 **Bundesamt für Energiewirtschaft**
Office fédéral de l'énergie
Ufficio federale dell'energia
Uffizi federal d'energia

EF-Andr. 194 998

Programme de recherche:
Solaire thermique et stockage de chaleur

CSIP 3

Projet détaillé d'une minicentrale pilote électro- thermosolaire de 10 kWe

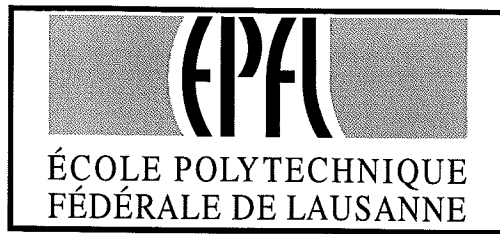
Partie D:

- **Dimensionnement et gestion de
fonctionnement du cycle**
- **Essais du capteur CEP 2**

Préparé par

Malick Kane
EPFL-DGM-LENI 1015 Lausanne

sur mandat de
l'Office fédéral de l'énergie



Laboratoire d'énergie industrielle

Projet détaillé d'une minicentrale pilote électro-thermosolaire de 10 kWe

Dimensionnement et gestion de
fonctionnement du cycle / Essais
du capteur CEP 2

Malick Kane Rapport LENI N°97.06i Juillet 97

TABLE DES MATIERES

Erreur! Signet non défini.

1. INTRODUCTION	1
2. CENTRALE PILOTE ELECTRO-THERMO-SOLAIRE DE 10 KW	4
2.1 Choix du site	4
2.2 Choix et définition du concept	4
2.3 Choix des fluides de travail	7
3. DIMENSIONNEMENT DE LA CENTRALE (ANNEXE C)	8
3.1 Pré-dimensionnement de la centrale	8
3.1.1 Coûts des capteurs et du champ solaire	8
3.1.2 Coûts des turbines scroll et des séparateurs	9
3.1.3 Coûts des échangeurs de chaleur	12
3.1.4 Coûts des pompes	13
3.1.5 Coût des fluides de travail et autres	13
3.1.6 Démarche et méthode de pré-dimensionnement	14
3.1.7 Résultats et discussion	15
3.2 Dimensionnement de la centrale	17
3.2.1 Objectif	17
3.2.2 Modélisation des composants et programme «SolarPowerSystem»	18
3.2.3 Résultats de dimensionnement	19
4. ESTIMATION DU COUT DE L'INSTALLATION	20
4.1 Coût d'une installation pilote électrothermosolaire	20
4.2 Coût d'une installation photovoltaïque	22
5. GESTION DE FONCTIONNEMENT DE LA CENTRALE	23
5.1 Programme de calcul des cycles	23
5.2 Étude des marges de fonctionnement de la centrale solaire	23
5.3 Étude d'influences	25
5.4 Performances du cycle bi-étagé et conditions de fonctionnement	26
6. CONCLUSIONS	30
BIBLIOGRAPHIE	33
NOMENCLATURE	35

ANNEXES	36
Annexe A	
A.1 Introduction.	38
A.2. Capteur solaire Extra-plat (CEP II)	40
A.3. Corps de chauffe électrique	41
A.4. Échangeur de refroidissement de l'huile	42
A.5. Pompe de recyclage	42
A.6. Mesures et interface de commande	43
A.6.1 Description	43
A.6.2 Mesures des températures	44
A.6.3 Mesures du débit	44
A.6.4 Mesures du rayonnement solaire	44
A.6.5 Réglage automatique	44
A.6.6 Schéma de structure	45
A.7 Conclusion	46
Bibliographie	47
Annexe B	
B.1 Introduction	49
B.2 Méthodes et modèles de caractérisation	51
B.2.1 Méthodes conventionnelles stationnaires de caractérisation d'un capteur solaire à concentration	51
1. Modèle utilisant la température moyenne du fluide	51
2. Modèle utilisant la température d'entrée du fluide	53
B.2.2 Caractérisation dynamique par discrétisation de la fonction de transfert	54
1. Généralités	55
2. Discrétisation	56
B.3 Essais et mesures du capteur CEP2	57
B.3.1 Démarche	57
1. caractérisation stationnaire du capteur	57
2. Caractérisation dynamique du capteur	58
B.3.2 Résultats obtenus	58
B.3.3 Discussion	60
B.4 Conclusion	62
Bibliographie	63
Nomenclature	64
Annexe C	
C.1 Hypotheses et caractéristiques des composants	66
C.1.1 Hypothèses générales	66
C.1.2 Caractéristiques des capteurs	66

C.1.3	Caractéristiques des turbines scroll	66
C.1.4	Contraintes générales	67
C.2	Modélisation des différents composants	67
C.2.1	Modélisation des échangeurs de chaleurs	67
1.	Récupérateur	67
2.	condenseur et/ou évaporateur	69
C.2.2	Modélisation des pompes de réfrigérants	70
C.2.3	Modélisation de la turbine scroll	70
C.2.4	Modélisation des collecteurs	70
C.3	Programme "SolarPowerSystem SPS"	71
1.	Calcul du cycle supérieur	72
2.	Calcul du cycle inférieur	73
C.4	Courbes de tendances	74

1. INTRODUCTION

Ce travail se situe dans le cadre du projet CSIP, dont le but est de construire une centrale pilote électro-thermosolaire de petite taille dans le site de l'EPFL. Cette centrale comprend deux cycles superposés de Rankine à fluides organiques (ORC) fonctionnant avec des turbines volumétriques de type scroll et un cycle à huile caloporteur dans un champ de capteurs solaires extra-plats [3]. La présence des concentrateurs solaires qui restent toujours dans un état de recherche augmente de loin le coût des investissements par rapport à une centrale conventionnelle [19]. L'un des objectifs de cette centrale est alors d'augmenter l'efficacité tout en permettant de lever un certain nombre d'inconnues pour une application à long terme. La centrale proposée est donc une unité pilote qui constituerait une bonne installation de recherche [23].

Cependant la performance d'une telle centrale est fortement influencée par les conditions d'utilisation des turbines volumétriques et aussi par l'apport solaire thermique qui varie sensiblement au cours d'une journée. Pour améliorer les performances de celle-ci, il est important de connaître les mécanismes physiques et opérationnels qui les contrôlent. Ces mécanismes sont liés aux phénomènes d'irréversibilités (de pertes exergétiques dans les échangeurs), aux lois physico-thermodynamiques régissant le fonctionnement des turbines volumétriques [17] et à la puissance totale récupérable au niveau des concentrateurs solaires (CEP: Capteurs Extra-Plats).

Les mécanismes d'origine intrinsèque (dissipation et transfert de chaleur interne dans les échangeurs, transmittance-absorptance du capteur) ainsi que les températures des sources chaudes et froides imposent une limite théorique aux performances de ces installations [7,9].

Les mécanismes extrinsèques liés à l'isolement, aux défauts de soudures autour du tube absorbeur et à la variation dans le temps de la source chaude (variation des puissances thermiques solaires et des niveaux de température correspondants) imposent une limite technologique et même opérationnelle aux performances d'une telle centrale [4, 7].

La puissance électrique fournie par les cycles ORC varie donc énormément au cours d'une journée et est fonction des paramètres cités ci-haut.

La démarche proposée dans ce travail permet, à partir de caractéristiques des turbines volumétriques [16] et du champ de capteurs solaires dimensionnés [24] pour 10 kWe, de faire une analyse thermodynamique des cycles de fonctionnement qui vise à maximiser l'efficacité en tenant compte des vitesses de rotation pour les différents régimes des turbines existantes:

- elle est basée sur deux cycles superposés décrits plus haut. Ceci permet de mieux s'adapter aux variations des sources chaudes et ainsi de minimiser les pertes exergétiques dans les échangeurs.
- elle permet de maximiser la puissance électrique produite dans les turbines tout en évitant de surdimensionner le champ de capteurs solaires qui comptent le plus dans les investissements [25].

La recherche des paliers de pression, les débits correspondants et les températures aux entrées des turbines haute et basse température constitue un problème d'optimisation multivariable. Le programme développé appelé "SolarPowerSystem" permet de dimensionner les composantes de la centrale et d'étudier les charges partielles [11].

Ce travail comprend également une étude sur la détermination des performances énergétiques du capteurs CEP 2 à partir d'un stand d'essais pour capteur à haute température qui est élaboré au LENI dans le cadre de ce présent projet (Annexes A et B). Les mesures non concluantes du point de vue énergétique (relâchement des soudures au niveau du tube absorbeur) [6,23] ont permis de choisir l'option définitive d'un capteur sans CPC (renforcement de flux). Celle-ci se fait à travers une étude comparative liée au concept du capteur CEP (aspects de suivi et de non suivi, effet de la double réflexion, effet d'ombrage) [25].

Le but de ce travail étant entre autre de définir, à partir des résultats expérimentaux et théoriques, un concept détaillé de centrale électro-thermosolaire pouvant être testée à l'EPFL.

Jusqu'à aujourd'hui, aucune centrale de ce type n'a été construite. Ce projet a donc pour but d'apporter quelques résultats sur les possibilités de fonctionnement d'une telle centrale et de cerner les paramètres clés liés aux problèmes qui en découlent.

2. CENTRALE PILOTE ELECTRO-THERMO-SOLAIRE DE 10 KW

2.1 Choix du site

Le site retenu pour cette centrale pilote de 10 kWe est l'EPFL. Le choix porté sur le toit du département de mécanique DME côté sud offre des possibilités d'intégrations ultérieures avec certaines installations existantes du LENI telles que le moteur à cogénération, la pompe à chaleur à absorption. Il conduirait à un champ de capteurs à orientation nord-sud. Cependant un site plus ouvert situé sur l'axe principal d'entrée sud de l'EPFL n'est pas à exclure.

2.2 Choix et définition du concept

Il consiste à concevoir une petite centrale pilote électrothermosolaire de 10 kWe destinée à être testée à l'EPFL. Différentes études tant théoriques qu'expérimentales [4,18] concernant les différents éléments de cette centrale pilote ont été effectués pendant les phases précédentes et actuelles de ce projet. Les principales limites rencontrées sont celles liées à la filière thermique de faible à moyenne puissance [3]:

- Les limitations connues d'efficacité de cycles thermiques en fonction des températures des sources (chaude et froide) communément appelée efficacité de Carnot.
- La disponibilité de turbines ou de moteurs à efficacité suffisante en présence de régimes fortement variables, de rapports d'expansion élevés et, dans le cadre des cycles à vapeur, de conditions d'écoulement occasionnellement diphasique (condensation).
- Les caractéristiques de capteurs solaires à efficacité décroissante avec la température et les contraintes de suivi éventuel du soleil.
- L'inertie thermique des composants et des fluides en jeu qui tendent à limiter la durée d'utilisation efficace (rayonnements de seuil).

Face à ces considérations de base le concept retenu à court terme et à l'issue des résultats discutés dans les annexes est celui d'une centrale pilote constituée:

- de turbines volumétriques (expandeurs) rotatives et hermétiques de type scroll obtenues à partir d'une unité hermétique de compression Trane de grande série convertie.
- d'unités modulaires comprenant deux cycles de Rankine superposés (avec des fluides différents) afin de moduler la puissance électrique produite.
- de capteurs à tubes sous vide et concentrateurs extra-plats à lamelles ajustées de type CEP avec monture nord-sud et suivi. Ses réflecteurs sont disposés dans un plan et offrent ainsi moins de prise au vent. Le choix du fluide caloporteur dans les capteurs est porté d'abord sur l'huile thermique.

Solar Thermal Electric power

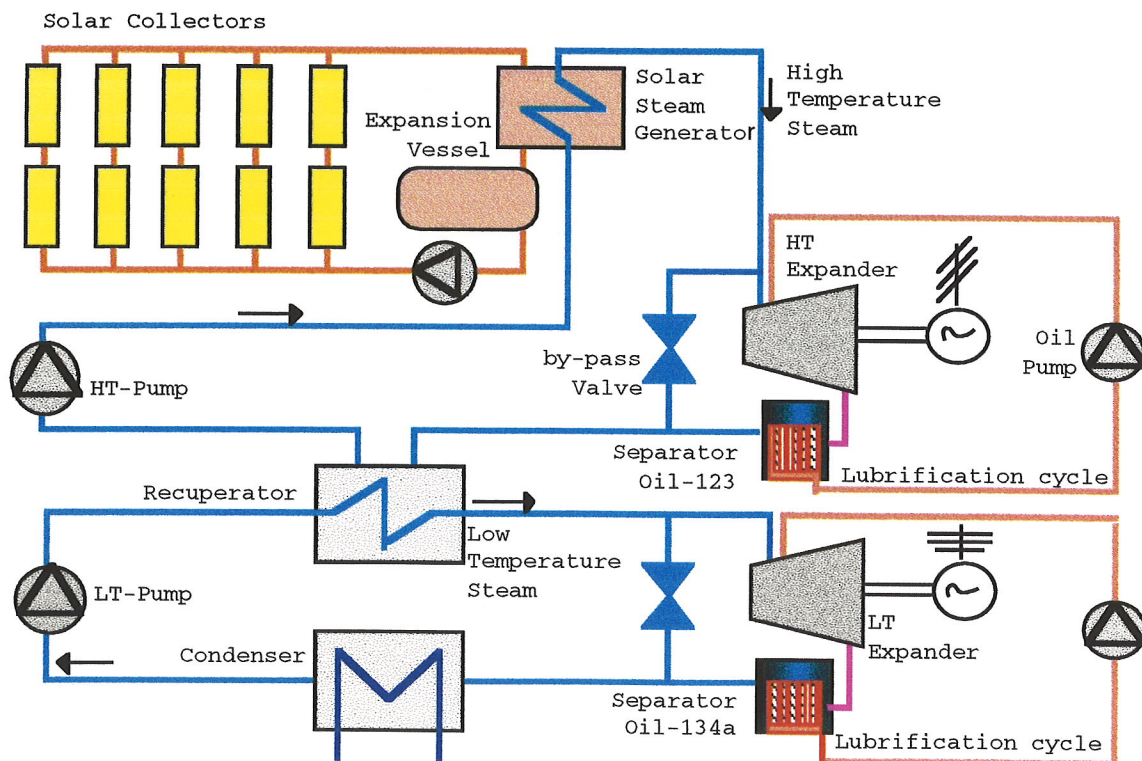


Fig.2.1: Schéma de base simplifié de la centrale pilote

La figure 2.1 montre le schéma d'écoulement projeté avec:

Pour le fluide caloporteur dans les capteurs:

- alimentation des tubes capteurs sous vide par une pompe dynamique en présence d'une vanne assurant un débit d'huile suffisant pour un écoulement non laminaire et pour une température limitée à la sortie des capteurs,

Pour le fluide A:

- production de vapeur du fluide A à travers un évaporateur tubulaire assurant une surchauffe minimale et fixant ainsi la température de fonctionnement de la turbine,
- collection et conduite de la vapeur produite vers la turbine scroll haute température du cycle supérieur.
- après détente, désurchauffe, condensation et sous refroidissement du fluide A dans un condenseur-évaporateur à plaques assurant le préchauffage, l'évaporation et la surchauffe du fluide B,
- pompage depuis une bache alimentaire (non représentée) alimentant l'ensemble des éléments constituant le cycle supérieur.

Pour le fluide B:

- Après évaporation et surchauffe dans l'échangeur intermédiaire, détente dans la turbine scroll de l'étage inférieur,
- désurchauffe et condensation par l'intermédiaire d'un échangeur à eau de refroidissement (condenseur) fixant la pression de condensation.
- pompage depuis une bache d'alimentation (non représentée) du cycle inférieur et alimentation de l'échangeur intermédiaire.

Le choix à court terme de l'huile thermique dans les capteurs est motivé d'une part par le fait de découpler les problèmes directement liés au champ solaire (pression limite de fonctionnement au niveau de l'absorbeur, variation transitoire du rayonnement solaire..) et ceux des cycles superposés (problèmes de réglage, choix du fluide..) et d'autre part par le fait de gagner d'abord une expérience pratique avec un système plus facile à contrôler. Il permet ainsi d'éviter les problèmes de température et de pression sous atmosphérique. Afin de réduire les effets d'inertie thermique (causés par la boucle à huile: huile thermique, évaporateur à huile..) et les coûts liés à ses équipements, il est envisagé à long terme de faire une évaporation directe visant ainsi à accroître l'efficacité globale de la centrale.

Le choix de cycles superposés vise également à accroître l'efficacité de cycle en tenant compte du fait que les turbines volumétriques présentent une plage de rendement et

de coût spécifique optimum pour une plage donnée de pression (typiquement 20 à 3 bars) et pour des rapports de pression limités (3 à 8).

