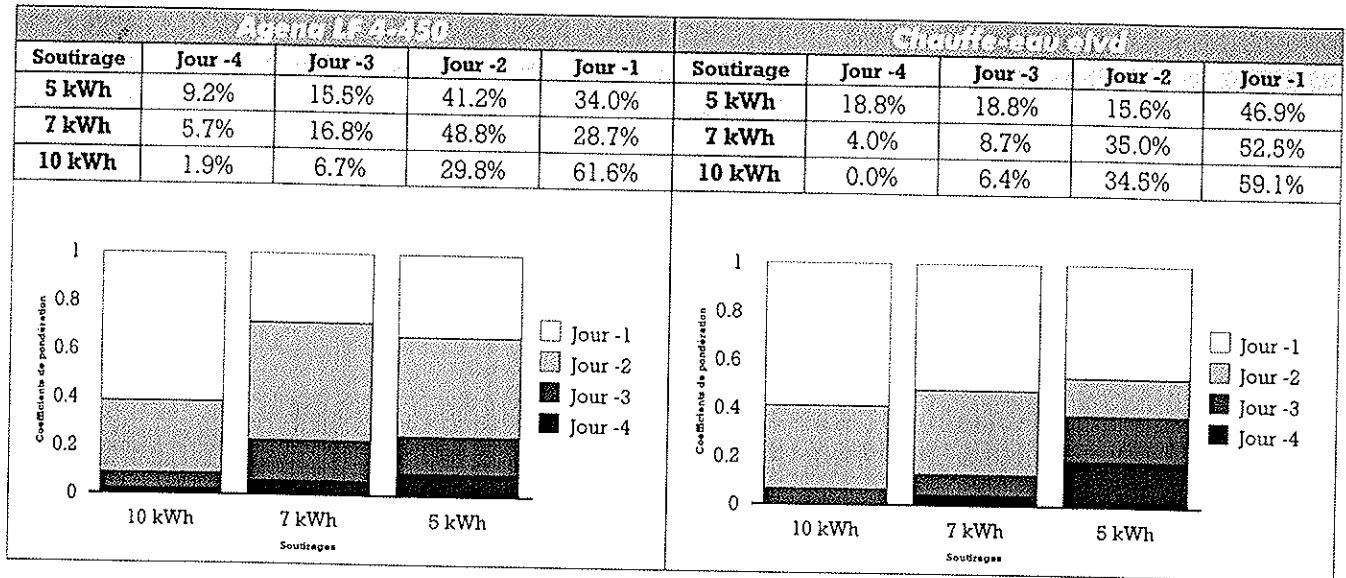


Figure A.27. Coefficients de pondération pour Agena LF 4-450 & Chauffe-eau eivd, calculés pour Yverdon,

### IV.2.2 Equations obtenues

Designation	Agena LF 4-450, mode confort	Chauffe-eau eivd
$F_{ss}$ pour souti. = 10 kWh [-]	$0.1 + 0.0076 \cdot T_{max,pond} + 0.0879 \cdot H_{pond}$	$0.1 + 0.0085 \cdot T_{max,pond} + 0.0943 \cdot H_{pon}$
$F_{ss}$ pour souti. = 7 kWh [-]	$0.1 + 0.0076 \cdot T_{max,pond} + 0.1112 \cdot H_{pond}$	$0.1 + 0.0085 \cdot T_{max,pond} + 0.1277 \cdot H_{pon}$
$F_{ss}$ pour souti. = 5 kWh [-]	$0.1 + 0.0076 \cdot T_{max,pond} + 0.1451 \cdot H_{pond}$	$0.1 + 0.0085 \cdot T_{max,pond} + 0.1796 \cdot H_{pon}$
$F_{ss}$ pour tout soutirage [-]	$F_{ss} = 0.1 + 0.0076 \cdot T_{max,pond} + SLR_{pond}$	$F_{ss} = 0.1 + 0.0085 \cdot T_{max,pond} + SLR_{pond}$
$SLR_{pond}$	$SLR_{pond} = \frac{0.2825 \cdot H_{pond}}{[Ln(Q_N)]^{1.4}}$	$SLR_{pond} = \frac{0.423 \cdot H_{pond}}{[Ln(Q_N)]^{1.8}}$
$F_{ssmax}$ [-]	$F_{ssmax} = 0.92$	$F_{ssmax} = 0.96$

Figure A.28. Equations obtenues pour Agena LF 4-450 & Chauffe-eau eivd

### IV.3 Représentations Graphiques 3D

#### IV.3.1 Chauffe-eau Agena LF 4-450

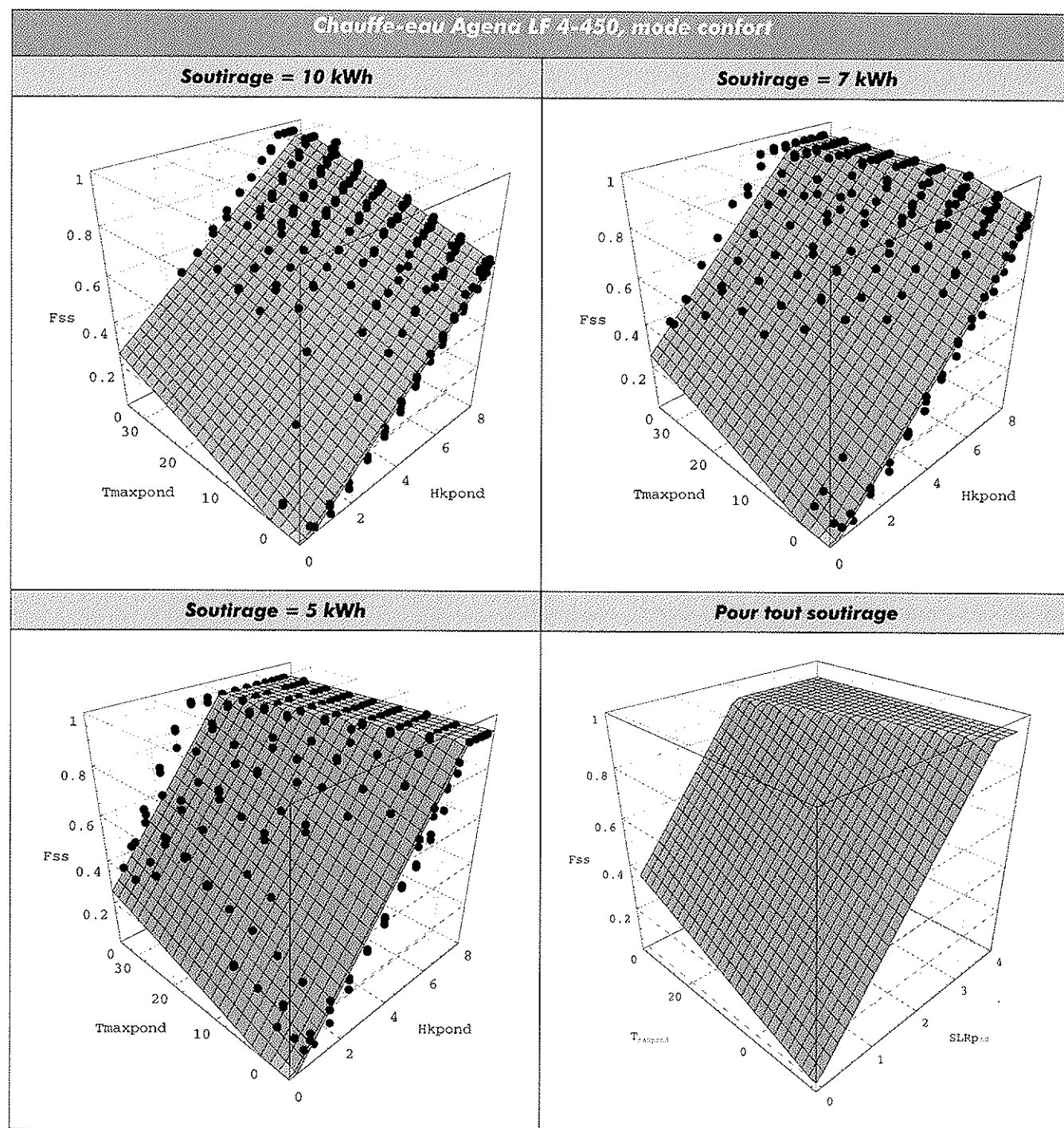


Figure A.29. Représentation 3D pour le chauffe-eau Agena LF 4-450

Les points noirs représentent les résultats des simulations avec la météo fictive.