2.3 Choix des fluides de travail

L'utilisation d'un fluide de type haute température (HCFC 123, HFC 245ca, PP9, H₂O, H₂O-NH₃, etc.) et d'un fluide basse température (R290, HFC 134a, R600, etc.) permet d'assurer un rendement optimal des turbines-générateurs hermétiques par un fonctionnement pour chacune d'elle dans la gamme de pression susmentionnée. Le principal inconvénient est la nécessité de réaliser un réseau haute température parfaitement étanche et capable de tenir à des pressions nocturnes très largement sous-atmosphériques. Une pré-étude expérimentale antérieure a néanmoins montré qu'un tel défi était surmontable [4]. Les principales caractéristiques de fluides proposés pour les cycles à haute (R-123) et basse (R-134a) température sont résumées dans le tableau suivant [12].

Réfrigérant	R-123	R-134a
Formule	CHCl ₂ CF ₃	CH ₂ FCF ₃
Température d'ébullition à 1atm(=1.013 bar)	27.84°C	-26.07°C
Pression de saturation à 20°C	0.76 bar	5.72 bar
Densité du liquide à 20°C	1475.6 Kg/m ³	1224.9 Kg/m ³
Température critique	183.68°C	101.03°C

Tab. 2.1: Caractéristiques principales des fluides de travail

L'approche proposée a l'avantage d'être adaptative dans le sens que le concept proposé devrait, sans modification majeure, être adaptable à une évolution vers de plus hautes températures de fonctionnement au gré des progrès technologiques attendus en matière de turbines et de fluides notamment. L'intérêt de la nature modulaire des unités de puissance envisagées ne se limite de loin pas aux seules centrales solaires mais devrait ouvrir de nombreuses perspectives en matière de valorisation d'énergie thermique ou de pression résiduelle¹ [3] ainsi que de cogénération, y compris de cogénération solaire

¹L'application de turbines scroll à la récupération de l'énergie de pression du gaz naturel aux postes de détente est à l'étude.

3. DIMENSIONNEMENT DE LA CENTRALE (ANNEXE C)

3.1 Pré-dimensionnement de la centrale

Étant donné que les turbines volumétriques retenues (compresseur scroll type "T" qui ont déjà l'objet d'une conversion en turbine) peuvent fonctionner selon certaines conditions jusqu'à une valeur maximale de 7.5 à 8.5 kW électrique, la puissance nominale de fonctionnement pourrait être choisie entre 10 et 16 kWe pour un cycle bi-étagé constitué de deux turbines. Dimensionner l'ensemble de la centrale avec une telle puissance aurait pour effet d'augmenter la surface du champ solaire compte tenu de la puissance-chaleur requise à l'évaporateur.

Une première étude de dimensionnement consiste à estimer les coûts des différents composants de la centrale et du champ solaire pour un point nominal de fonctionnement choisi autour de 10 kWe. Il permet d'évaluer les répartitions de coûts occasionnés par le champ solaire par rapport à ceux du cycle. Il est basée d'abord sur les données thermodynamiques concernant les fluides de travail, de même que sur les mesures de performances déjà effectuées sur la turbine scroll et ensuite sur une étude paramétrique des différentes grandeurs internes et externes pouvant influencer le comportement du système:

- Pressions de condensation des deux cycles
- Débits-masses des cycles inférieur et supérieur
- Températures aux entrées des turbines

Il intègre les coûts estimés des différents composants de la centrale (turbines, pompes, séparateurs, échangeurs....).

Se reporter à l'annexe C.

3.1.1 Coûts des capteurs et du champ solaire

Les capteurs solaires prévus pour équiper la centrale solaire sont de type extra-plat. Il existe une version prototype de ces capteurs, réalisés au LENI en collaboration avec COGENER. Ces capteurs font l'objet de recherches et de développement et ne sont donc pas encore commercialisable. Le coût du prochain prototype que COGENER va

engager dans un avenir proche est estimé à 1650 Frs/m² pour 120 m² (incluant le coût du personnel).

Cependant, pour se rapprocher au mieux à une base de prix correspondant à une réalité de marché, COGENER nous suggère d'utiliser le coût des capteurs LS3 équipant les centrales SEGS en Californie. Il s'agit d'un coût pouvant être basé sur le barème suivant qui reste toujours plus ou moins valable:

- 30% coût de la monture (support, mécanisme, suiveur,...)
- 20% coût de l'installation y compris le génie civil
- 15% coût des tubes
- 35% coût des miroirs

Un ordre de grandeur de prix concurrentiel se situe autour de **300 US\$/m² installé**. Il s'agit ici d'un prix pour une grande cadence de production de l'ordre de dizaines d'hectares.

3.1.2 Coûts des turbines scroll et des séparateurs

Sachant que les turbines scroll n'existent pas actuellement sur le marché, nous reportons ici les coûts des compresseurs scroll fabriqués en série. Ceux-ci ne tiennent pas compte des coûts de conversion de ces compresseurs en turbines scroll.

La figure 3.1 suivante représente les coûts d'unités hermétique de compresseur scroll développés par la société COPELAND en fonction de la cylindrée [Catalogue de prix 96 "Paulus"]. Ses coûts ont été convertis en dollars au cours de 1.4620 Frs pour 1 \$ (vente).

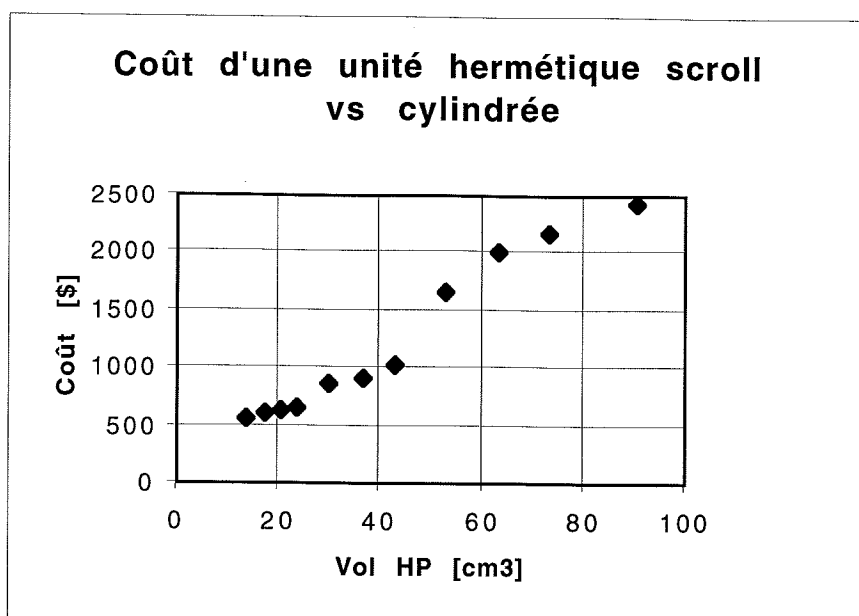


Fig.3.1: Coût de l'unité scroll en fonction de la cylindrée en mode turbine

Le tableau suivant indique les puissances électriques nominales en mode correspondantes aux cylindrées en mode turbine:

Vol HP [cm3]	13.8	17.1	20.3	23.3	29.7	36.5	43.1	53.0	63.2	73.1	90.4
Eelec [kWe]	1.47	1.66	2.02	2.39	2.94	3.68	4.42	5.52	6.62	7.36	8.83

Tab.3.1: Puissance électrique nominale en fonction de la cylindrée

Les puissances électriques indiquées ici correspondent à celles du fonctionnement en compresseur. Pour convertir ces compresseurs en turbine avec une puissance électrique nominale à la génératrice (fonctionnement en turbine) d'environ 5 kWe, en tenant compte des rendements de conversion mécanique et électrique, $\eta_{ME} = 0.85$, il doit falloir choisir un compresseur dont la puissance électrique vaut au moins 6,9 kW.

Ceci correspond à un coût environ de **2200 \$** (pour 7.36 kWe en compresseur). Cependant, ces compresseurs de type «Copeland» n'ayant pas encore fait l'objet d'une conversion en turbine, nous reportons le coût en série de l'unité hermétique

« T » qui fonctionne actuellement en turbine au LENI: 4350 Frs soit environ **2975 \$** (pour 9.8 kWe en compresseur).

Les turbines sont équipées de séparateurs à leur sortie pour séparer l'huile de lubrification et le fluide de travail. Dans la figure 3.2 ci-dessous sont indiqués les coûts en dollars de ceux-ci en fonction de la capacité en m3/h.

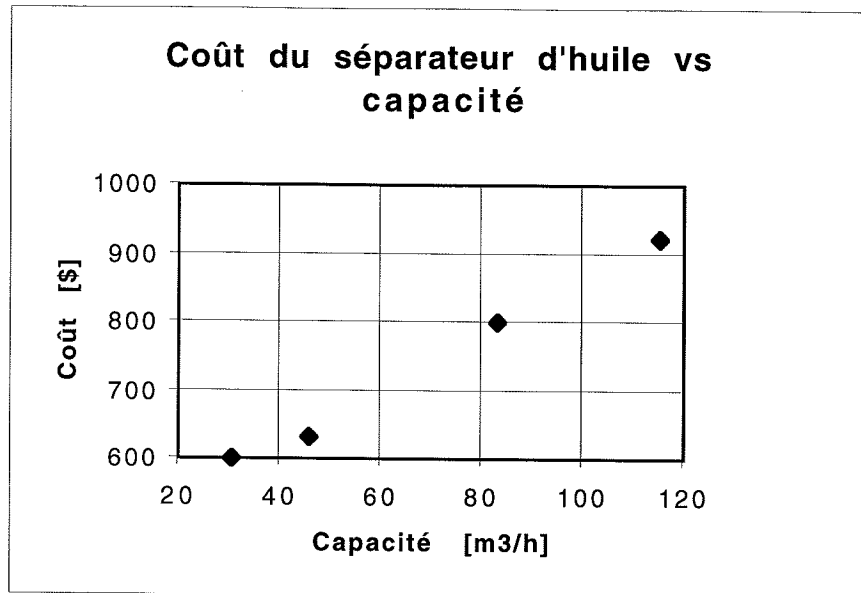


Fig.3.2: Coût d'un séparateur d'huile

Le débit-masse maximum avec lequel l'installation va faire fonctionner est estimé à 0.5 kg/s, ce qui correspond à une capacité en fonction des réfrigérants:

Réfrigérants	R134a	R123
Capacité [m3/h]	45	46.8

Tab.3.2: Capacité des séparateurs requis pour les réfrigérants R134A et R123

Le séparateur dont la capacité est de 45.9 m3/h correspondrait juste à nos besoins. Le coût de ce séparateur est de environ **630 \$** l'unité. Pour notre application on a besoin de deux séparateurs.

Le coût du séparateur de capacité minimale (45.9 m3/h) correspondant au besoin est estimé, d'après la figure 9, à 630 \$ l'unité.

Finalement le coût de l'ensemble des deux turbines et séparateurs est estimé à 2*2830 soit 5660 \$ (C) pour l'unité «Copeland» et à 2*3625 soit **7250 \$ (T)** pour l'unité «T». Noter que la différence de coût vient du fait que les puissances ne sont pas identiques.

3.1.3 Coûts des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur seront dimensionnés par leurs surfaces d'échanges qui dépendent généralement des types d'échangeurs, des pincements et des puissances échangées. La fonction de coût classique utilisée est celle d'une fonction exponentielle donnée dans la référence [2] par l'équation suivante:

$$C = C_r \left(\frac{S}{S_r} \right)^m$$

C_r : coût de référence donné en \$1000.

S_r : surface de référence prise à 1m²

m : facteur lié au type d'échangeur pris égal à 0.78

I_a : Indice d'actualisation des prix évalué à 1.182 à partir des indexations annuelles de la revue « Chemical Engineering »

S : surface d'échange effective de l'échangeur donnée en m².

La figure 3.3 ci-dessous représente le coût des échangeurs de chaleur en fonction de la surface d'échange.

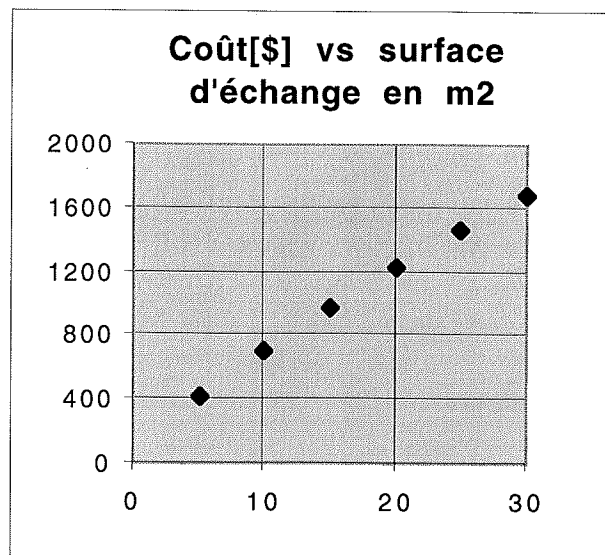


Fig.3.3: Coût d'un échangeur de chaleur

3.1.4 Coûts des pompes

Comme dans le cas des turbines, les pompes doivent pouvoir fonctionner dans des conditions de fonctionnement très variées selon la puissance solaire à disposition. Le choix des pompes est donc directement influencé par les différents régimes de fonctionnement de la centrale solaire. Toutefois, afin d'avoir une idée du coût de la centrale solaire, il est intéressant d'avoir un ordre de grandeur de coût des pompes. Le marché des pompes pour les débits relativement faible avec des rapports de pression élevés est malheureusement très peu développés. Ainsi sur la dizaine de demandes d'offres que l'on a faites, aucune proposition correspondant à nos besoins nous a été fournie. Ainsi pour avoir tout de même un ordre de grandeur de prix, on va reprendre le coût de la pompe qui fonctionne actuellement sur l'installation du LENI (pompe Hydra-Cell M-10/8). Celle-ci est une pompe à membrane à trois pistons axiaux. Il est à remarquer qu'une pompe à 5 pistons auraient été plus intéressante car elle engendrerait nettement moins de pulsations. La cylindrée de cette pompe est de 108.7 cm³. La pompe et le variateur de fréquence revient à **5250 Frs** soit en dollars, **3590 \$**. Pour notre cycle bi-étagé le coût des pompes est de:

Coût des deux pompes: **7180 \$**

A noter qu'une pompe à 5 pistons radiaux nous a été proposée, mais qui correspond à des plages de débits et de pressions au refoulement nettement supérieurs à ceux correspondant à la plage de fonctionnement souhaitée.

Les pompes des circuits de lubrification des turbines avec leurs variateurs de fréquence sont estimées à Fr.S 2*1000 soit 2*684 c'est à dire environ **1368 \$**.

3.1.5 Coût des fluides de travail et autres

La masse de réfrigérant à prévoir pour un cycle est relativement égale 10 kg à raison de 25 FrS/kg soit FrS 500 pour les deux cycles (**350 US\$**). A ces fluides s'ajoutent les huiles thermique caloporteur et de lubrification des paliers des turbines dont l'ensemble est estimé à 1640 \$ pour des éventualités de stockage.

Les autres coûts regroupent ceux liés:

- au personnel (environ 100 Frs/h pour 100 heures)

- au montage et autres soit environ 20% du poids net de l'installation (300 kg) pour le châssis et 10% pour les tubes
- à l'électronique de commande.

3.1.6 Démarche et méthode de pré-dimensionnement

Sachant également que ces turbines présentent une plage de rendement et de coût spécifique optimum pour une plage donnée de pression (typiquement 20 à 4 bars) et pour des rapports de pression limités (3 à 8) avec une production en électricité sensiblement égale à 5 kWe [17], nous répartissons les 10 kWe de manière équitable entre les deux turbines (chaque étage de turbine fonctionne à 5 kWe).

Ainsi, pour des conditions thermodynamiques de fonctionnement (pression de condensation des deux fluides de travail, températures aux entrées des turbines) et atmosphériques (rayonnement solaire, température ambiante) données, nous cherchons les débits-masses des fluides nécessaires pour produire les 5 kWe au niveau de chaque cycle.

L'étude de l'influence de celles-ci sur l'efficacité global du cycle en tenant compte des coûts des capteurs et ceux des échangeurs permet de choisir les surfaces d'échange des échangeurs et celles du champ pour des conditions thermodynamiques partiellement optimisées.

Remarque que seuls sont considérés les coûts des échangeurs et du champ solaire pour ce calcul de pré-dimensionnement. En effet les coûts liés aux autres composants (pompes, turbines, séparateurs d'huile..) sont considérés comme fixes et par conséquent n'interviendront pas dans le choix des paramètres.

Les calculs sont faits pour des vitesses de turbines constantes car accrochées directement au réseau électrique.

Des études d'influences ont été faites pour les différents paramètres internes et externes pouvant influencer le comportement du système (à savoir les pressions de condensation des deux cycles, les débits-masses, températures aux entrées des turbines...); se reporter à annexe D.

3.1.7 Résultats et discussion

Les figures 3.4 et 3.5 représentent respectivement les coûts totaux (échangeurs et du champ solaire) et l'efficacité globale du cycle en fonction de la puissance électrique récupérée pour des conditions définies. Elles sont paramétrées par le pincement au niveau du récupérateur qui est défini ici par la différence de température entre les deux paliers de pression (paramètre sensible car reliant les deux cycles superposés). Chaque courbe définit un débit de fonctionnement du cycle inférieur correspondant à une production électrique de 5 kW pour la turbine inférieure et une plage de fonctionnement du cycle supérieur.

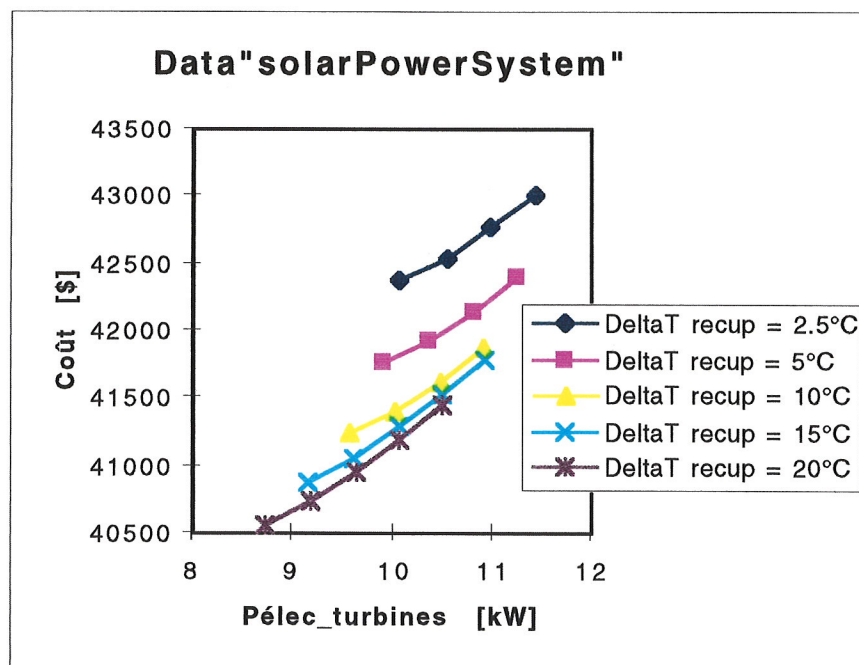


Fig.3.4: Coûts échangeur et champ solaire en fonction de la puissance électrique récupérée

($E_{\text{sun}}=650\text{W/m}^2$, $T_a=15^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{sub}}=2^\circ\text{C}$, $T_{\text{sur-sup}}=150^\circ\text{C}$, $T_{\text{sur-inf}}=80^\circ\text{C}$, $P_{\text{cond}}=5\text{bars}$)

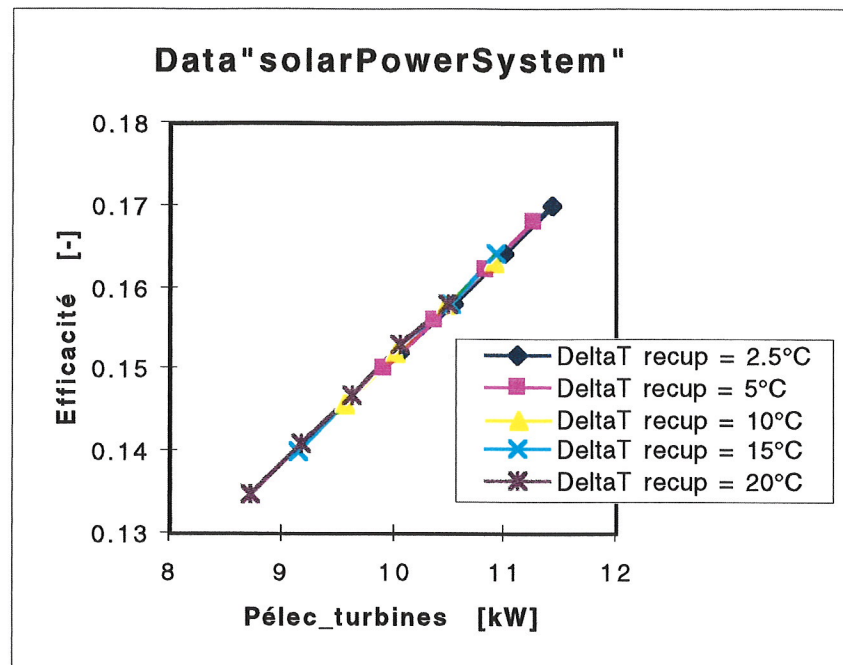


Fig.3.5: Courbe d'efficacité globale du cycle en fonction de la puissance électrique récupérée

($E_{\text{sun}}=650\text{W/m}^2$, $T_a=15^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{sub}}=2^\circ\text{C}$, $T_{\text{sur-sup}}=150^\circ\text{C}$, $T_{\text{sur-inf}}=80^\circ\text{C}$, $P_{\text{cond}}=5\text{bars}$)

Étant donné que la pression d'évaporation du cycle inférieure est définie par la turbine BT pour un débit du cycle inférieur correspondant à environ 5 kWe, et pour une température d'entrée fixée (turbine volumétrique à vitesse fixe), les variations observées résultent uniquement de l'influence de la pression de condensation du cycle supérieur.

L'observation de la figure 3.5 montre que les courbes d'efficacité globale sont décalées vers la gauche pour les pincements élevés, ce qui correspond à des plages de fonctionnement différentes, mais que celle-ci ne change presque pas dans le domaine entourant les 10 kWe. Ce résultat absurde du point de vue des performances énergétiques d'un tel cycle vient du fait que les turbines à disposition ne sont pas exploitées au maximum par le choix des pressions et débits (taille des turbines importante pour une production de 10 kWe). Les échangeurs risquent par conséquent d'être sous dimensionnés.

Par contre les coûts, notamment ceux liés au récupérateur, diminuent fortement en fonction du pincement.

La figure 3.6 suivante représente les proportions des coûts des différentes composantes par rapport au coût total estimé lors de cette étude de pré-dimensionnement.

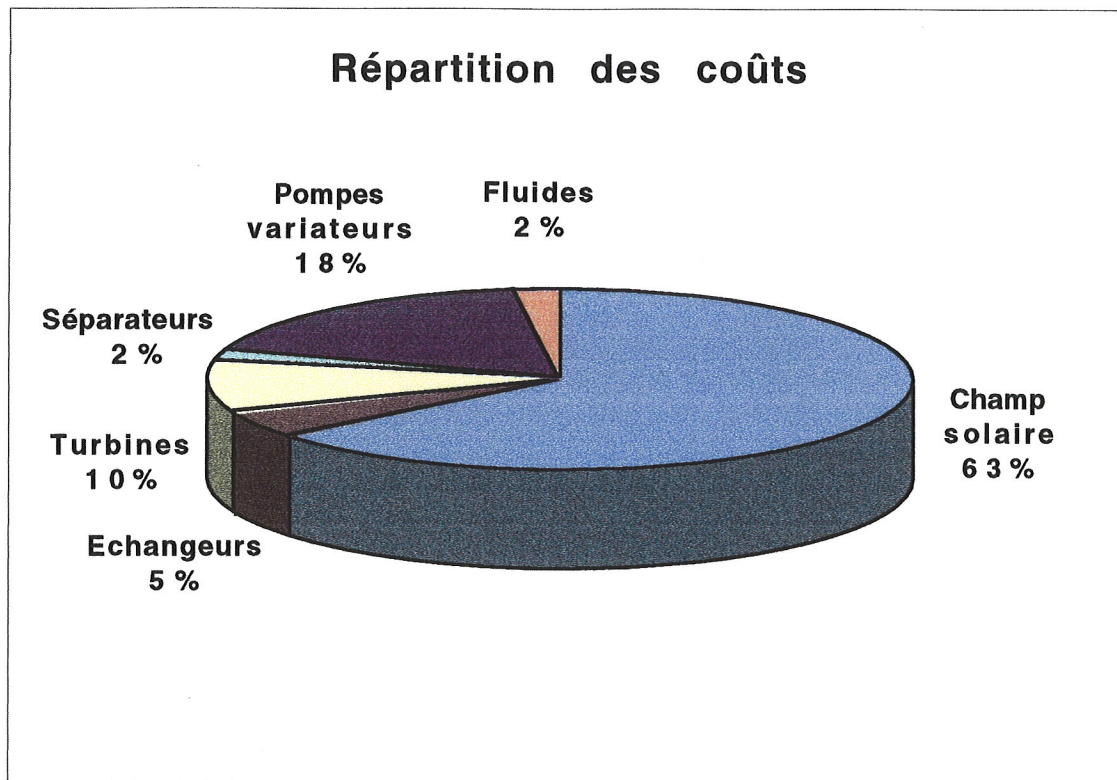


Fig.3.6: répartition préliminaire des coûts des différentes composantes de la centrales

Il ressort que le champ de capteur occupe à lui seul les 2/3 des investissements (soit 40'000 US\$; Attention: ces coûts sont basés sur ceux des capteurs LS3 équipant les centrales SEGS en Californie et par conséquent ne correspondent pas au prototype du capteur CEP, voir paragraphe 3.1.1).

3.2 Dimensionnement de la centrale

3.2.1 Objectif

L'étude faite au pré-dimensionnement montre que les composants des deux cycles superposés doivent être optimisés en fonction de la taille des turbines afin d'exploiter ces dernières avec la plus grande efficacité possible. Les échangeurs seront ainsi dimensionnés pour une centrale à puissance maximale de 16.5 kWe correspondant aux turbines installées. Par contre, pour éviter de surdimensionner ce champ de

capteurs solaires qui occupe environ les 2/3 des coûts d'installations, il serait intéressant de le dimensionner autour de 10 kWe et d'étudier les possibilités de fonctionnement allant jusqu'à 16.5 kWe pour des conditions atmosphériques meilleures.

Le but de ce dimensionnement consiste alors à choisir et fixer d'une part les paramètres internes et externes de fonctionnement du cycle à puissance électrique maximale et d'autre part à évaluer les coûts impliqués:

- Surfaces d'échange et puissances des échangeurs (évaporateur, récupérateur et condenseur).
- Surface nécessaire du champ solaire. A noter que la taille réelle du champ solaire est définie suivant une étude de classement du gisement solaire annuel cumulé en Suisse sous forme de courbes monotones [partie B, COGENER]. Il intègre les puissances transformations requises à l'évaporateur pour des puissances électriques analysées dans l'étude des charges partielles effectuée au paragraphe 3.3 suivant.
- Débits, pressions et températures de fonctionnement nécessaires pour la production électrique maximale (16.5 kW électrique).

3.2.2 Modélisation des composants et programme «SolarPowerSystem»

Se reporter à l'annexe C de ce rapport [11].

3.2.3 Résultats de dimensionnement

- sources froide et chaude

Fluides	T _{in}	T _{out}	Q	Débit-masse
(sources froide et chaude)	[°C]	[°C]	[kW]	[kg/s]
Eau de refroidissement du condenseur	7.00	14.43	77.63	2.500
Huile thermique dans l'évaporateur	161.15	146.00	93.79	2.490

Tab.3.3

- cycle thermodynamique des réfrigérants

Points du cycle	v *E-3 [m3/kg]	P [bars]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	x [%]	T _{sat.} [°C]	dT _{sat.} [°C]
Cycle HT								
CP	7.492	4.20	71.78	275.95	1.25	0.0	73.78	-2.00
PE	7.477	19.34	73.67	277.95	1.25	0.0	145.16	-71.48
ET	78.402	20.36	156.15	471.37	1.73	1.0	148.04	8.11
TC	451.722	4.20	106.86	453.49	1.75	1.0	73.78	33.08
Cycle BP								
CP	7.909	5.00	13.10	218.16	1.06	0.0	15.10	-2.00
PE	7.986	20.82	14.95	220.46	1.07	0.0	69.01	-54.06
ET	98.85	20.82	79.34	440.68	1.73	1.0	69.01	10.33
TC	443.904	5.00	29.63	419.78	1.76	1.0	15.10	14.52

Tab.3.4

- Transmetteur de chaleur et champ solaire

Composants	E electr. [kW]	Etherm. [kW]	rendement global [-]	PR [-]	Débit-masse [kg/s]
Pompe BT	0.84	0.87	0.81	4.16	0.385
Pompe HT	0.90	0.95	0.81	4.73	0.480
Turbine BT	8.04	11.65	69.23	4.16	0.385
Turbine HT	8.58	13.40	64.73	4.73	0.480

Tab.3.5

- Unités de puissance électrique

Composants	Puissance [kW]	Pincement [°C]	Surface d'éch.[m2]	Coût [\$]
Condenseur	77.63	1.50	29.00	1633
Evaporateur-codenseur	85.22	5.00	20.48	1245
Evaporateur	93.79	5.00	39.26	2068
Champ solaire	93.79	*	154.00	46200

Tab.3.6

4. ESTIMATION DU COUT DE L'INSTALLATION

4.1 Coût d'une installation pilote électrothermosolaire

Il s'agit d'une évaluation du coût de l'installation pilote proposée pour la phase court terme du projet. C'est une estimation plus ou moins grossière du coût du kW électrique installé pour la simple raison que les principaux composants de cette centrale font toujours l'objet de recherche. Elle est basée d'une part sur une étude de prix élaborée à partir des catalogues les plus récents c'est à dire sur l'expérience acquise par le LENI pour les différentes commandes de composants de la centrale déjà effectuées pour l'installation existante et d'autre part sur l'analyse performance-coût déjà discutée plus haut.

Le tableau suivant résume les coûts des différents éléments qui composent la centrale pilote.

Composants	Condenseur	Récupérateur	Evaporateur	Champ solaire	
Surface d'échange [m2]	29	20.48	39.26	154	
Coût [\$]	1633	1245	2068	46200	51146
Composants	Turbine BT	Turbine HT	SéparateurBT	SéparateurHT	
Capacité [m3/h]			45.9	45.9	
cylindrée [cm3]					
(Unité "Copeland: C")	73.1	73.1			
(Unité "Trane: T")	80	80			
Coût de l'unité C [\$]	2200	2200	*	*	4400
Coût de l'unité T [\$]	2975	2975	630	630	7210
Composants	Pompe BT (+ variateur)	Pompe HT (+ variateur)	Pompes à huile thermique (+ variateur)	Pompes à huile lubrification (+ variateur)	
cylindrée [cm3]	108.7	108.7			
Coût de l'unité C [\$]	3590	3590	2200		9380
Coût de l'unité T [\$]	3590	3590	2200	1370	10750
Fluides	Réfrigérant R 134a	Réfrigérant R 123	huile thermique boucle+stockage	huile de lubrification	
masses [kg]	10 à 12	10 à 12	60	4	
Coût de l'unité C [\$]	175	175	1640	*	1990
Coût de l'unité T [\$]	175	175	1640	110	2100
Frais supplémentaires pour le cycle	personnel	monture/tube	électronique de commande		
	68\$/h*100 heures				
Coût [\$]	6800	500	1000	0	8300
Coût total unité C, et sans lubrification [\$]	14398	7710	6908	46200	75216
Coût total unité T et avec lubrification [\$]	15173	8485	7538	48310	79506

Tab.3.6: tableau résumé de coûts de différents composants

Le coût évalué de l'installation s'élève jusqu'à **79'506 US\$** soit environ **113'375 FrS** pour la configuration de centrale électrothermosolaire proposée plus haut. Ce qui correspond à **4800 \$/kWe** installé. Ce sera le coût qui correspondrait probablement au mieux avec la réalité du marché et qui pourrait être relativement utilisé pour une comparaison avec les systèmes photovoltaïques.

La figure ci-dessous représente la répartition des coûts des différents composants.