## IV.3.2 Chauffe-eau eivd

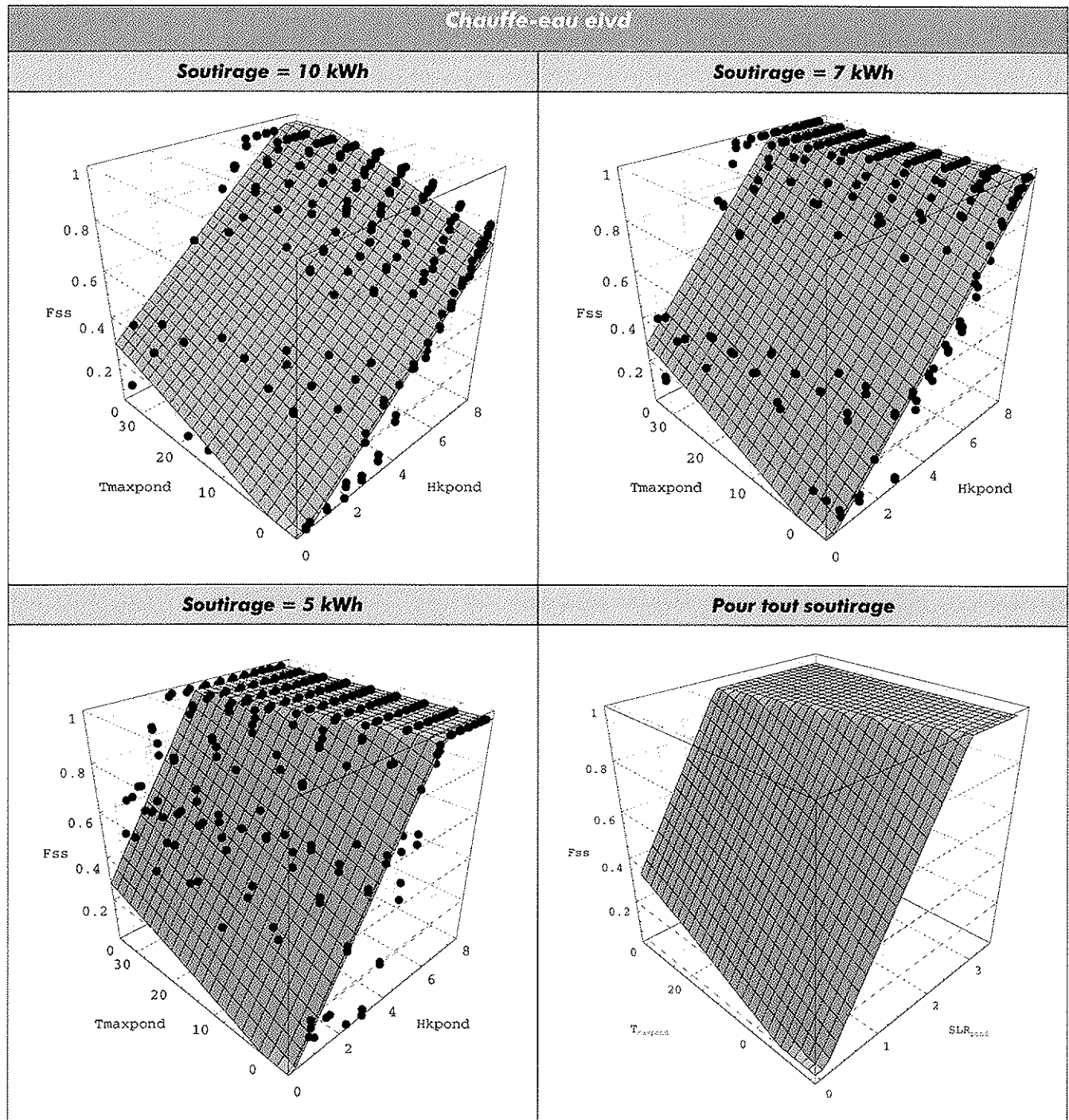


Figure A.30. Représentation 3D pour le chauffe-eau eivd

Les points noirs représentent les résultats des simulations avec la météo fictive.

## IV.4 Comparaisons mensuelles de Fss calculées par CPS et simulées par TRNSYS

### IV.4.1 Chauffe-eau Agena LF 4-450

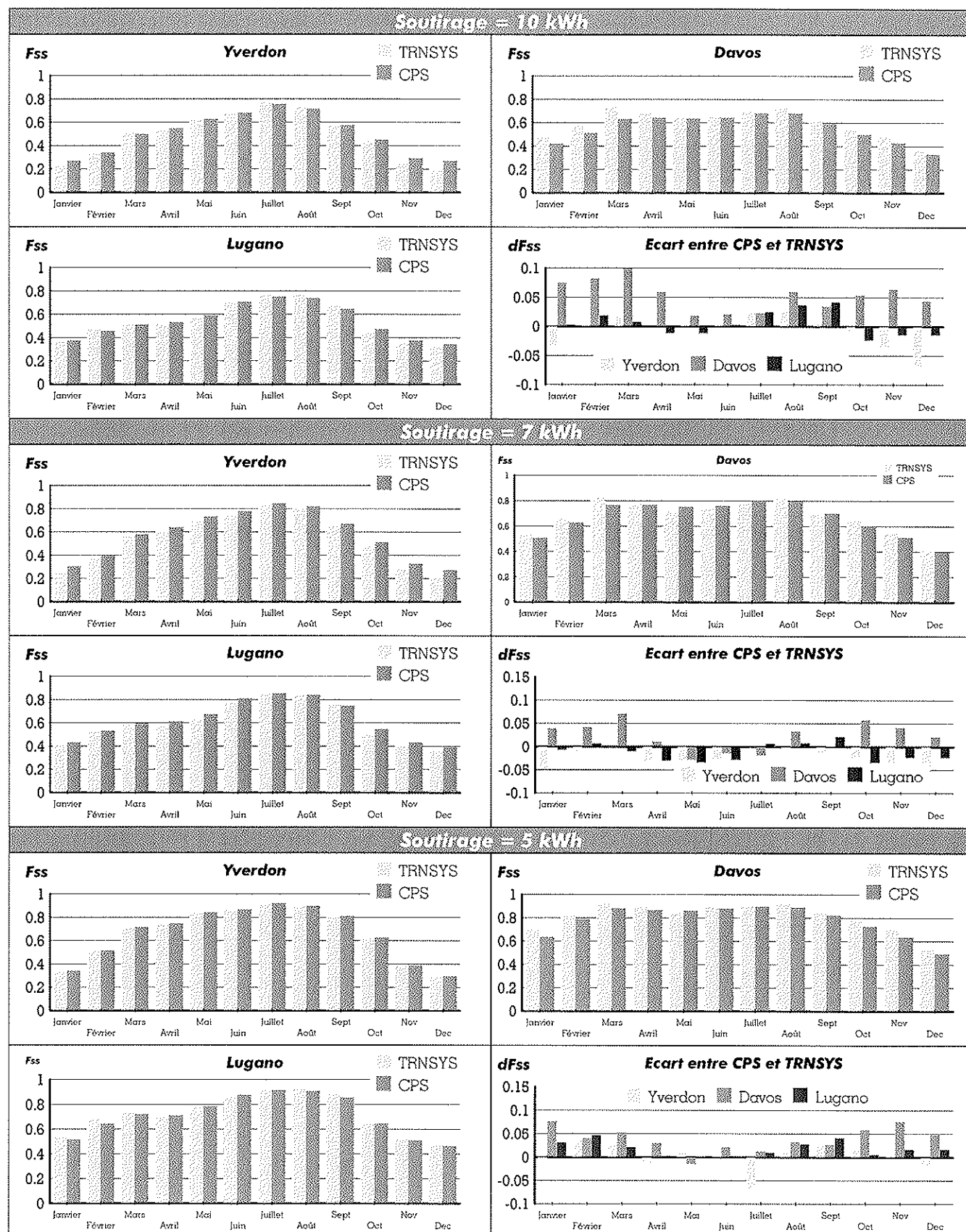


Figure A.31. Comparaisons mensuelles TRNSYS-CPS pour le Chauffe-eau Agena LF 4-450