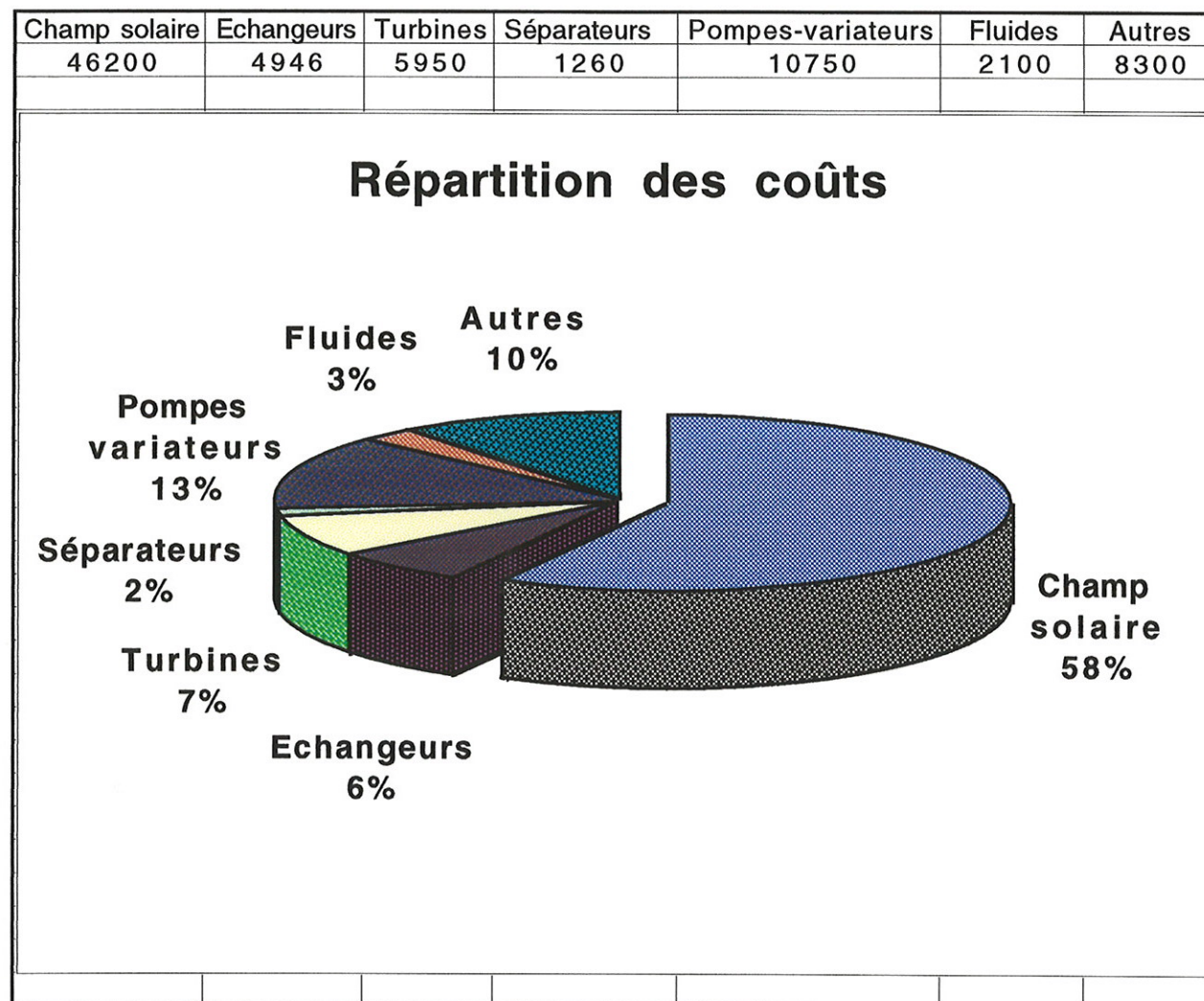


Fig.3.7: Répartition des coûts des différents composants de la centrale

Le champ solaire représente à lui seul 58% des investissements (soit 46'000 US\$, coût incluant les frais du personnel).

Ce pendant, pour ce qui est du prototype de la centrale pilote à mettre en place, le coût du m² de capteurs indiqué par COGENER, est 5 fois supérieur à celui utilisé pour ces

calculs de dimensionnement mentionnés ci-haut (paragraphe 3.1.1). Les figure 3.8 et 3.9 représentent respectivement l'évolution des coûts de l'installation et du kW installé pour différentes valeurs du coût du m² de capteurs.

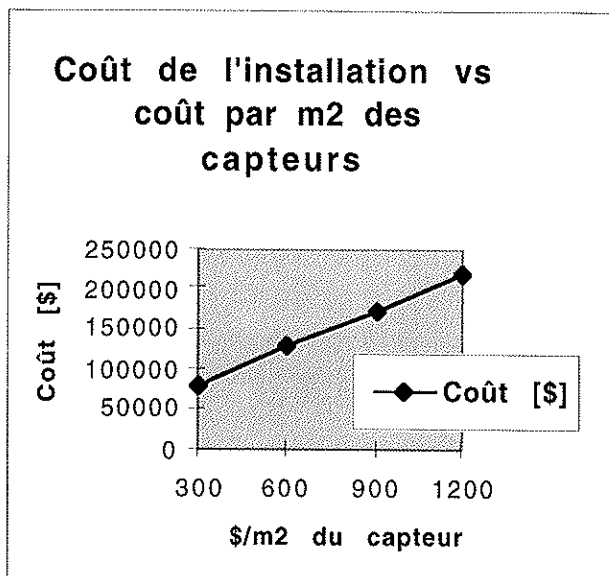


Fig.3.8: Coût de l'installation

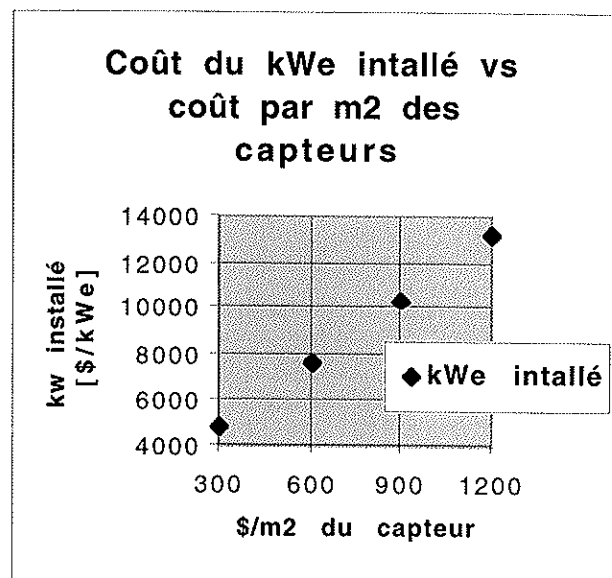


Fig.3.8: coût par kW installé

4.2 Coût d'une installation photovoltaïque

A l'issue d'une discussion téléphonique avec Mr Favre, responsable de la section "Solaire photovoltaïque auprès des Services Industrielle de Lausanne-Division de l'Énergie, il semblerait que le prix moyen des seuls panneaux photovoltaïques correspondant à la réalité actuelle du marché suisse s'élève jusqu'à 500 FrS pour 50 W électrique. Il correspond à un coût de 100'000 FrS pour une puissance électrique de 10 kWe.

Les services industrielles de Lausanne compte 15'000 Frs par kWe pour une installation complète, qui comprend:

- Panneaux photovoltaïques et supports métalliques.
- Coût du génie civil
- Câblage électrique complet.

Ainsi, si l'on souhaite avoir une installation d'une puissance de 10 kWe, le coût d'installation complet revient à 150'000 Frs soit $\approx 103'000$ \$

5. GESTION DE FONCTIONNEMENT DE LA CENTRALE

Il consiste à dégager les tendances générales quant aux marges et à la stratégie de fonctionnements de la centrale solaire. Elle s'est faite sous deux approches différentes mais complémentaires:

- Étude des marges de fonctionnement de la centrale solaire:

Sans implémenter de calculs d'optimisation trop long à mettre en oeuvre, on a lancé des calculs du cycle bi-étagé, pour différents rayonnements solaires, où les variables indépendantes du problème (voir plus loin) sont calculées de manière aléatoires entre des bornes spécifiées. Ces bornes sont prises suffisamment larges de sorte que l'on couvre un domaine de fonctionnement du cycle bi-étagé aussi grand que possible, ce qui nous permet, de la sorte, de trouver les limites au fonctionnement de la centrale solaire [19,25].

- Étude paramétrique de la centrale solaire:

Comme lors du calcul de prédimensionnement de la centrale solaire, on voudrait par ces calculs, étudier le comportement du cycle bi-étagé en faisant varier certains paramètres. Ceci devrait également nous permettre de définir une stratégie de fonctionnement de la centrale solaire [19,25].

Le but lors d'une étude de gestion d'une centrale solaire à charges variables est de trouver les points de fonctionnements qui, pour les différents rayonnement solaire, donne le maximum de puissance électrique.

5.1 Programme de calcul des cycles

Se reporter à l'annexe C de ce rapport (programme SolarPowerSystem).

5.2 Étude des marges de fonctionnement de la centrale solaire

Cette étude est réalisée en effectuant des calculs du cycle à charge partielle à partir des variables indépendantes (pressions de condensation des deux cycle, débits-basses et température à l'entrée du capteur) définies aléatoirement par des fonctions "Random" entre des bornes inférieur et supérieur fixées.

Ce calcul a été réalisé pour plusieurs rayonnement solaires. Parmi toutes les solutions obtenues à l'aide du programme, il a d'abord fallu trier les solutions réalisables, c'est à dire celles qui présentent un sous refroidissement négatif à l'entrée des pompes et qui ont une surchauffe à la sortie de l'évaporateur. Les résultats de ces calculs sont présentés, pour les quatre variables indépendantes, sous forme de fonction de densité obtenue à l'aide de la fonction de Gauss [se reporter à l'annexe C].

Les figures 5.1 et 5.2 ci-dessous illustrent les domaines de débits de fonctionnement pour deux rayonnements différents 550 et 800 W/m².

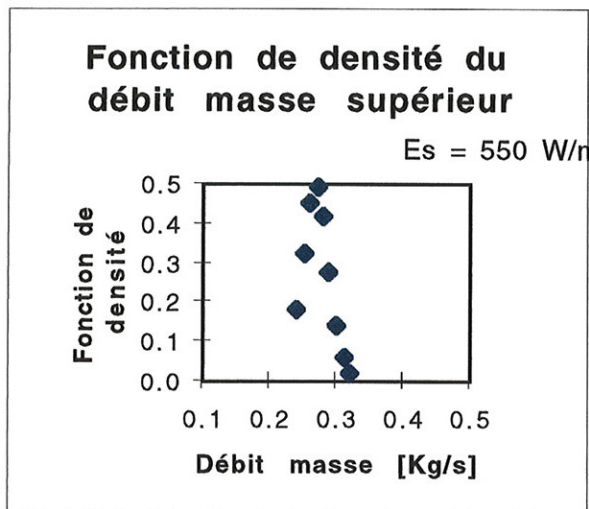


Fig.5.1

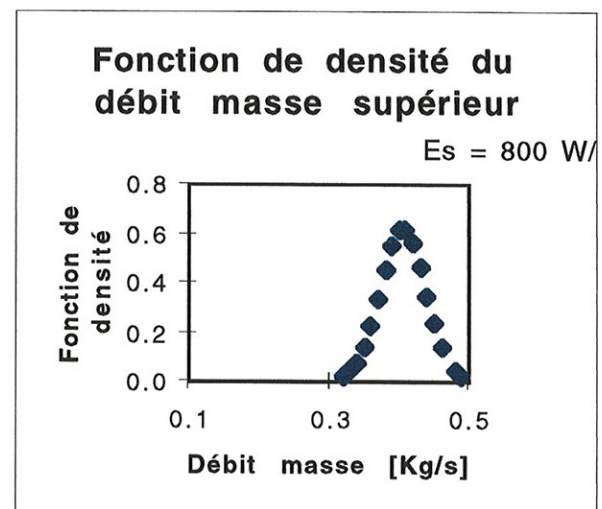


Fig.5.2

Le débit masse circulant dans le cycle supérieur est très dépendant du rayonnement solaire. Le débit est d'autant plus faible et la marge d'autant plus serrée que le rayonnement est faible. Ceci traduit que nous travaillons dans des marges de débits très restreintes pour des puissances de transformations relativement faibles à l'évaporateur. Cette marge est limitée par la contrainte de vitesse des turbines.

Cependant, avec l'augmentation de la puissance thermique solaire, on pourrait travailler avec des débits-masses des réfrigérants R123 et R134A plus élevés d'où une diminution du volume-massique à l'entrée de la (turbine volumétrique). Ceci correspond à une augmentation de la température et de la pression d'évaporation (à la saturation) afin de garder une surchauffe suffisante à l'entrée de la turbine.

Travailler avec un grand débit masse est de plus avantageux du point de vue de la puissance électrique que l'on peut récupérer.

5.3 Étude d'influences

Grâce à cette étude, il est possible de voir quels sont les paramètres importants pour obtenir une puissance électrique maximale. Ainsi le sous refroidissement, le rapport de pression dans les deux cycles, apparaissent comme des facteurs importants [se reporter à l'annexe C]. Les figures 5.3 et 5.4 ci-dessous illustrent l'influence du rapport de pression de chacun des cycles sur la puissance électrique totale récupérée pour un rayonnement correspondant à 650 W/m².

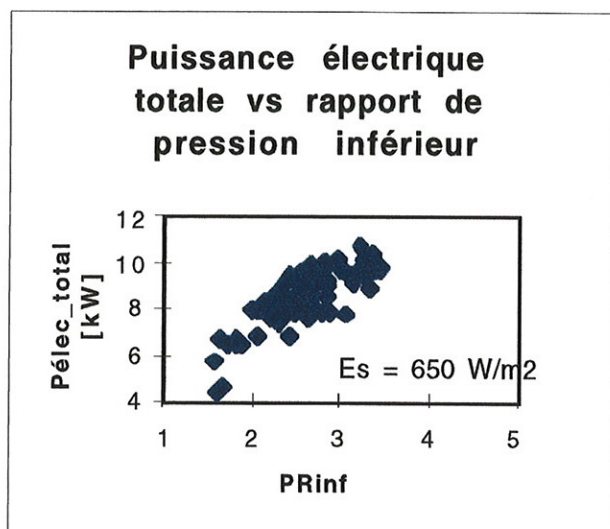


Fig.5.3

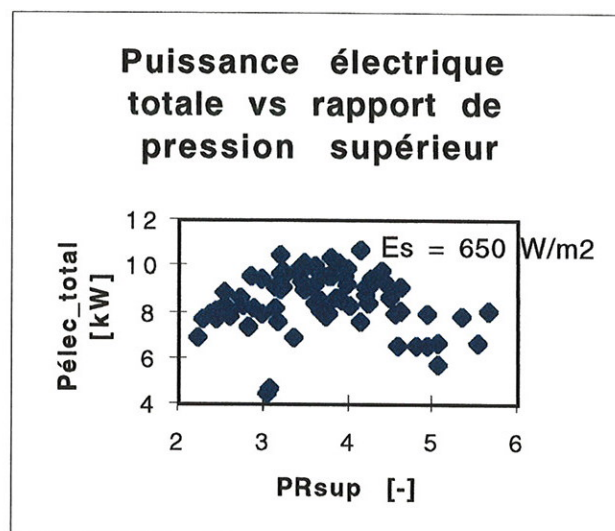


Fig.5.4

On constate que les marges de rapport de pression ne sont pas identiques pour les deux cycles. Il est en effet important de travailler avec un rapport de pression dans le cycle inférieur, situé autour de 3.5 au delà duquel il n'y a pas eu de solutions pour une puissance de transformation correspondant à 650 W/m². Il se manifeste par contre un optimum pour le rapport de pression du cycle supérieur qui se situe autour de 3.5 à 4. Ce résultat pourrait être interprété d'une part par le couplage entre les deux cycles; Celui-ci est défini, pour une surface disponible au niveau du récupérateur, par la liaison qui existe entre la pression de condensation du cycle supérieur et celle d'évaporation du cycle inférieur et d'autre part par la diminution du rendement des turbines vers les rapports de pression élevés [15].

5.4 Performances du cycle bi-étagé et conditions de fonctionnement

Rappelons que le but principale, lors d'une étude de gestion d'une centrale solaire en charges partielles, est de trouver les points de fonctionnements qui, pour les différents rayonnement solaire, donne le maximum de puissance électrique. Nous travaillons plutôt ici en terme de puissances transformations au niveau de l'évaporateur afin de définir les performances du cycle (efficacité, puissance électrique produite) qui serviront à déterminer la taille réelle du champ solaire suivant le classement des rayonnements solaires intégrant l'étude des charge partielle du cycle bi-étagé [CSIP 3: partie B, COGENER].

Cependant, pour des surfaces d'échanges des échangeurs déjà fixées lors du dimensionnement du cycle bi-étagé, le but est de chercher les débits-masses des cycles inférieur et supérieur, les pressions d'évaporation et de condensation, les températures aux entrées des turbines et du collecteur qui donneront le maximum de puissance électrique récupérable dans les turbines. Ceci se fait en variant la puissance transformation reçue à l'évaporateur. La figure 5.5 représente les performances du cycle en fonction de cette dernière.

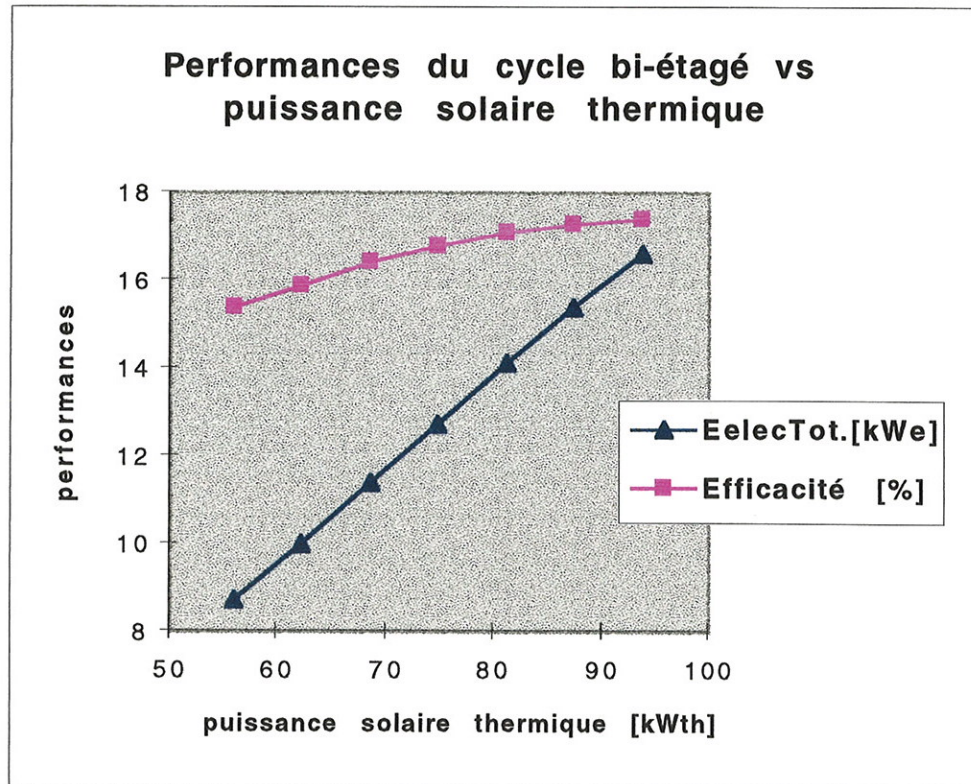


Fig.5.5: Performances du cycle bi-étagé en fonction de la puissance solaire thermique récupérée au niveau des capteurs (puissance transformation reçue l'évaporateur)

L'efficacité du cycle augmente, de même que la puissance totale produite dans les turbines, avec la puissance thermique solaire récupérée au niveau des capteurs. Ceci était prévisible si l'on sait que le cycle est optimisé autour de 16.5 kW. En effet la diminution de la pente de la courbe d'efficacité met en évidence la dégradation du rendement des turbines vers les rapports de pression les plus élevés.

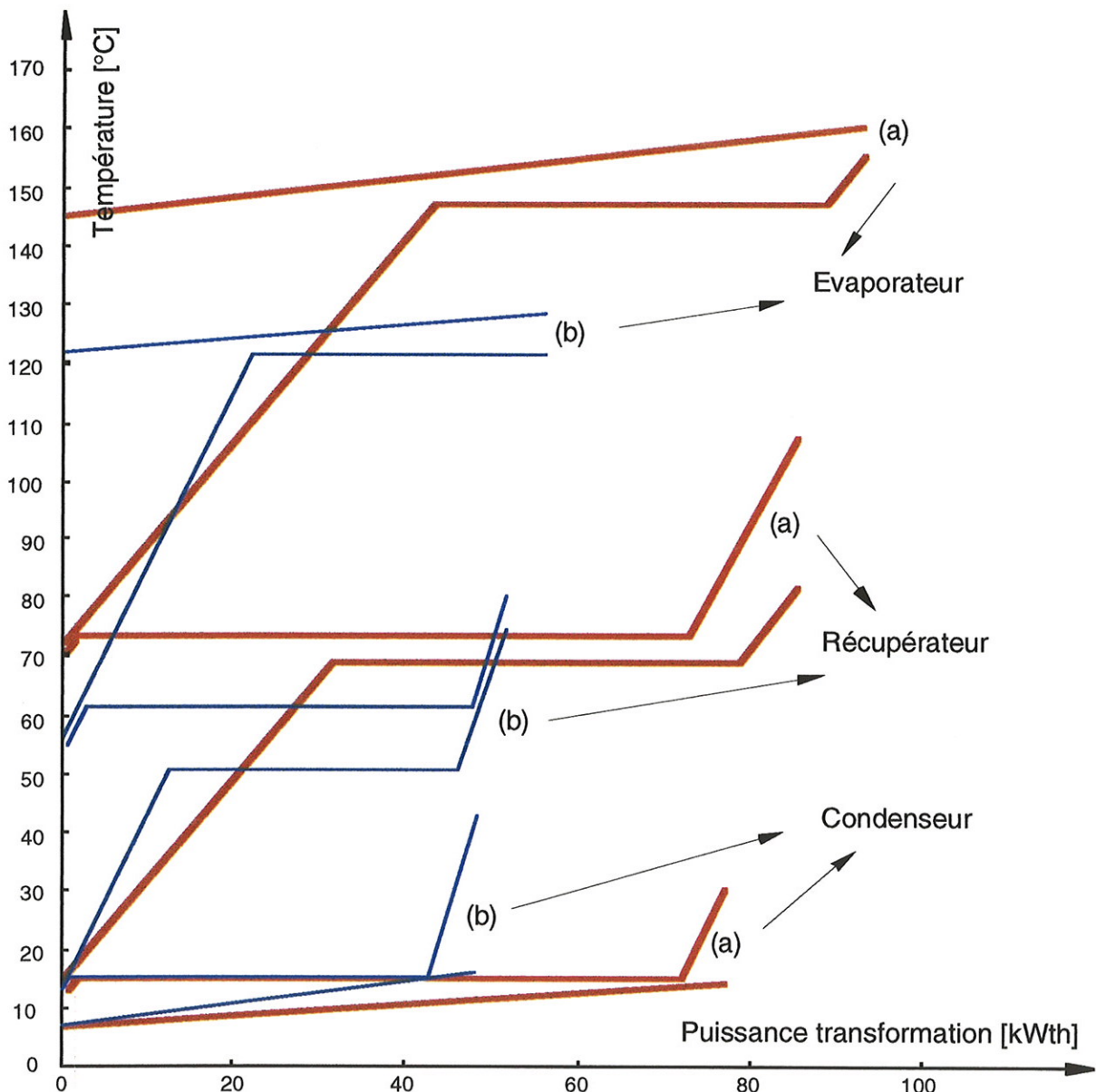


Fig.5.6: Diagramme température-puissance transformation dans les échangeurs

(a): charge maximale des turbines (# 16 kWe, 100%)

(b): charge minimale des turbines (# 8 kWe, 50%)

La figure 5.6 ci-dessus montre dans un diagramme température-puissance transformation, les écarts de température liés aux échanges de chaleur dans les différents échangeurs et ceci pour les cas correspondant respectivement à 55 kWth et 93 kWth.

Il apparaît clairement que les pertes exergétiques liées au préchauffage du réfrigérant liquide de chacun des cycles sont les plus importantes. De même la désurchauffe est d'autant plus grande que la puissance transformation est faible. L'introduction d'un échangeur intermédiaire valorisant celle-ci pourrait apporter une amélioration de l'efficacité du cycle.

Les figure 5.7 et 5.8 représentent les variations des débits-massiques ainsi que les pressions de condensation et d'évaporation des cycles inférieur et supérieur.

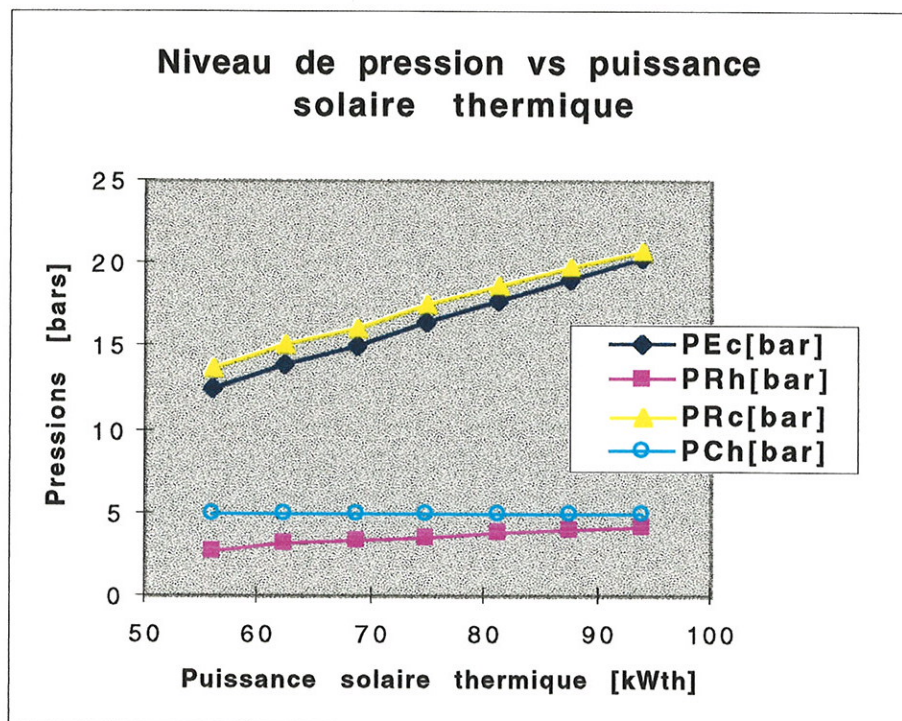


Fig.5.7: Évolution des pressions de condensation et d'évaporation des cycles inférieur et supérieur en fonction de la puissance solaire thermique dans les capteurs

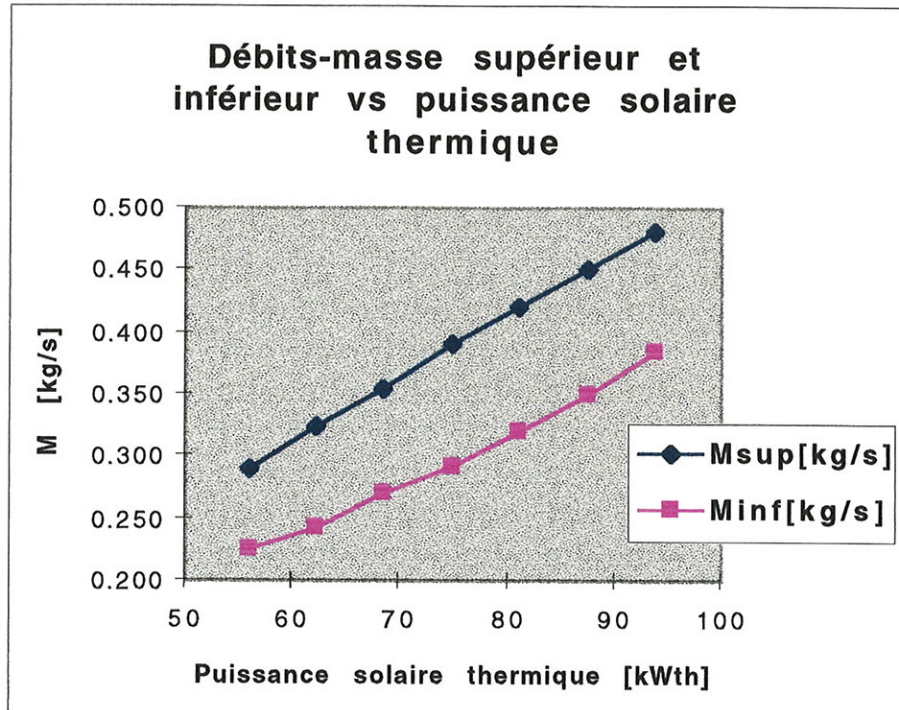


Fig.5.8: Évolution des débits-massique des cycles inférieur et supérieur en fonction de la puissance solaire thermique dans les capteurs

L'augmentation de la puissance thermique solaire, se traduit par une augmentation des débits-masses des cycles inférieur et supérieur d'où une diminution du volume-massique à l'entrée des turbines BT et HT (turbines volumétriques). Ceci correspond à une augmentation de la température et donc de la pression d'évaporation (à la saturation) afin de garder une surchauffe suffisante à l'entrée de celles-ci.

6. CONCLUSIONS

Les calculs de pré-dimensionnement et de dimensionnement présentés dans les chapitres précédents ont montré l'influence du choix de certains paramètres sur la puissance récupérée, l'efficacité, et le coût de l'installation. Ainsi l'analyse de la pression de condensation du cycle inférieur pour les marges de débits considérées montre que les performances du cycle sont d'autant plus importantes et les coûts d'autant plus faibles que la pression de condensation est basse. Cette pression étant réglée dans notre cas par l'eau de refroidissement du condenseur.

On a pu constater également que dimensionner le cycle pour 10 kWe nominale, conduirait à des pincements très élevés au niveau des échangeurs à puissance maximale. Ceci n'est pas bénéfique du point de vue énergétique si l'on veut fonctionner à des puissance relativement plus grandes. Il est plutôt intéressant de dimensionner le cycle par rapport à la taille des turbines (16.5 kWe au total) en maintenant celui des collecteurs autour de 10 d'autant plus que le champ de capteurs solaires représente les 2/3 des coûts d'investissements de la centrale. L'analyse du coût de l'installation en fonction du coût par m² du capteur donne une indication sur le kWe installé.

Il est toutefois ressorti de cette étude qu'il serait important de mettre l'accent sur les pompes de réfrigérants qui font environ 13% des coûts totaux. En effet, pour les conditions de débits (0.2 - 0.5 Kg/s) et de pression (pression au refoulement de l'ordre de 20 bar) requises pour cette centrale solaire, le marché des pompes est malheureusement très peu développés. Une alternative intéressante, du point de vue du gain en puissance électrique, serait peut être les pompes à sas qui offrent l'avantage de ne pas avoir de pièces mécaniques en rotation, mais doivent encore être étudiées théoriquement et expérimentalement.

Le point le plus important de cette étude a été de montrer que le choix des rapports de pressions de chacun des cycles est essentiel afin de récupérer un maximum de puissance électrique. Ainsi pour le cycle supérieur il s'est avéré que l'on peut dégager clairement un rapport de pression optimum pour le fonctionnement de la centrale, alors que dans le cycle inférieur on a intérêt à travailler avec un grand rapport de pression. Ceci signifie donc qu'on a intérêt à aller le plus bas possible avec la pression de condensation du cycle inférieur. Ce résultat découle d'ailleurs d'un des principes

fondamentaux résultant de la théorie sur l'exergie, à savoir que les pertes à basses températures sont plus pénalisantes que celles à hautes températures.

On a également vu que le débit masse supérieur optimum pour le fonctionnement de la centrale, doit suivre l'évolution du rayonnement solaire. Il en va de même pour la température c'est à dire la pression d'évaporation. Ces grandeurs sont d'ailleurs très liées pour les turbines volumétriques à vitesse constante.

Les paramètres permettant de régler la centrale solaire sont le débit masse d'huile qui, avec la température de circulation de l'huile dans les collecteurs permet de régler la pression d'évaporation du cycle supérieur, les deux débits masses de réfrigérants circulants dans les cycles et le débit masse d'eau (pour régler la pression de condensation du cycle inférieur). Il est important d'avoir un grand débit d'eau à disposition afin de baisser la pression de condensation du cycle inférieur. La température de l'eau à l'entrée du condenseur est fixée par l'eau du réseau à disposition.

Les marges de débits de fonctionnement sont très restreintes pour des puissances de transformations relativement faibles à l'évaporateur. Elles sont nécessairement limitées par la contrainte de vitesse des turbines. Il serait donc pas inintéressant d'explorer d'autres domaines de fonctionnement pour des niveaux de pression constants mais avec des vitesses de turbines variables.

Il apparaît notamment que les pertes exergétiques liées au préchauffage du réfrigérant liquide de chacun des cycles sont les plus importantes. Une amélioration du cycle pourrait être envisagée par l'introduction d'un échangeur intermédiaire valorisant la désurchauffe du cycle inférieur.

Pour des puissance de transformation à l'évaporateur inférieures environ à 50 kWth (correspondant à des puissance électrique < 8 kWe), les solutions obtenues ne présentent pas des surchauffes suffisantes à l'entrée des turbines. Le choix pourrait se porter sur un fonctionnement avec un seul cycle ou avec un stock correspondant à un investissement supplémentaire dans le but de maintenir l'efficacité du cycle biétagé. Du point de vue des pertes exergétiques, il semble avantageux, dans le cas où l'on ne travaillerait plus qu'avec un seul cycle, de faire fonctionner l'étage inférieur avec la turbine BT et d'utiliser le cycle supérieur comme « heat-pipe » en faisant un by-pass de la turbine HT.