## IV.4.2 Chauffe-eau eivd

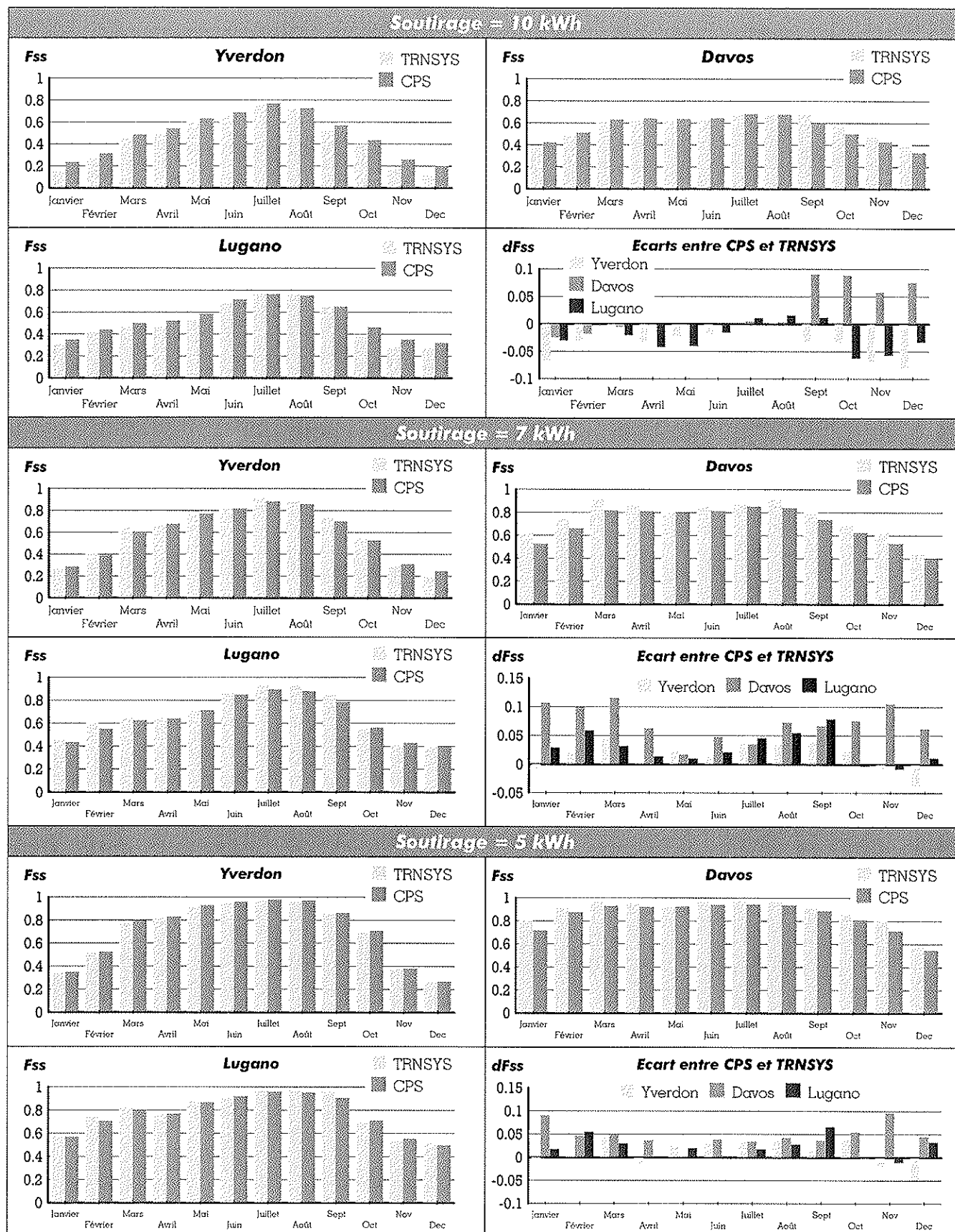


Figure A.32. Comparaisons mensuelles TRNSYS-CPS pour le Chauffe-eau eivd

# IV.5 Comparaisons annuelles de Fss calculées par CPS et simulées par TRNSYS

## IV.5.1 Chauffe-eau Agena LF 4-450

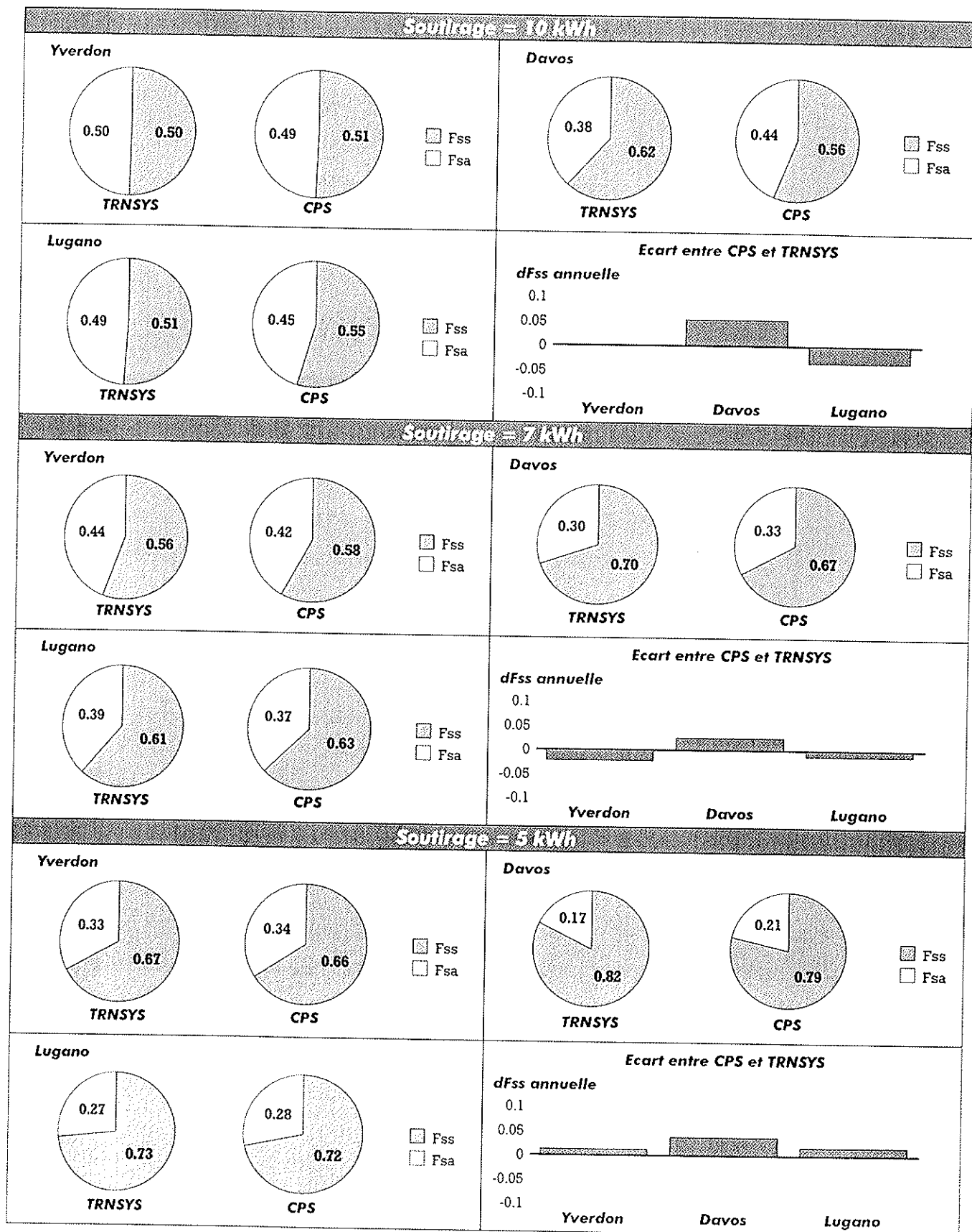


Figure A.33. Comparaisons annuelles TRNSYS-CPS pour le Chauffe-eau Agena LF 4-450



## IV.5.2 Chauffe-eau eivd

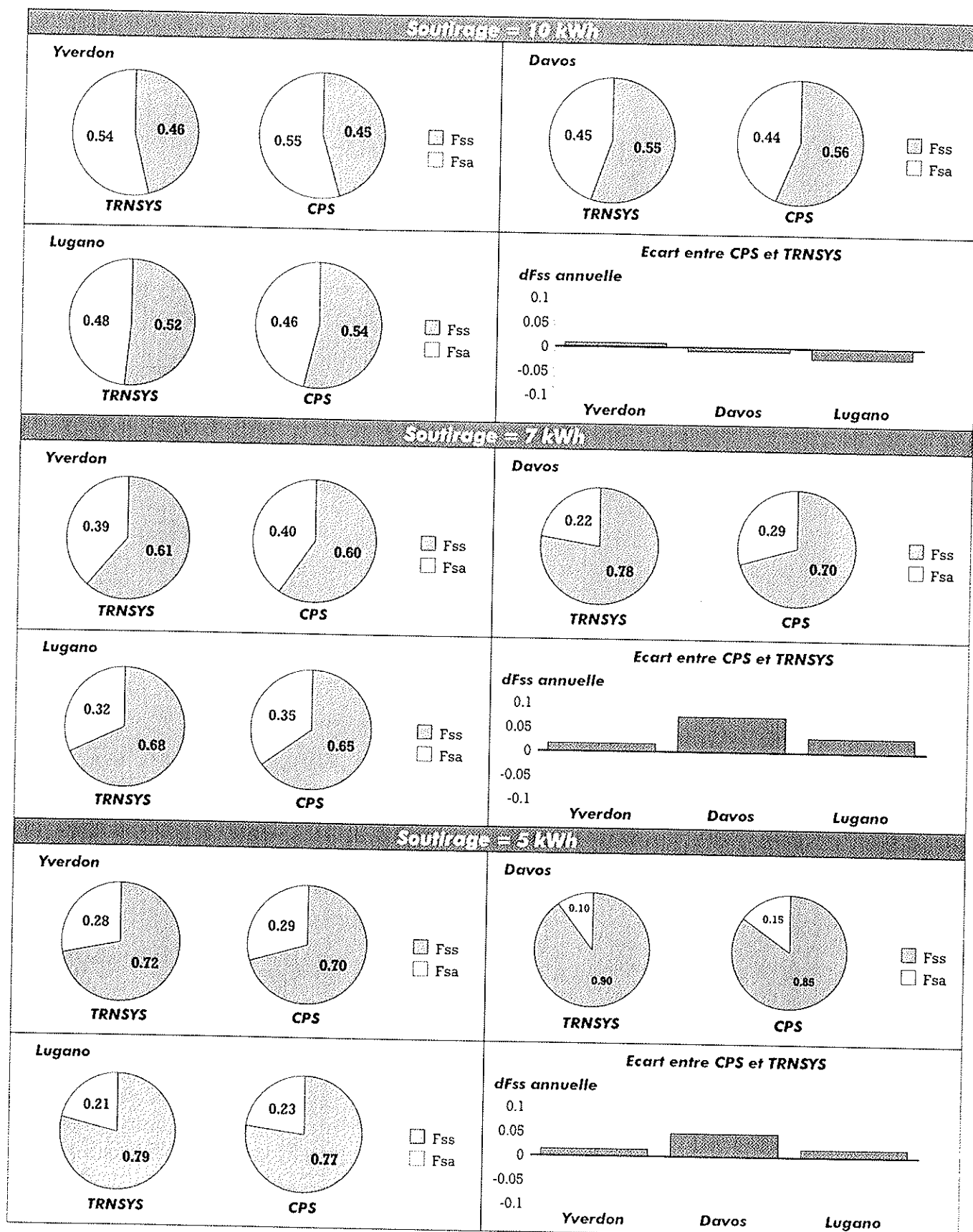


Figure A.34. Comparaisons annuelles TRNSYS-CPS pour le Chauffe-eau eivd

## IV.6 Comparaisons journalières de Fss calculées par CPS et simulées par TRNSYS

### IV.6.1 Explications

Les graphiques ci-dessous représentent l'erreur absolue journalière entre le CPS et TRNSYS. Cette erreur absolue est calculée de la façon suivante :  $\text{Erreur absolue} = F_{ss\text{TRNSYS}} - F_{ss\text{CPS}}$