Dans le but de faire une optimisation aussi complète que possible, il serait judicieux de poursuivre les développements de modélisation thermoéconomique, d'implémenter le module d'optimisation dans les calculs à charge partielle du programme "SolarPowerSystem". Les grandeurs à optimiser sont les surfaces d'échangeurs et de collecteurs; ainsi le critère de choix le plus judicieux pour cette centrale serait le coût minimal du kW installé

Malick Kane, Juillet 97

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Becker M., Gupta B., Solar Energy Concentrating Systems - Applications and technology, Deutsche Forschungsanstalt für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), C.F. Müller Verlag, Heidelberg, 1995.
- [2] Boehm R.F., Design Analysis of Thermal Systems, John Wiley & Sons, N.Y., 1987.
- [3] Favrat D., Concept de centrale électrothermosolaire alpine, Recueil des exposés de la conférence CISBAT'95, EPFL 1995.
- [4] Allani Y., Projet de minicentrale alpine à cocentrators extra-plats intégrés aux structures de paravalanches: CSIP, Rapport final pour l'OFEN de la première phase, EPFL 1992.
- [5] Allani Y. « Caractérisation des convertisseurs héliothermiques actifs par couplage entre équations physiques et modèles de représentation », LENI-DGM, Lausanne, EPFL, 1994.
- [6] Malick Kane, « Conception, dimensionnement et réalisation d'un stand d'essai pour capteur solaire à haute température », Rapport LENI N°97.02i, DGM, EPFL 1997.
- [7] Malick Kane, « Méthodes et modèles de caractérisation d'un capteur à concentration », Rapport LENI N°97.03i, DGM, EPFL, 1997.
- [8] John G. Collier and John R. Thome, Convective boiling and condensation, Oxford Science Publications, 1994.
- [9] Gianola J.-Cl., Transfert de chaleur et de masse - Changement de phase et appareils, Lausanne, avril 1993.
- [10] Incropera F.P., De Witt D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Third edition, John Wiley & Sons, Inc., 1990.
- [11] Malick Kane, programme « SolarPowerSystem ».
- [12] Millioud Antoine, Fluide de travail pour cycle de Rankine organique, LENI, 1995.

- [13] Rosemann Peter, Simulation of a two stage Organic Rankine Cycle, rapport de diplôme LENI, 1995.
- [14] Techniques de l'Ingénieur, traité Mécanique et Chaleur
- [15] VDI-berichte 539, ORC-HP-technology: working fluid problems: proceedings of the international VDI-seminar; Zürich, 10-12 septembre 1983, VDI verlag, Düsseldorf, 1984.
- [16] Zanelli Robert, Modélisation de la Turbine scroll, rapport LENI N° 93.14, 9 août 1993.
- [17] Zanelli Robert, Macro-modèle paramétrique de turbine volumétrique, rapport LENI N°95.20, décembre 1995.
- [18] Y. Allani, R.Zanelli, A. Milloud, D. Favrat, Projet de minicentrale alpine à concentrateurs extra-plats intégrés aux structures de paravalanches: CSIP 2, Rapport final pour l'OFEN, EPFL 1995.
- [19] Zwahlen Nicolas, Etude expérimentale et théorique d'une petite centrale solaire bi-étagée de 10 kWe, Rapport de diplôme LENI, février 1997.
- [20] Malick Kane, programme « SolarPowerSystem ».
- [21] R.Rhyner, « Centrale solaire alpine sur paravalanche », Thèse de maîtrise, LENI, EPFL 1995.
- [22] Antoine Milloud, « Stand d'essai pour capteur solaire: Calculs préliminaires », Recueil de discussion, LENI-DGM, Lausanne, EPF.
- [23] Y.Allani, M.Kane, R.Zanelli « Projet détaillé d'une minicentrale pilote électrothermosolaire de 10 kWe », Rapport annuel pour l'OFEN, CSIP 3, EPFL 1996.
- [24] Millioud Antoine, Performances de champ de capteurs solaires, rapport LENI N°95.07i, EPFL 1996.
- [25] Malick Kane, « CSIP 3: Dimensionnement, gestion de fonctionnement et essais du capteur CEP 2 », Rapport LENI N°97.06i, DGM, EPFL, 1997.

NOMENCLATURE

Marques

Turbine "T":	Compresseur Trane convertie en turbine
Turbine "C":	Compresseur Copelend convertie en turbine

Grandeurs thermodynamiques

v	[m ³ /Kg]	volume massique
P	[Pa]	pression
T	[°C]	température
h	[J/Kg]	enthalpie massique
s	[J/(Kg K)]	entropie massique
x	[-]	titre (fluide à l'état biphasé)
\dot{m}	[Kg/s]	débit masse
\dot{V}	[m ³ /s]	débit volume
Q	[W]	puissance chaleur
\dot{E}_{elec}	[W]	puissance électrique (Pelec)
\dot{E}_{sun}	[W/m ²]	Rayonnement solaire
Δh_s	[J/Kg]	différence d'enthalpie par une transformation isentrope

Propriétés physiques

α	[W/(m ² K)]	coefficient de transfert chaleur par convection
λ	[W/(m K)]	coefficient de transfert chaleur par conduction
ν	[m ² /s]	viscosité dynamique
ρ	[Kg/m ³]	masse volumique
c_p	[J/(Kg K)]	chaleur spécifique isobare

Grandeurs de machines

V_s	[m ³]	cylindrée (machine volumétrique)
Nu	[Hz]	vitesse de rotation (50 Hz pour le réseau)
ω	[rad/s]	vitesse de rotation
η	[-]	rendement de machine
S	[m ²]	surface (échangeur)
Si	[m ²]	section

Paramètres adimensionnels

VR	rapport de volume
VRi	rapport de volume installé (pour la turbine scroll)
PR	rapport de pression
PRi	rapport de pression adapté (pour la turbine scroll)
MR	coefficient de remplissage

Indices

inf	cycle inférieur
sup	cycle supérieur
in	à l'entrée
out	à la sortie
cond	condensation
évap	évaporation
condenser	réfère à l'échangeur condenseur du cycle inférieur
recuperator	réfère à l'échangeur intermédiaire entre les deux cycles
evaporator	réfère à l'échangeur évaporateur du cycle supérieur
collec	réfère aux collecteurs
turb	turbine
w	eau (water)
oil	huile
HT	haute température
BT	basse température
cold	flux froid
hot	flux chaud
sat	propriété à la saturation
Rh / Rc	flux chaud / flux froid du récupérateur
Eh / Ec	flux chaud / flux froid de l'évaporateur
Ch / Cc	flux chaud / flux froid du condenseur

ANNEXES

Annexe A

Stand d'essai pour capteurs solaires à haute température

A.1 Introduction.

La figure A.1 suivante représente le schéma du stand d'essai développé au LENI pour tester d'une part les performances thermiques de capteurs solaires à haute température (allant jusqu'à 300°C) et d'autre part pour caractériser ceux-ci par phénomènes transitoires. Les principaux composants sont:

- les unités de puissance telles que le capteur solaire, l'échangeur de refroidissement, la pompe de circulation, les corps de chauffe qui sont généralement équipés par des appareils de sécurité.
- les unités de mesure et de contrôle avec ensuite la console de commande.

Ces unités de puissance sont mises en série dans le circuit du fluide caloporteur (huile thermique dans les capteurs) ou du fluide de travail (dans le cas d'une évaporation directe d'un fluide organique ou minérale). Cette étude concerne l'élaboration et la description du stand d'essai afin d'une part de mesurer les performances stationnaires et de tester d'autre part par phénomènes transitoires le capteur extra-plat (CEP II) déjà disponible au LENI. L'unité d'essai est censée être un outil de travail utilisable pour des campagnes de mesures futures avec éventuellement d'autres capteurs.

La figure A.1.1 représente le schéma du stand d'essai.

Fig.A.1.1: Schéma projeté du stand d'essai pour capteur solaire à haute température

A.2. Capteur solaire Extra-plat (CEP II)

Le capteur à tester est celui d'un capteur solaire à concentration à haute température du type extra-plat (CEP) développé au LENI pour la production d'énergie industrielle. La figure A.2.1 suivante représente le schéma projeté du capteur.

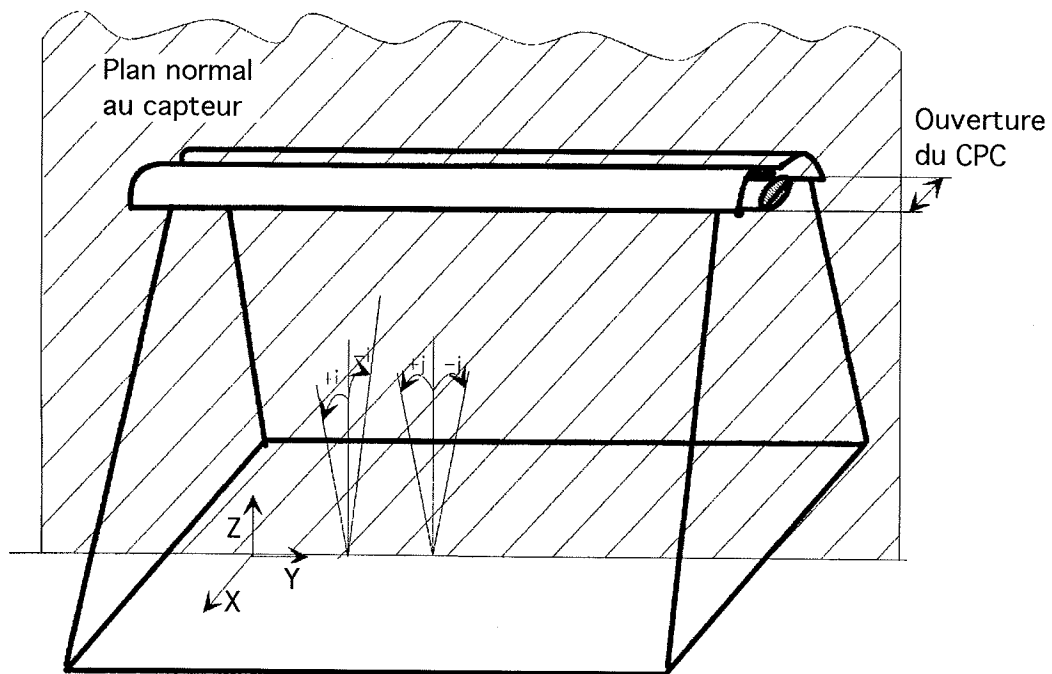


Fig.A.2.1: schéma projeté du capteur CEP2 [A-1]

Il comprend:

- un absorbeur constitué d'un tube métallique muni d'ailettes sélectives placé au centre d'une gaine en verre, à l'intérieur de la quelle on a crée un vide poussé.
- des réflecteurs extra-plats constitués de lamelles de miroirs ajustées de manière à concentrer le rayonnement solaire sur le tube.
- un correcteur de flux du type CPC constitué d'une tôle métallique en forme parabolique placée au dessus de l'absorbeur de manière à réduire d'abord la dispersion de la tache focale et ensuite à ne pas se recourir à des techniques de poursuite élaborées.

La figure A.2.2 ci-dessous montre une photo de ce capteur monté sur le toit du LENI à l'EPFL.

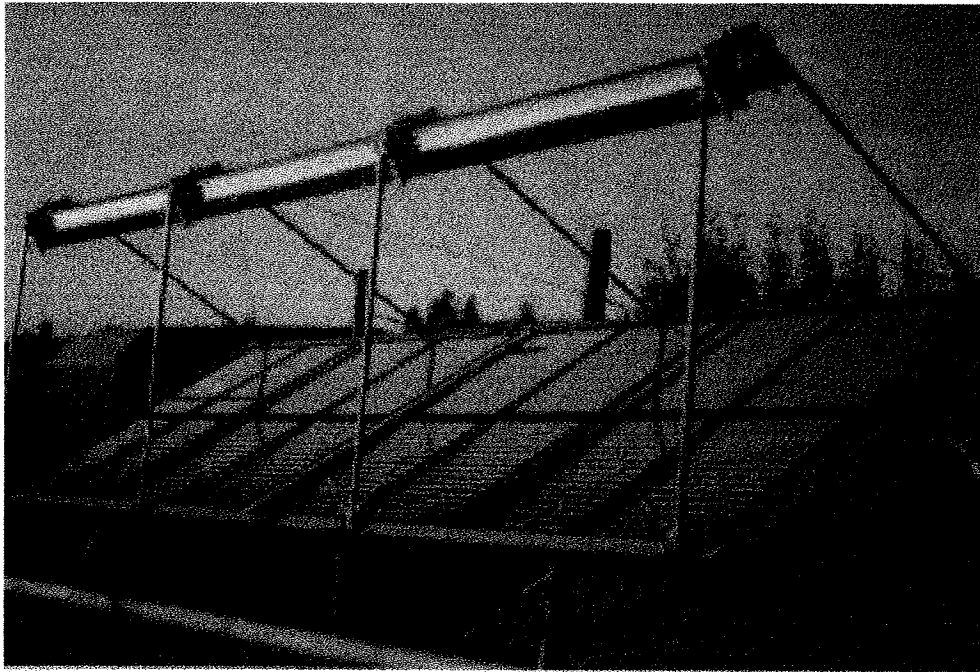


Fig.A.2.2: Photo du capteur CEP2 monté sur le toit du LENI à l'EPFL

A.3. Corps de chauffe électrique

Le stand comporte deux corps de chauffe d'une puissance de 8 kW maximale chacun. Ils ont pour rôle de fournir la puissance nécessaire pour augmenter et ensuite régler la température à l'entrée du capteur. Trois résistances électriques par corps de chauffe fournissent l'énergie nécessaire (leur connexion est en étoile).

Le courant qui traverse les corps de chauffe est géré par des relais statiques appelés hacheur de phase avec chacun une sonde de sécurité préajustées à 320°C. Chaque hacheur de phase est commandé par un courant de commande entre 4 et 20mA

A.4. Échangeur de refroidissement de l'huile

Pour rester dans les limites en température de fonctionnement de la pompe et du débitmètre du circuit principale (environ 80°C), il sera nécessaire de mettre sur place un système de refroidissement du fluide de travail. Pour se faire, un échangeur à eau est étudié et est entièrement réalisé au LENI (avec comme option de modulation du débit d'eau, une vanne thermostatique à bulbe placée à l'entrée de la pompe de recyclage).

Afin de conserver une possibilité d'utilisation de l'échangeur dans une grande plage de températures, et afin de s'affranchir de la présence de soufflets de dilatations, il a été choisi de concevoir un échangeur avec un tube en spirale dans le quel s'écoule le fluide chaud. Ce tube est enroulé dans l'espace annulaire composé par deux tubes concentriques formant l'enceinte de l'échangeur.

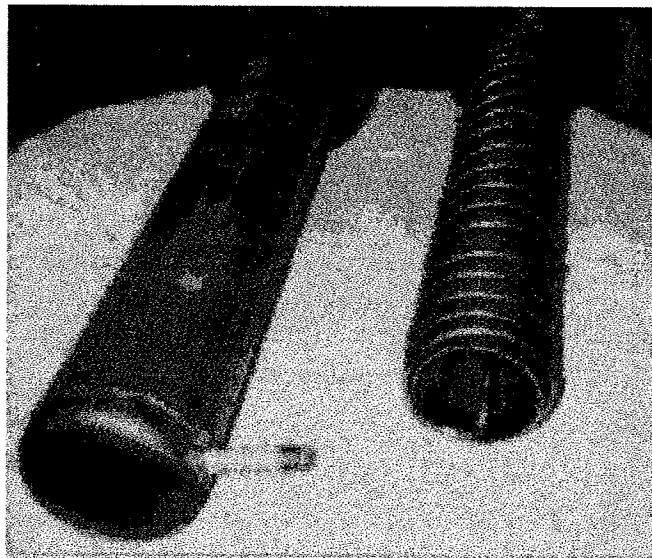


Fig.A.4.1: photo de l'échangeur de refroidissement

A.5. Pompe de recyclage

Une pompe volumétrique à engrenage du type "Liquiflo série 45" est utilisée pour la circulation du fluide de travail du circuit principale. Elle est placée du côté froid du circuit dont la température maximale admissible est de 80°C. Cette valeur est dictée par les limitations en température de la pompe.

Le débit souhaitée est réglé par un variateur de fréquence du type Altivar 16 N commandé par un ordinateur.

Divers appareils de sécurité sont utilisés pour protéger le stand et la pompe contre les éventuels phénomènes de surpression à la sortie, de sous pression et d'augmentation de la température à l'entrée de la pompe:

- un pressostat et un thermostat différentiels du type KP qui sont branchés électriquement en série dans le circuit de commande du variateur de fréquence et dont les capteurs sont placés à l'entrée et à la sortie de la pompe.
- une soupape de surpression réglable placée à la sortie de la pompe.
- Un vase d'expansion jouant aussi le rôle de réservoir tampon.

A.6. Mesures et interface de commande

A.6.1 Description

Afin de mesurer les performances du capteur solaire, il faudrait pouvoir contrôler certaines paramètres tels que la température à l'entrée du capteur et le débit du fluide de travail. A cette fin, un logiciel Labview version 4.0 et une carte d'interface du type NB MIO 16 de 'National Instruments' sont utilisés pour permettre les acquisitions de mesures et pour maîtriser ces paramètres de réglage; la température à l'entrée de la pompe étant réglée par une vanne thermostatique du type AVT A 20 placée sur le circuit d'eau de refroidissement et dont la bulbe est placée à la sortie de l'échangeur coté huile.

Les informations reçues et/ou traitées par la carte d'acquisition proviennent des sondes placées dans divers endroits du circuit hydraulique (sondes de température, de pression, du débitmètre etc..).

Des mélangeurs sont utilisés dans certains point sensibles du stand (par exemple à l'entrée et à la sortie du capteur) afin de pouvoir homogénéiser les grandeurs mesurées.

A.6.2 Mesures des températures

Les températures sont mesurées par quatre thermocouples du type K et quatre thermoresistances du type PT100. Des transmetteurs de température sont utilisés pour transformer les signaux de tension en signaux en courant entre 4 et 20 mA. Chaque transmetteur de température est calibré, au moyen de mesures d'étalonnage.

A.6.3 Mesures du débit

Un débitmètre électronique à haute précision du type DM 100 à affichage numérique est placé sur le côté froid du circuit principale. Il est associé à des capteurs de pression et de température et est relié électriquement au bloc turbine installé à la sortie de la pompe du circuit hydraulique. Ces capteurs n'étant pas encore utilisés, peuvent être placés à n'importe quel endroit du circuit hydraulique pour une mesure de pression et/ou de température.

A.6.4 Mesures du rayonnement solaire

La mesure du rayonnement solaire global se fait à l'aide d'un pyranomètre à haute précision de type EPPLEY. La sensibilité du pyranomètre est environ 11.15 V/(W.m²) et est déterminée par des mesures d'étalonnage effectuées au LESO. Afin de mesurer le rayonnement diffus, un cache noir est utilisé autour de la sonde de rayonnement.

A.6.5 Réglage automatique

La température à l'entrée du collecteur est réglée à l'aide d'un algorithme PID intégré dans le programme d'acquisition.

A.6.6 Schéma de structure

Les figures A.6.1 suivantes montrent les schémas de structure en vue de face et de dessus du stand d'essai.

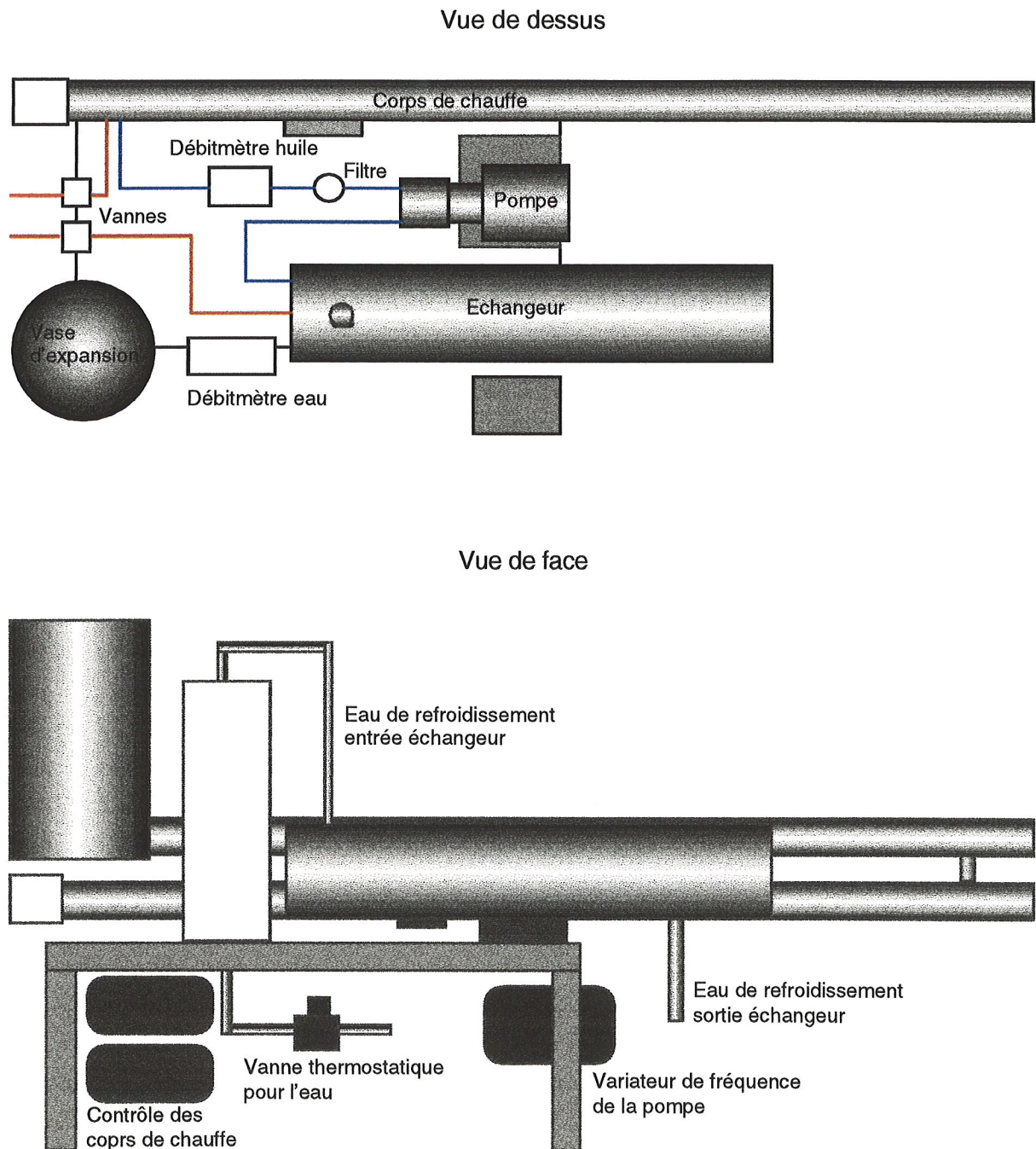


Fig.A.6.1: Schémas de structure du stand d'essai

A.7 Conclusion

Le stand d'essai a été conçu de telle façon à pouvoir tester d'autres modèles de capteurs et même fonctionner avec un réfrigérant pour tester l'évaporation directe.

Bibliographie

- [A-1] R.Rhyner, « Centrale solaire alpine sur paravalanche », Thèse de maîtrise, LENI,EPFL 1995.
- [A-2] Allani Y. « Caractérisation des convertisseurs héliothermiques actifs par couplage entre équations physiques et modèles de représentation », LENI-DGM, Lausanne,EPFL, 1994.
- [A-3] Prof.J.C.Gianola, cours « Transfert de chaleur et de masse »,LENI-DGM, Lausanne,EPF.
- [A-4] Danilo Crétégnny, « Conception et mise en marche d'un stand d'essai pour capteur solaire », Rapport-Travail de laboratoire personnalisé 1996, LENI-DGM, Lausanne,EPF.
- [A-5] Antoine Milloud, « Stand d'essai pour capteur solaire: Calculs préliminaires », Recueil de discussion, LENI-DGM, Lausanne,EPF.
- [A-6] Incropera F.P. « Introduction to Heat Transfer », 3rd edition, Wiley, 1985.
- [A-7] Malick Kane, « Conception, dimensionnement et réalisation d'un stand d'essai pour capteur solaire à haute température », Rapport interne N°97.02, LENI,EPFL 1997.

Annexe B

Mesures, méthodes et modèles de
caractérisation du capteur CEP2 en
régimes stationnaire et instationnaire

B.1 Introduction

La performance d'une installation solaire est fortement influencée par le comportement des capteurs solaires. Pour améliorer les performances de ceux-ci, il est important de connaître les mécanismes physiques qui les contrôlent. Ces mécanismes sont liés aux phénomènes de réflexion, de transmission et d'absorption du rayonnement solaire et à ceux du transfert de chaleur.

Les mécanismes d'origine intrinsèque (processus optiques: transmittance de l'enveloppe, absorptance de l'ailette...) imposent une limite théorique aux performances d'un capteur.

Les mécanismes extrinsèques liés à l'isolement et aux défauts de soudures imposent une limite technologique aux performances d'un capteur.

Les paramètres mesurables de ces mécanismes sont l'efficacité optique $F'(t_a)_e$, la conductance globale des pertes thermiques $F'U_l$, la constante de temps t et la capacité thermique effective C du capteur.

Cependant, plusieurs types de tests ont été effectués pendant l'été 96. L'objectif principale est la détermination des performances énergétiques du capteurs CEP 2 qui est basée sur une étude comparative des options opérationnelles de fonctionnement liées au concept du capteur envisagé. Il s'agit d'étudier:

- les performances thermiques du capteur avec de l'huile et le comportement de celui-ci par évaporation directe d'un fluide organique (courbe d'efficacité, déduction de la conductance des pertes thermiques et de l'efficacité optique, rayonnement seuil...). Seules sont faites, les mesures avec l'huile pour des raisons de décollement des soudures observé à l'absorbeur.
- les aspects de suivi et de non suivi.
- le rôle et l'influence du renforcement de flux par CPC (effet de la double réflexion, effet d'ombrage).
- le comportement dynamique du capteur (constante de temps, démarrage).

Sont utilisés, pour les tests stationnaires, les méthodes et modèles conventionnelles de caractérisation d'un capteur solaire à concentration qui sont souvent basées sur l'analyse des processus physiques de transfert d'énergie au sein du capteur [1]; et pour les tests instationnaires, les méthodes discrètes de caractérisation qui sont basées sur des modèles mathématiques de discrétisation de la fonction de transfert utilisant le capteur comme une boîte noire [2].

B.2 Méthodes et modèles de caractérisation

B.2.1 Méthodes conventionnelles stationnaires de caractérisation d'un capteur solaire à concentration

Il consiste à déterminer les performances thermiques stationnaires d'un capteur à concentration à partir des modèles d'analyse physiques utilisant:

- la température moyenne du fluide de travail dans les capteurs
- la température d'entrée du fluide de transfert de chaleur

Cette analyse se fera en passant par des étapes suivantes:

- écriture de l'équation du bilan énergétique
- définition de l'équation de l'efficacité du capteur
- détermination expérimentale de la puissance-transformation reçue par le fluide de travail par contrôle et mesures du débit et de la température d'entrée du fluide au capteur

Identification des paramètres stationnaires du capteur (coefficients de conductance globale des pertes, efficacité optique..)

1. *Modèle utilisant la température moyenne du fluide*

le bilan énergétique appliqué au capteur en régime permanent stationnaire s'écrit:

$$\dot{q}_u = \dot{q}_s(E_n, \theta) - \dot{q}_a(T, T_a) \quad 1.1$$

avec:

- $\dot{q}_u = \dot{m} c_p (T_s - T_e)$: représente la puissance-transformation reçue par le fluide de travail au niveau du capteur. T_e étant la température d'entrée du fluide de travail et T_s la température de sortie.
- $\dot{q}_s(E_n, \theta) = F'(\tau\alpha)_n IAM(\theta) R S_{cap} E_n$: représente la puissance solaire reçue au niveau de l'absorbeur. Elle se répartit en fonction de la géométrie du capteur et tient

compte des pertes par réflexion des miroirs, par transmittivité du verre et absorptivité de l'ailette ou du tube absorbeur.

- $\dot{q}_a(T, T_a) = F' U_l S_{abs} (T - T_a)$: représente les pertes de transfert de chaleur entre le fluide de travail et le milieu extérieur de température T_a (conduction entre l'ailette et le tube, convection, rayonnement). ces pertes dépendent de la différences de température entre le fluide et l'air ainsi que du coefficient de transfert global U_l .

Ainsi, dans ce modèle l'équation du bilan énergétique est donnée en fonction de la température moyenne de l'absorbeur en équilibre avec le fluide de travail et est décrit par la relation suivante:

$$\dot{q}_u(En, T_m) = F' (\tau\alpha)_n IAM(\theta) R S_{cap} En - F' U_l S_{abs} (T_m - T_a) \quad 1.2$$

L'efficacité du capteur est donnée par la formule suivante:

$$\varepsilon_{cap,m} = \frac{\dot{q}_u}{S_{cap} En} = F' (\tau\alpha)_n IAM(\theta) R - \frac{S_{abs}}{S_{cap} En} F' U_l (T_m - T_a) \quad 1.3$$

ou bien:

$$\varepsilon_{cap,m} = \frac{\dot{q}_u}{S_{cap} En} = F' (\tau\alpha)_n IAM(\theta) R - \frac{F' U_l (T_m - T_a)}{C_{eff} En} \quad 1.4$$

avec:

$IAM(\theta)$: facteur d'angle d'incidence

R : Coefficient de réflexion des miroirs

U_l : Conductance globale des pertes

T_m : Température moyenne du fluide

T_a : Température ambiant

F' : Facteur d'efficacité du capteur

C_{eff} : $\frac{S_{cap}}{S_{abs}}$ coefficient de concentration effectif

E_n : Rayonnement solaire direct

$(\tau\alpha)_n$: Produit transmittance-absorptance à angle d'incidence nul

L'équation 1.4 montre que l'efficacité du capteur tracée en fonction de la grandeur $(T_m - T_a)/E_n$ donne une droite pour U_l constant. La pente de cette droite serait égale à $F'U_l / C_{eff}$ et l'ordonnée de celle-ci pour $T_m = T_a$ correspond à l'efficacité optique effective:

$$F'(\tau\alpha)_e = F'(\tau\alpha)_n \cdot IAM(\theta) \cdot R \quad 1.5$$

En réalité, U_l n'est pas constant mais est une fonction de la température de l'absorbeur et des conditions ambiantes. En effet, L'équation 1.4 peut être suffisant pour décrire certains types de capteur mais pour d'autres, il serait nécessaire d'utiliser d'autres relations pour tenir compte de cet effet de température sur la conductance globale des pertes. Il a été proposé que les variations de U_l peuvent être mieux représentées par une fonction linéaire de $(T_m - T_a)$:

$$F'U_l = F'U_{l0} + F'U_{l1} (T_m - T_a) \quad 1.6$$

où U_{l0} et U_{l1} sont des coefficients, l'équation 1.2 devient:

$$\dot{q}_u(E_n, T_m) = F'(\tau\alpha)_n IAM(\theta) R S_{cap} E_n - F'U_{l0} S_{abs} (T_m - T_a) - F'U_{l1} S_{abs} (T_m - T_a)^2 \quad 1.7$$

ou en terme d'efficacité:

$$\varepsilon_{cap,m} = \frac{\dot{q}_u}{S_{cap} E_n} = F'(\tau\alpha)_n IAM(\theta) R - \frac{F'U_{l0} (T_m - T_a)}{C_{eff} E_n} - \frac{F'U_{l1} (T_m - T_a)^2}{C_{eff} E_n} \quad 1.8$$

Dans ce cas, l'efficacité du capteur sera "plotée" avec une équation du second ordre de la grandeur $(T_m - T_a)/E_n$ afin d'identifier les paramètres U_{l0} et U_{l1} et l'efficacité optique du capteur.

2. Modèle utilisant la température d'entrée du fluide

Dans ce modèle, l'équation de la performance thermique du capteur est donnée en fonction de la température d'entrée du fluide de travail et est décrite par la relation suivante:

$$\dot{q}_u(E_n, T_e) = F_R (\tau\alpha)_n IAM(\theta) R S_{cap} E_n - F_R U_l S_{abs} (T_e - T_a) \quad 1.9$$

avec toujours:

$\dot{q}_u = \dot{q}_u(En, Te) = \dot{m} c_p (Ts - Te)$: puissance transformation reçue par le fluide

F_R : facteur "d'enlèvement de chaleur" du capteur

L'efficacité thermique du capteur est ainsi donnée par la relation suivante:

$$\varepsilon_{cap,e} = \frac{\dot{q}_u}{S_{cap} En} = F_R (\tau\alpha)_n IAM(\theta) R - \frac{F_R U_l}{C_{eff}} \cdot \frac{(Te - Ta)}{En} \quad 1.10$$

L'équation 1.10 montre que, pour U_l égal à une constante, l'efficacité du capteur sera "plotée" en fonction de la grandeur $(Te-Ta)/En$ par une droite. La pente de cette droite serait égale à $F_R U_l / C_{eff}$ et l'ordonnée de celle-ci pour $T_m=Ta$ correspond à la valeur effective: $F_R (\tau\alpha)_e = F_R (\tau\alpha)_n \cdot IAM(\theta) \cdot R$ 1.11

Il a été mentionné au paragraphe 1 que U_l n'est pas constant mais est une fonction de la température de l'absorbeur et aussi de la température ambiante. De manière similaire, l'efficacité du capteur peut être exprimée avec une équation du second ordre de la grandeur $(Te-Ta)/En$ en prenant comme référence la température d'entrée du fluide dans les capteurs:

$$\varepsilon_{cap,e} = \frac{\dot{q}_u}{S_{cap} En} = F_R (\tau\alpha)_n IAM(\theta) R - \frac{F_R U_l}{C_{eff}} \cdot \frac{(Te - Ta)}{En} - \frac{F_R U_l}{C_{eff}} \cdot \frac{(Te - Ta)^2}{En} \quad 1.12$$

B.2.2 Caractérisation dynamique par discrétisation de la fonction de transfert

Il consiste à déterminer les performances et les caractéristiques dynamiques du système à partir des modèles d'analyse de celui-ci qui sont basés sur la discrétisation de la fonction de transfert [2,3]: modèle de représentation mathématique.