### IV.6.2 Erreurs Absolues journalières pour Agena LF 4-450

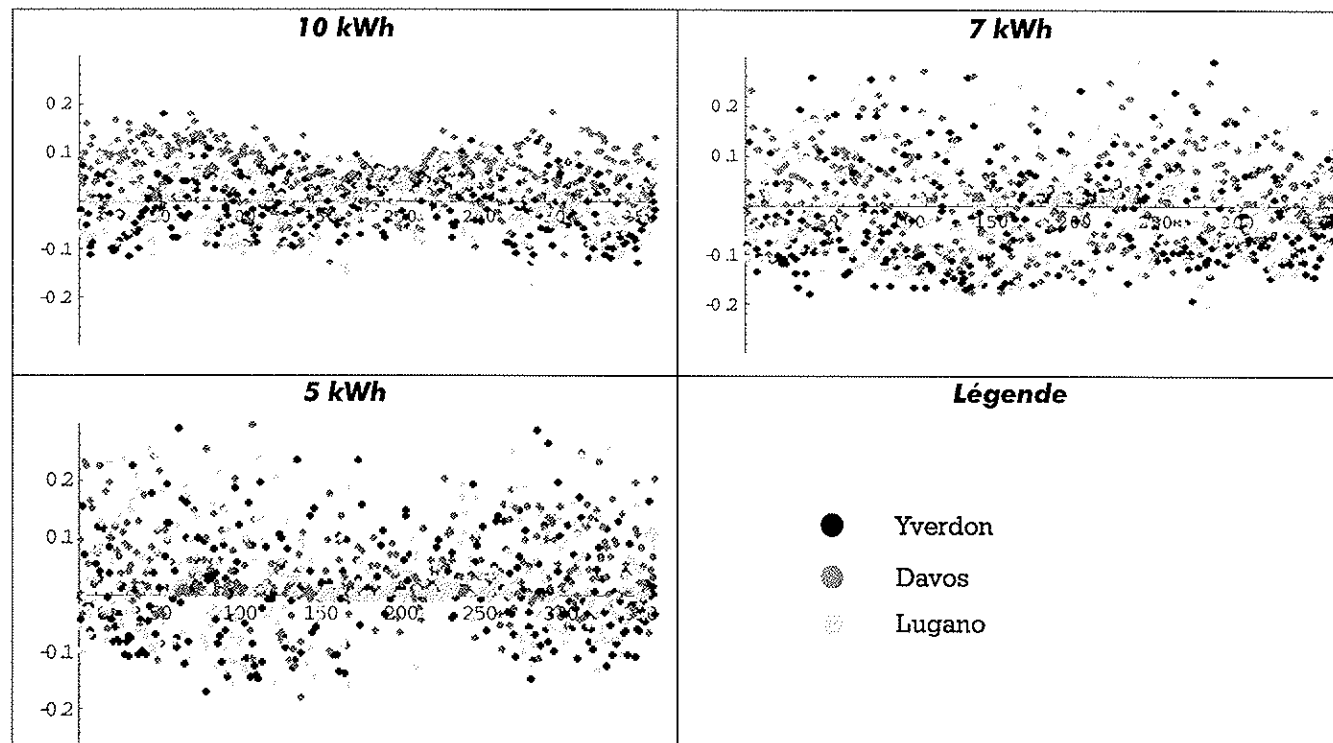


Figure A.35. Comparaisons journalières TRNSYS-CPS pour Yverdon, Davos, Lugano; Agena LF 4-450; Soutirage = 5, 7, 10 kWh

### IV.6.3 Erreurs Absolues journalières pour Chauffe-eau eivd

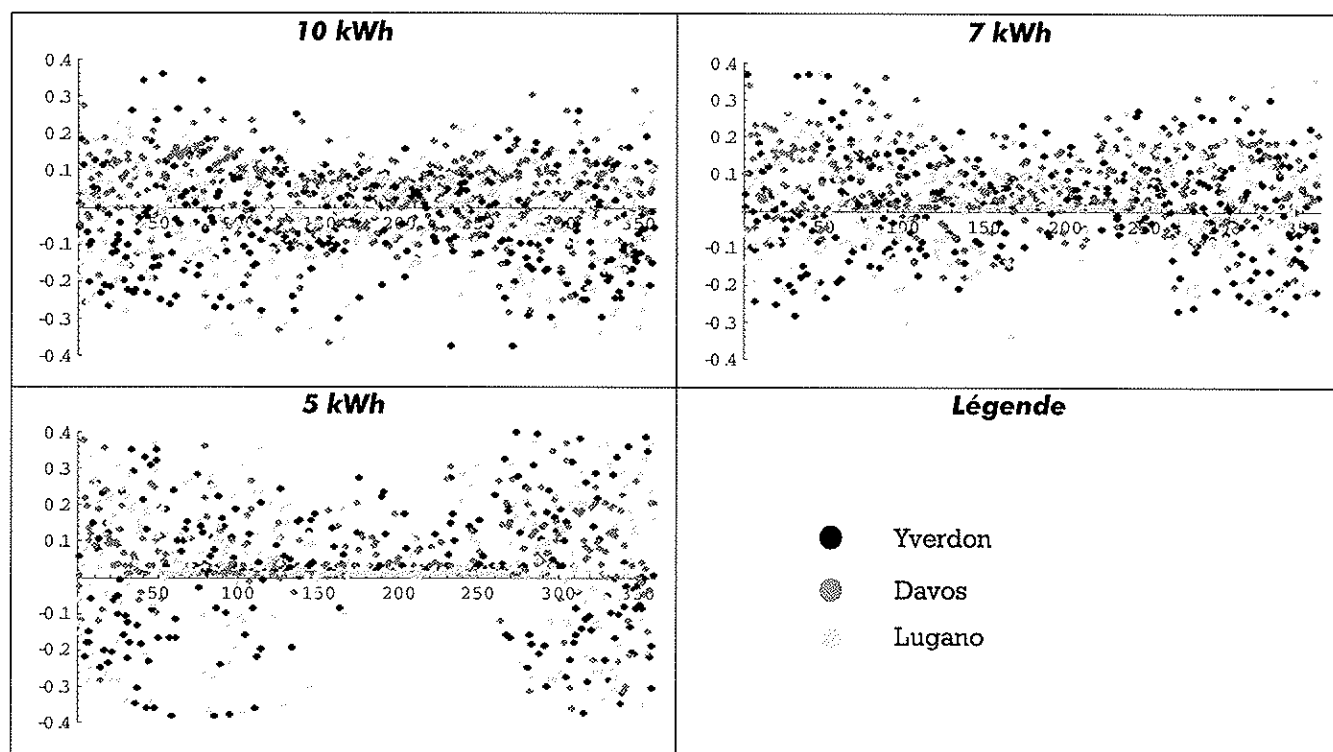


Figure A.36. Comparaisons journalières TRNSYS-CPS pour Yverdon, Davos, Lugano; Chauffe-eau eivd; Soutirage = 5, 7, 10 kWh

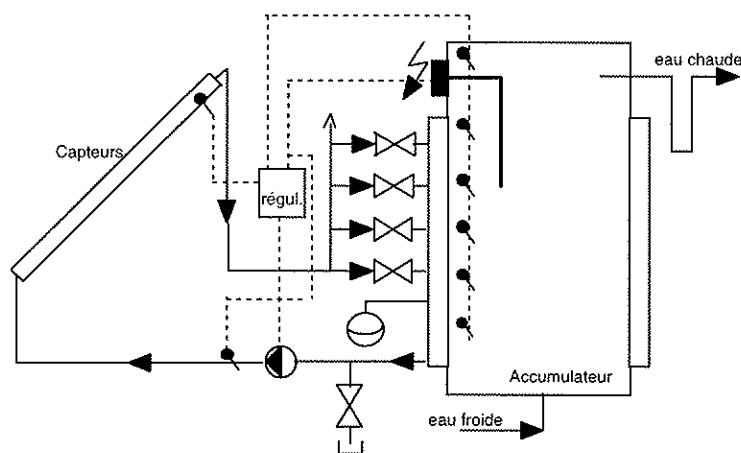


## V Installations munie de capteurs non vitrés

### V.1 Description complète de l'installation

#### V.1.1 Chauffe-eau utilisé

<b>Système</b>	Kit Solaire LF 4-450, système à bas débit (low-flow) et cuve double manteau
<b>Fabricant</b>	Agena SA, Le Grand Pré, 1510 Moudon
<b>Capteurs</b>	8 capteurs plans Azur 3 montés en série Surface de captage des absorbeurs $4 \times 2.04 \text{ m}^2 = 8.18 \text{ m}^2$ Dimension brute des capteurs: $2.36 \text{ m} \times 0.86 \text{ m} = 2.04 \text{ m}^2$ / capteur Poids: 11 kg par capteur sans isolation Orientation: Sud, horizontal, légèrement bombé
<b>Chauffe-eau</b>	ATTIS D en acier émaillé Contenance 370 l + 80 l pour le double manteau Corps de chauffe de 2 kW / 170 l. Poids 135 Kg
<b>Conduites</b>	Aller et retour dans conduite commune Longueur de la conduite commune 15 m Tuyaux silicone renforcé Isolation bitubes avec film de protection extérieur polyéthylène
<b>Pompe</b>	EMB Pumpenbau AG, type NS25, 230 V, 50 Hz, 38 W
<b>Liquide</b>	Antigel propylène glycol 33%



#### Principe

Le fluide entre selon sa température dans le double manteau de l'accumulateur par l'une des quatre électrovannes. Le débit du fluide circulant à travers les capteurs est de 50 à 70 l/h. Ce principe permet de garder une bonne stratification dans la cuve centrale du chauffe-eau.

L'accumulateur est également équipé d'un échangeur dans sa partie supérieure pour permettre un raccordement à un appoint fonctionnant avec un combustible fossile. Nous avons préféré l'appoint électrique qui facilite le calcul des bilans de l'énergie d'appoint.

Figure A.37. Schéma du kit solaire LF 4-450 d'Agema, Moudon.



Figure A.38. Emplacement des capteurs non-vitrés sur le toit de l'école

### V.2 Emplacement géographique

Les capteurs non-vitrés sont placés dans l'angle nord du bâtiment de l'école d'ingénieurs. Cette position n'est pas très favorable pour l'étude du vent. D'une part, les vents venant frapper le bâtiment côté nord créent des turbulences non négligeable sur le toit (voir & V.3), d'autre part, des capteurs vitrés placés direction sud empêchent une circulation normale du vent aux abords des capteurs non-vitrés.

### V.3 Problèmes de mesures liés aux turbulences du vent

#### V.3.1 Flux d'air autour des bâtiments

Les bâtiments créant des obstacles au vent de surface, celui-ci est soumis à des turbulences et des changements brusques de direction. Les bâtiments en forme de U ou de L formés par 2 ou 3 blocs rectangulaires déterminent des conditions de flux très compliquées. Seul, des tests en soufflerie de modèle réduit permet d'étudier la trajectoire des flux d'air les contournant. Les faces nord est et nord ouest du bâtiment de l'école d'ingénieurs d'Yverdon, bien que présentant quelques homogénéités, peuvent être considérées comme suffisamment dégagées pour que l'on puisse appliquer la théorie ci-dessous.

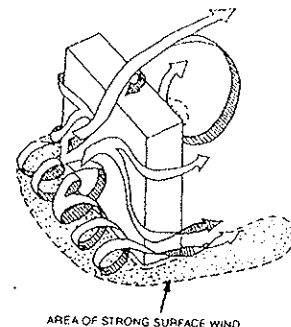


Figure A.39. Flux d'air le long d'une paroi tiré de ASHRAE-HANDBOOK, 1989, p.14.2

#### V.3.2 Recirculation et région à haute turbulence

Le flux qui passe par-dessus le bâtiment crée une zone de recirculation sur la partie supérieure du toit, justement là où nous avons placés les capteurs non-vitrés.

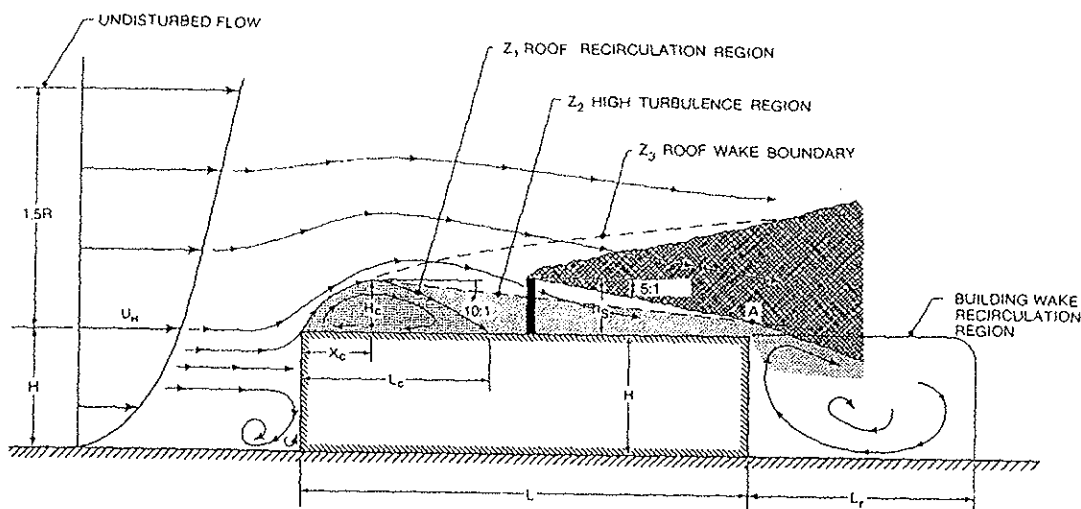
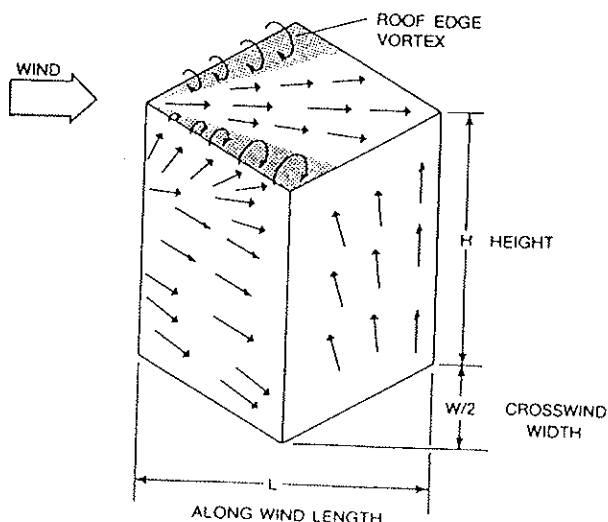


Figure A.40. Schéma du flux d'air autour d'un bâtiment rectangulaire - tiré de ASHRAE HANDBOOK 1989, p.14



Si l'angle d'approche du vent n'est pas perpendiculaire à la surface exposée au vent, il en résulte des flux surfaciques complexes. De forts tourbillons se développent sur les bords du toit. La vitesse élevée à l'intérieur de ces tourbillons est la cause de pression négatives près des angles du toit.

La mesure du vent sur les bords d'un toit est donc pour le moins hasardeux. Malheureusement, ne disposant pas d'autres lieux de mesures, nous avons été obligé de considérer que les vitesses que nous mesurons donnait au moins un indice de turbulence.

Figure A.41. Flux d'air avec un angle d'approche de 45° - tiré de ASHRAE HANDBOOK 1989, p.14.2 [10]

## V.4 Matériel de mesures autour des capteurs

### V.4.1 Mesure de la température

La température du fluide a été mesurée directement à l'entrée et à la sortie du champ de capteur à l'aide d'un thermocouple de type K.

De plus, les capteurs ont été équipés pendant une période de deux mois environ (juillet-septembre) de plusieurs thermocouples de surface type K de manière à mesurer la température des absorbeurs. Le but de ces mesures était en premier lieu de connaître l'évolution de la température du fluide (au facteur  $F'$  près) capteur par capteur.

### V.4.2 Mesure du vent

Le vent a été mesuré à l'aide de trois anémomètres. Le premier était placé sur un mât à environ 5 m de hauteur, directement dans l'angle nord du bâtiment. L'anémomètre était ainsi exposé aux vents dominants à l'abri des turbulences engendrés par le toit du bâtiment et la vitesse du vent mesurée est nommée  $V_{\text{mât}}$ .

Un second anémomètre a été placé quelques mètres à côté des capteurs, environ 1 m au-dessus du sol et 70 cm au-dessus de la surface des absorbeurs. C'est l'anémomètre que nous avons choisi comme référence pour toutes nos mesures et tout nos calculs. Nous avons nommé la vitesse de mesure  $v$ .

Un troisième anémomètre que nous avons qualifié de mobile, nous a permis de vérifier la vitesse du vent à plusieurs endroits autour des capteurs à une hauteur de 15 cm seulement au-dessus des capteurs. Généralement, la vitesse mesurée par cet anémomètre bien que légèrement inférieure, était relativement peu différente de celle mesurée par notre anémomètre de référence. Il nous a également permis de mesurer si les dispositifs de protection contre les turbulences étaient efficaces.

### V.4.3 Autres mesures et acquisitions

Les autres mesures sont décrites dans la première partie du rapport relative aux banc d'essai. Toutes les mesures ont toujours été effectuées à un rythme variant entre 75 et 100 mesures pour une moyenne sur 10 minutes.

## V.5 Comparaison de mesure des vitesses de vent

Les vitesses de vent mesurées au sol et sur le mât présentent une bonne corrélation linéaire.

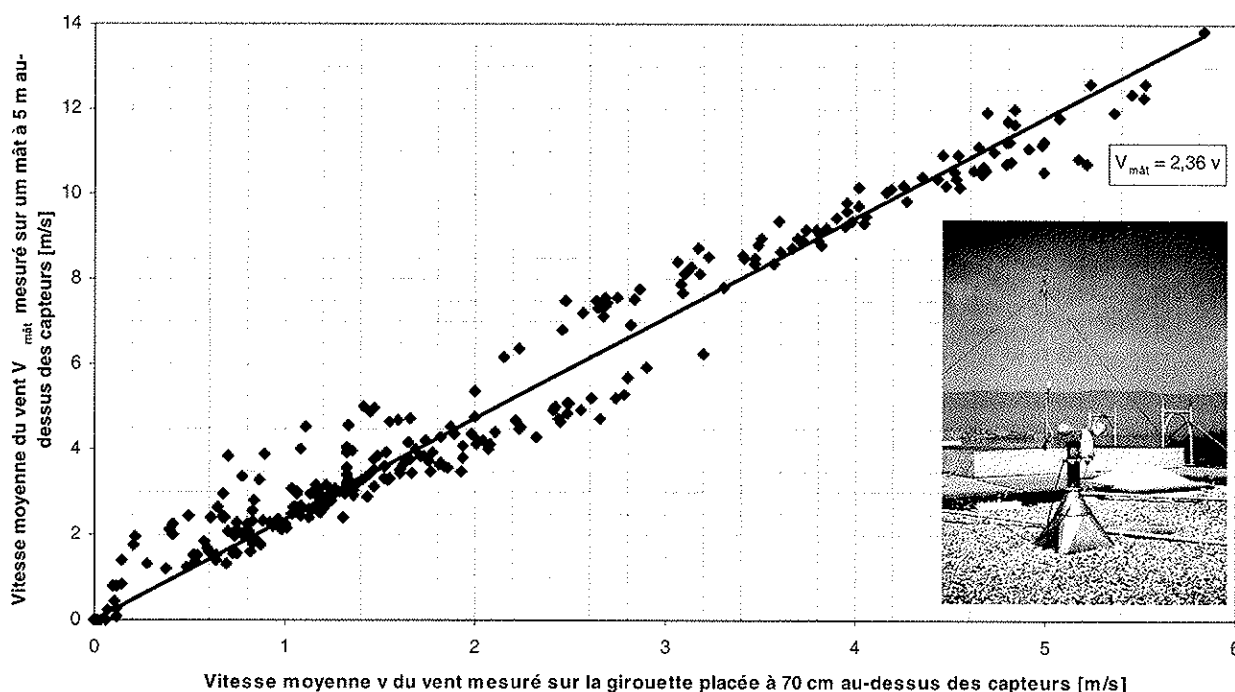


Figure A.42. Comparaison entre la mesure de la vitesse du vent effectuée au sol et sur un mât à 5 m de hauteur

### V.6 Inertie des capteurs non-vitrés

Si l'on compare l'évolution de la température des absorbeurs en fonction de l'irradiance, on note un retard de l'ordre d'une dizaine de minute entre la diminution d'irradiance et la diminution effective de la température de l'absorbeur. Sur la figure A43, alors que l'irradiance reste pratiquement stable entre 13 h 00 et 13 h 40, on constate encore une augmentation de la température à la sortie du dernier absorbeur de 7°C environ. La température  $T_{abs,i,in}$  à l'entrée du capteur, variant même à la baisse à 13 h 30 (à cause du soutirage survenu après 13 h 00), n'influence pas la montée de la température à la sortie du dernier capteur.

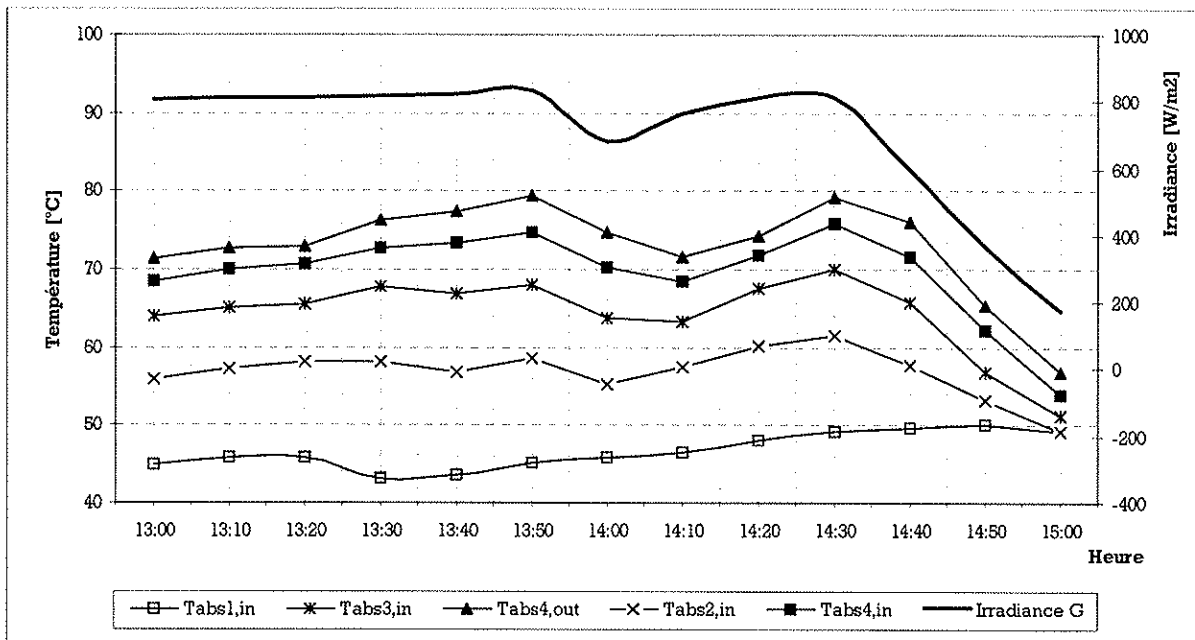


Figure A.43. Evolution de la température des absorbeurs et de la variation de l'ensoleillement. Journée du 15.8.97

La variation de l'irradiance au cours du temps ne provoquant pas instantanément la mise en équilibre de la température du capteur, les calculs de simulation doivent tenir compte de l'inertie des capteurs.

#### V.6.1 Constante de temps du capteur

La constante de temps du capteur peut-être donnée par l'équation suivante :

$$m_s \cdot c \cdot \frac{d(T_{abs} - T_a)}{(T_{abs} - T_a)} = -U_L \cdot dt \quad \text{par intégration on trouve : } (T_{abs} - T_a) = (T_{abs,i} - T_a) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}}$$

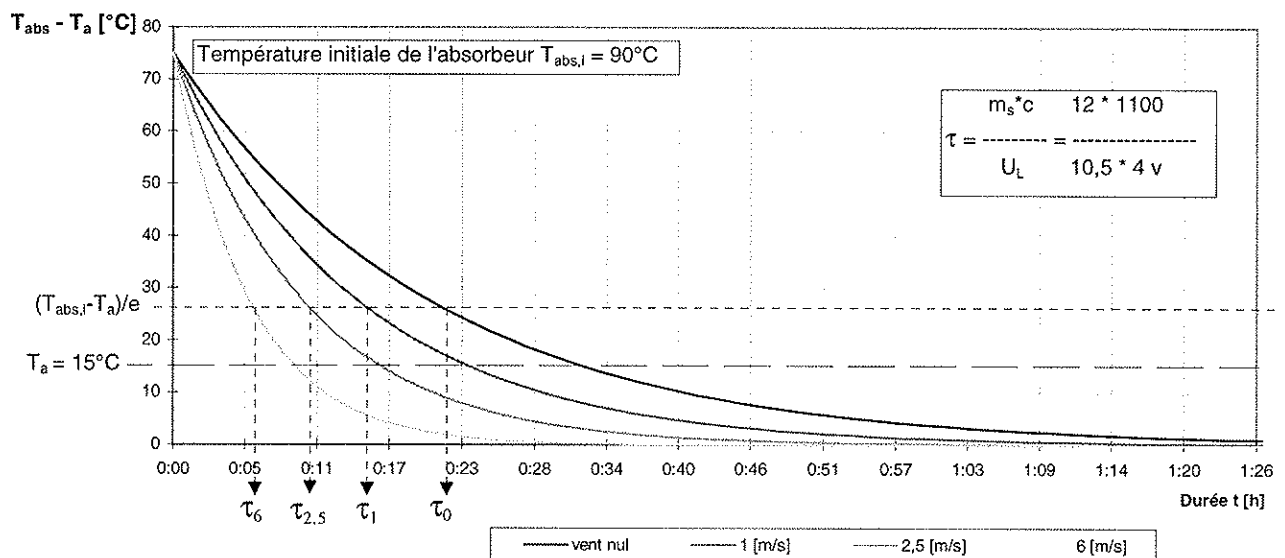


Figure A.44. Constante de temps du capteur en fonction de la vitesse du vent. (masse de l'absorbeur  $m_s$  rempli de glycol 12 kg/m³)

## V.7 Bilan énergétique : équation de simulation

### V.7.1 Bilan d'un absorbeur

Considérons un capteur non-vitré, parfaitement isolé à l'arrière. L'évolution de la température moyenne du fluide contenu dans le capteur est donnée par :

quantité d'énergie reçue (ou perdue) par unité de temps = puissance de rayonnement solaire reçue - puissance perdue par convection et rayonnement - puissance soustraite au capteur

$$m_s \cdot c \cdot \frac{dT_{capt}}{dt} = \alpha \cdot G - h_c \cdot (T_{capt} - T_{amb}) - \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{capt}^4 - T_{ciel}^4) - \dot{m} \cdot C_{p,eau} \cdot (T_{capt,out} - T_{capt,in})$$

Pour faciliter le calcul, on peut associer les pertes par convection et conduction avec les pertes par rayonnement car  $T_{capt}$  proche de  $T_{ciel}$ . Comme la température du ciel est plus ou moins liée à la température ambiante, on regroupe l'ensemble des pertes dans le paramètre  $U_L$  qui représente les pertes thermiques globales du capteur en  $W/m^2K$ . Ces pertes sont dans le cas des capteurs non vitrés fortement dépendant des turbulences d'air entourant le capteur.

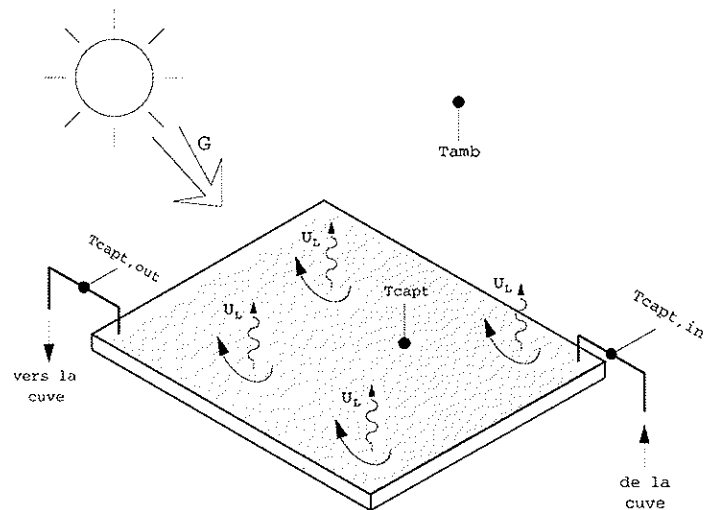


Figure A.45. Bilan d'un capteur non-vitré

$$U_L \cdot (T_{capt} - T_{amb}) = h_c \cdot (T_{capt} - T_{amb}) + \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{capt}^4 - T_{ciel}^4)$$

Grâce à cette simplification on évite la mesure de la température de la voûte céleste qui nécessite un appareil de mesure coûteux. La précision du calcul des pertes thermiques est alors moins bonne, surtout en début et en fin de journée où la température de la voûte céleste varie passablement. Cependant, dans notre cas, le facteur d'émissivité des absorbeurs étant relativement bas ( $\varepsilon < 0.18$ ), la part des pertes par rayonnement reste faible (5 à 15 %) de la totalité des pertes. Les pertes par convection représentent plus de 80 % de la totalité. L'erreur de calcul commise sur le calcul des pertes à cause de la part des pertes par rayonnement est donc peu significative.

### V.7.2 Température moyenne d'un absorbeur



□ 87-90,5
□ 83,5-87
□ 80-83,5
□ 76,5-80
□ 73-76,5
□ 69,5-73
□ 66-69,5
□ 62,5-66
□ 59-62,5
■ 55,5-59
■ 52-55,5
■ 48,5-52
■ 45-48,5

On calcule généralement la température moyenne d'un absorbeur en effectuant la moyenne arithmétique entre les températures du fluide entrant et sortant de l'absorbeur.

En effectuant une comparaison entre la température moyenne mesurée pondérée de la figure A46 ci-contre et la température moyenne calculée, on obtient les résultats du tableau de la figure A47.

Figure A.46. Température relevée sur les absorbeurs non-vitrés au midi solaire d'une journée estivale.  $G \sim 1000 W/m^2$ . Vent faible. Débit de fluide dans les capteurs 60l/h.

		Capteur 1	Capteur 2	Capteur 3	Capteur 4	Moyenne des 4 capteurs	Capteur 1-4
Temp. entrée	°C	47	64	71	81.5	-	47
Temp. sortie	°C	61	71	81.5	85	-	85
Temp. moy. calculée	°C	55.5	67.5	76.5	83.5	71	66
Temp. moy. mesurée	°C	57.5	68	76	81.5	71	71
Différences	°C	-2	-0.5	0.5	2	0	-5

Figure A.47. Tableau de comparaison entre la température moyenne approximée par calcul et la température moyenne mesurée.

Le premier capteur de la série reçoit de l'eau froide venant de l'accumulateur. Le calcul de la moyenne sur le premier capteur est donc toujours plus petite que celle que l'on mesure. Cette différence peut devenir importante si la température au bas de l'accumulateur est vraiment basse (après un soutirage par exemple) alors que la valeur de l'irradiance est élevée.

Le dernier capteur de la série n'augmente que très peu la température du fluide. On est très proche de la température d'équilibre du capteur. Les coins des capteurs se refroidissent rapidement par effet de bord et la température moyenne calculée est à ce moment plus élevée que la température moyenne mesurée.

Les capteurs du centre sont moins soumis aux effets de bord, la température du fluide étant moins élevée. Les températures moyennes mesurées et calculées sont par conséquent très proches.

Si l'on cherche à calculer la température moyenne capteur par capteur par moyenne arithmétique, on obtient donc une température trop basse pour le premier capteur et trop haute pour le dernier. Il s'effectue donc automatiquement une compensation. Par contre, si l'on effectue la moyenne sur l'ensemble des capteurs (dernière colonne du tableau), on note une température moyenne calculée très nettement inférieure à celle mesurée et par conséquent les pertes calculées seront inférieures à la réalité.

En conclusion, il est préférable si possible d'effectuer un calcul de la température moyenne par capteur plutôt que sur l'ensemble des capteurs.

### V.7.3 Température de l'absorbeur par différences finies

La méthode des différences finies permet de calculer la température moyenne d'un capteur minute par minute :

$$T_{capt,j+1} = T_{capt,j} + \frac{\Delta t}{m \cdot C} \left[ a \cdot G - U_L \cdot (T_{capt,j} - T_{amb}) - \dot{m} \cdot C_{p,eau} \cdot (T_{capt,j,out} - T_{capt,j,in}) \right]$$

La température de sortie du capteur  $T_{capt,out}$  est en général celle que l'on ne connaît pas. Si on effectue une moyenne sur une petite surface, on peut approximer sa valeur par l'équation suivante :

$$T_{capt,out} = 2 \cdot T_{capt} - T_{capt,in}$$

La formule utilisée devient donc :

$$T_{capt,j+1} = T_{capt,j} + \frac{\Delta t}{m \cdot C} \left[ a \cdot G - U_L \cdot (T_{capt,j} - T_{amb}) - \dot{m} \cdot C_{p,eau} \cdot 2(T_{capt,j} - T_{capt,j,in}) \right]$$

### V.8 Limite de fonctionnement d'un circulateur avec des capteurs non-vitrés

En-dessous d'une certaine irradiance de seuil, la pompe de circulation s'arrête. Nous avons calculé l'irradiance seuil et l'avons comparée à celle mesurée pour différents jours de l'année.

L'irradiance seuil a été déterminée en entrant la température du bas de la cuve, la température ambiante et la vitesse du vent au moment du déclenchement de la pompe.

Les résultats obtenus à la figure A48 suivante, montre une bonne correspondance entre valeurs calculée et mesurée.

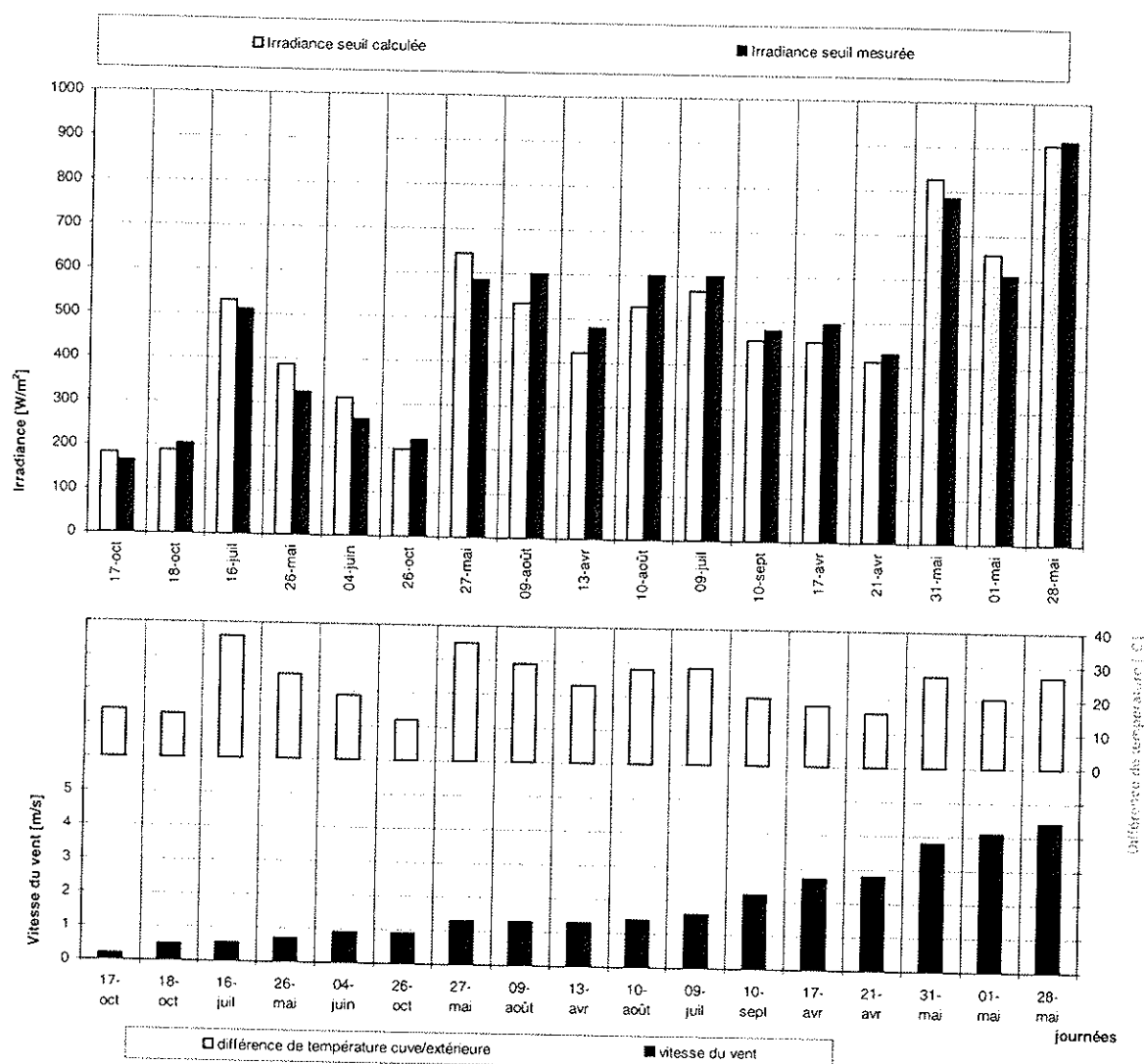


Figure A.48. Comparaison pour 17 jours types entre l'irradiance seuil mesurée et simulée qui déclenche le circulateur.

## V.9 Diagramme de flux

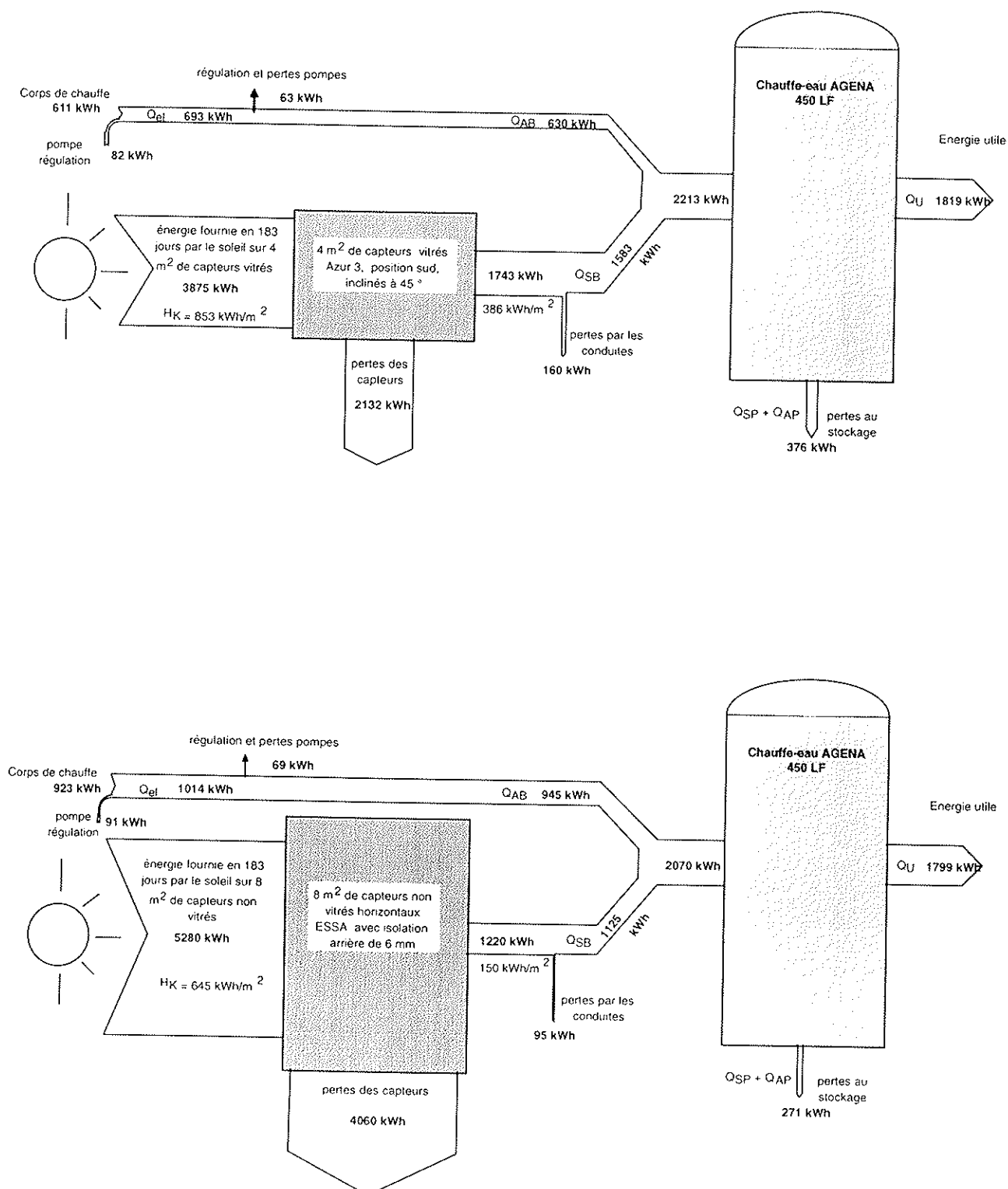


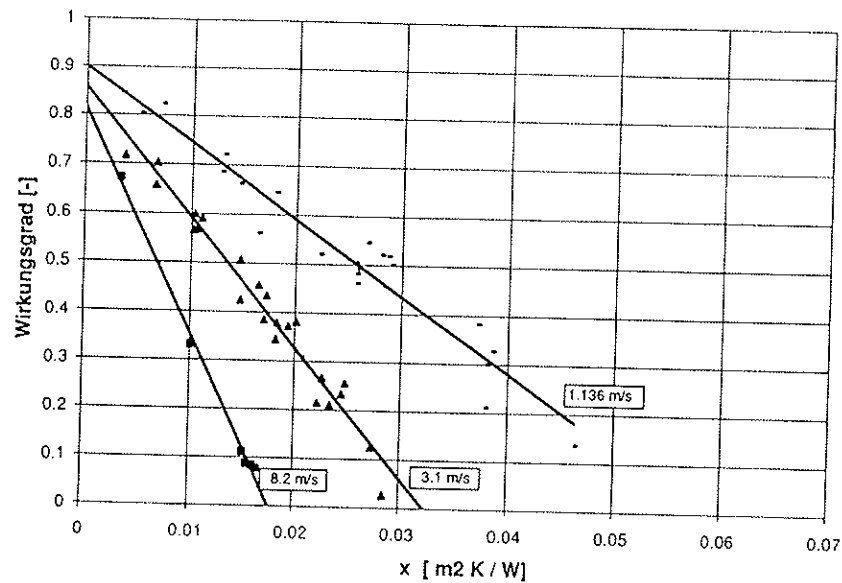
Figure A.49. Diagramme de flux des capteurs non-vitrés et vitrés pour une période de 183 jours répartis entre avril et octobre 1997



## V.10 Comparaison des pertes thermiques

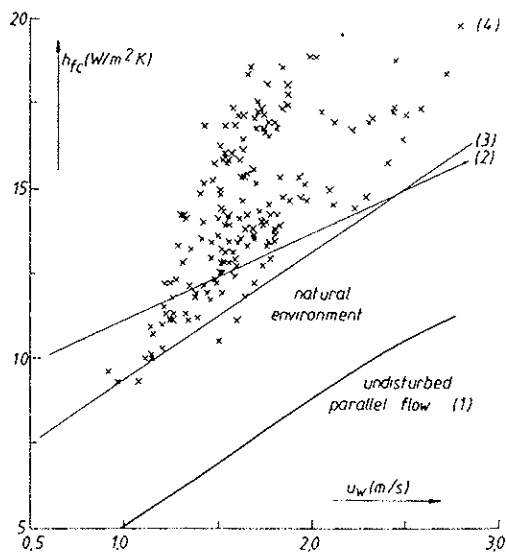
### V.10.1 Droite de rendement du capteur AS relevé par le SPF-ITR en soufflerie le 13.06.97

220 Energie Solaire



Zusammenstellung eta 1.136\_3.1\_8.2.xls / Diagramm1 (Jahresber)

Seite 1



### V.10.2 Coefficient de perte relevé sur des capteurs non-vitrés placés à 45° à Munich (D) en 1992

Fig. 3. The convective heat transfer coefficient of a flat plate is significantly influenced by free-stream turbulence: (1) Undisturbed flow, Kármán equation ( $l_{\text{char}} = 3.5 \text{ m}$ );  $h_{fc} = 5.0 \frac{u_w^{0.8}}{(\text{m/s})} \text{ W/m}^2\text{K}$ . (2) Test *et al* [24] (outdoors);  $h_{fc} = \left( 8.6 + 2.7 \frac{u_w}{(\text{m/s})} \right) \text{ W/m}^2\text{K}$ . (3) Duffie and Beckman [13]:  $h_{fc} = \left( 5.7 \pm 3.8 \frac{u_w}{(\text{m/s})} \right) \text{ W/m}^2\text{K}$ . (4) Outdoor measurements (LMU), data entries denoted by (x), best fit;  $h_{fc} = 9.3 \frac{u_w^{0.8}}{(\text{m/s})} \text{ W/m}^2\text{K}$ .