Cette analyse se fera en passant par des étapes suivantes:

- Mise en équation du système
- Écriture opérationnelle de la fonction de transfert
- détermination expérimentale des fonctions de réponse par focalisation et défocalisation du capteur
- Identification des paramètres

Nous nous limitons pour ce travail, aux systèmes du premier ordre défini par la donnée de l'ordre, du type, de la constante de temps du capteur et éventuellement du gain limite statique K.

1. Généralités

L'expression 1.9 en régime instationnaire devient (le rayonnement solaire direct varie en fonction du temps):

$$\dot{q}_u(t) = F_R(\tau\alpha).E_n(t) - F_R U_L (T_e(t) - T_a) \quad 2.1$$

Le schéma bloc correspondant est donné par la figure Fig.B.2.1 suivant:

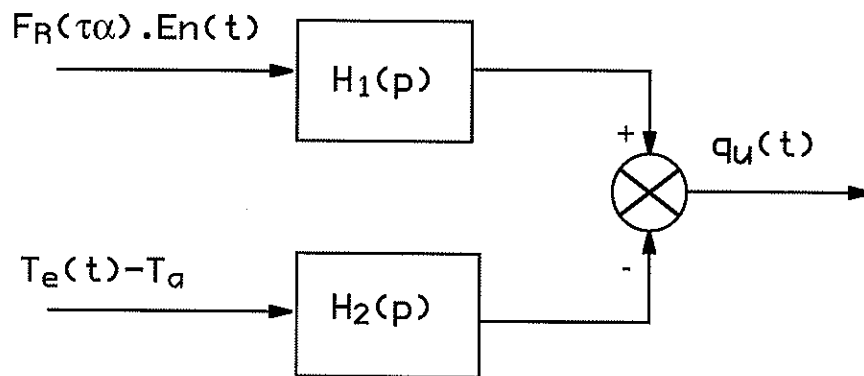


Fig.B.2.1: Schéma bloc du système

En tenant compte des conditions expérimentales de mesure à savoir que le débit-masse, la température du fluide à l'entrée du capteur et la température ambiante restent constants, la fonction de transfert $H_2(p)$ s'identifie alors au terme $F_R U_L$. Ainsi les paramètres à identifier sont ceux uniquement de la fonction de transfert $H_1(p)$. D'après l'équation 2.1 le gain de cette dernière est égal à l'unité d'où:

$$H_1(p) = \frac{1}{1 + \tau p}$$

Cela revient uniquement à déterminer la constante de temps du capteur.

Notons par $W(t)$, la fonction suivante:

$$W(t) = \dot{q}_u(t) + F_R U_L (T_e - T_a) \quad 2.2$$

Les équations 2.1 et 2.2 conduisent à l'expression suivante:

$$W(t) = F_R(\tau\alpha).E_n(t) \quad 2.3$$

On obtient alors le schéma bloc suivant:

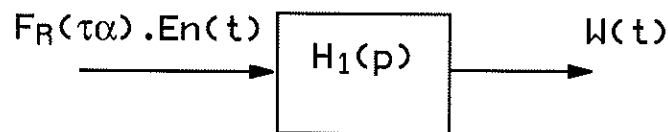


Fig.B.2.2: Schéma bloc correspondant à l'équation 2.3.

2. Discrétisation

Après discrétisation de la fonction $W(t)$ avec comme fonction de transfert $H_1(p)$ et par utilisation d'un élément de maintien d'ordre zéro, nous obtenons:

$$W(k+1) = \delta.W(k) + (1-\delta).F_R(\tau\alpha).E_n(k) \quad 2.4$$

avec

$\delta = \exp(-\frac{1}{\tau}.\Delta t)$ qui représente la période d'échantillonnage.

ou encore:

$$W(k+1) = \delta.[W(k) - F_R(\tau\alpha).E_n(k)] + F_R(\tau\alpha).E_n(k) \quad 2.5$$

d'où

$$\delta = \frac{W(k+1) - F_R(\tau\alpha).E_n(k)}{W(k) - F_R(\tau\alpha).E_n(k)} \quad 2.6$$

La connaissance de δ à partir des mesures d'abord stationnaires (connaissance de $F_R(\tau\alpha)_c$ par la courbe de rendement du capteur) et ensuite instationnaires (connaissance de la courbe transitoire $W(t)$ par défocalisation et/ou refocalisation du capteur) permet de déterminer la constante de temps τ du capteur.

B.3 Essais et mesures du capteur CEP2

B.3.1 Démarche

1. caractérisation stationnaire du capteur

Le but est de déterminer l'efficacité du capteur en fonction du taux d'accroissement de la température moyenne du capteur par unité de rayonnement.

Afin d'étudier l'effet du dédoublement de flux (correcteur de flux: CPC), il a été procédé par:

- des mesures avec CPC et sans suivi. Ainsi le capteur est maintenu à une inclinaison fixe selon un angle étudié et optimisé énergétiquement et l'absorbeur est placé au niveau de la ligne focale du système capteur défini par l'ensemble des miroirs réflecteurs et du CPC.
- des mesures sans CPC et avec suivi. Ainsi le capteur est réorienté tous les 30min afin de ramener le rayonnement réfléchi les lamelles sur l'absorbeur qui se situe cette fois-ci au niveau de la ligne focale des miroirs réflecteurs.

Pour un débit constant, fixé par la pompe de recyclage, et pour une température à l'entrée du capteur réglée à 30, 50, 100, 150 et 200°C des acquisitions sont faites toutes les demi-heures.

Pour mettre en évidence l'effet d'ombrage causé par la présence du CPC, l'efficacité du capteur est calculé en considérant d'abord la surface effective de captage (produit entre la largeur effective des lamelles de miroirs et la longueur de l'absorbeur) et ensuite la surface réellement active (aire effective diminuée de l'aire non éclairée qui est déterminée par ombrage successif des lamelles).

2. Caractérisation dynamique du capteur

Pour un débit constant, fixé par la pompe de circulation, et pour une température à l'entrée du capteur choisie, les mesures de comportement dynamiques sont effectuées en opérant des défocalisations et refocalisations successives sur le foyer absorbeur. Le rayonnement solaire direct noté E_n passe de la valeur $E_n(0)$ considérée comme constante à la valeur $E_n(j) = 0$. Des acquisitions à intervalles de temps constants (10s) sont faites pendant toute la durée des opérations.

B.3.2 Résultats obtenus

Les figures B.3.1 et B.3.2 suivantes représentent les courbes de rendement du capteur obtenues selon les différentes considérations citées plus haut.

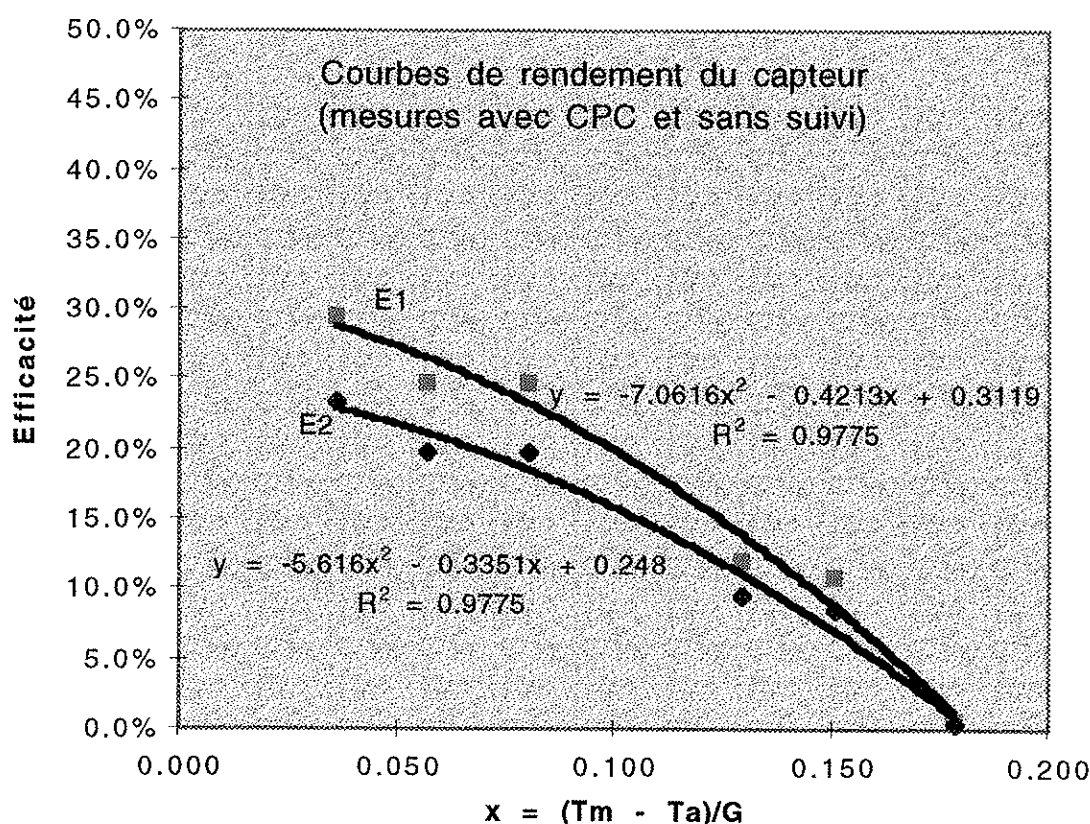


Fig.B.3.1: Courbes de rendement du capteur CEP2 avec CPC et sans suivi
(E1: surface effective, E2: surface réellement active)

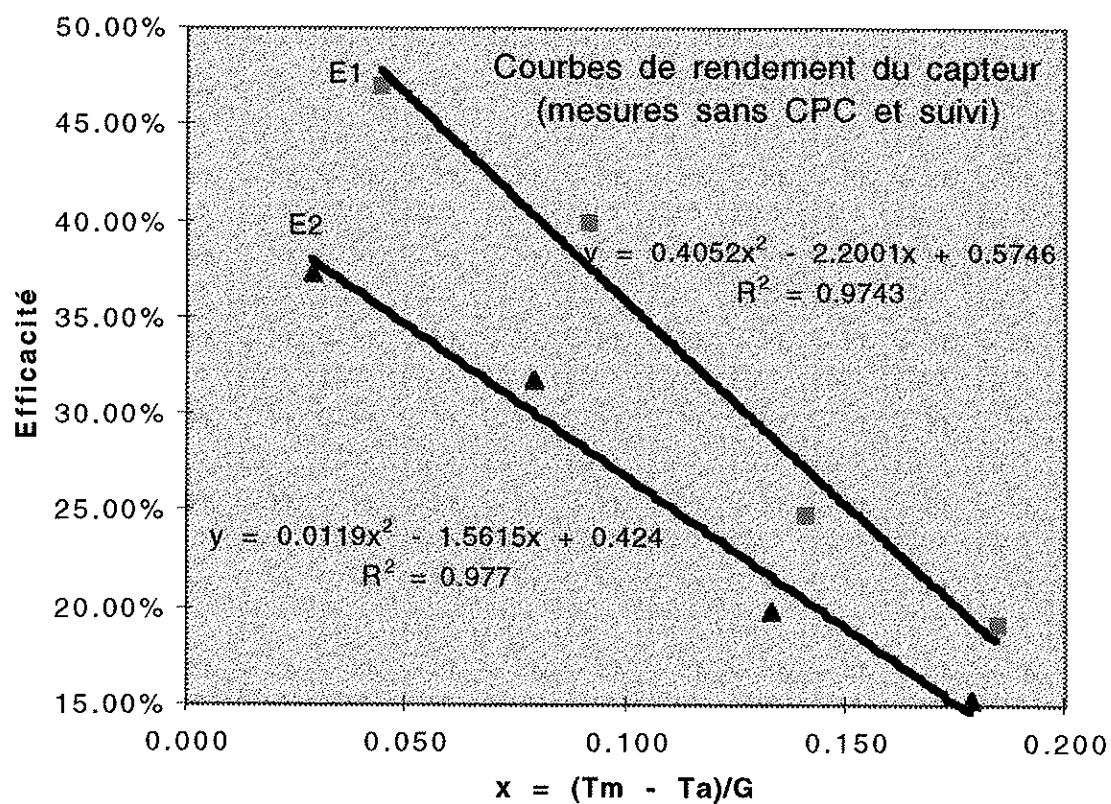


Fig.B.3.2: Courbes de rendement du capteur CEP2 sans CPC et avec suivi
(E1: surface effective, E2: surface réellement active)

Courbes transitoires du capteur CEP2

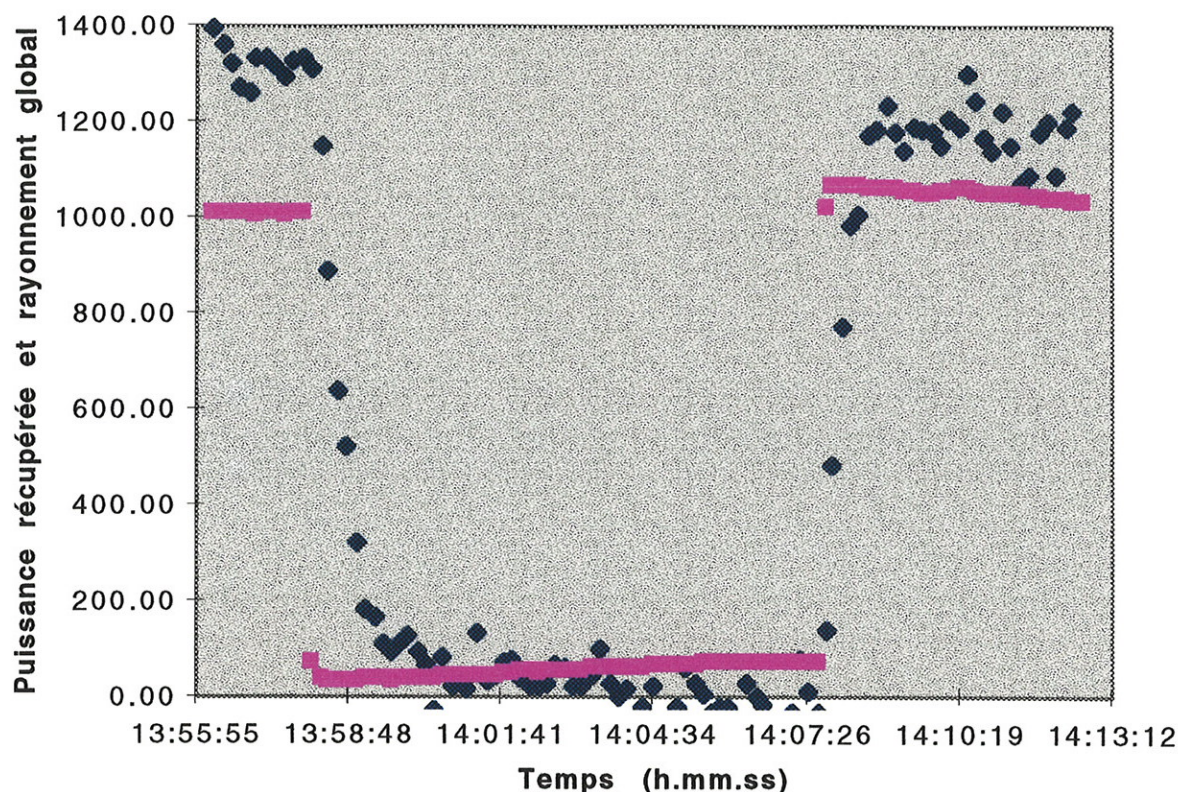


Fig.B.3.3: Courbes transitoires du capteur CEP2 avec CPC
(défocalisation puis refocalisation à 200°C)

B.3.3 Discussion

La décroissance rapide des courbes de performance obtenues à température croissante a malheureusement mis en évidence un décollement sur presque 40 à 50% de la longueur du tube absorbeur (relâchement des soudures de contact). Fort de cette déception, une campagne importante de recherche d'alternatives impliquant des industriels suisses a été entreprise par COGENER.

Si l'on considère que ces pertes causées par ce décollement de l'ailette au tube de cuivre sont constantes (car l'utilisation d'un même absorbeur) pour les deux configuration de capteur (avec et sans CPC), alors les courbes de rendement pourraient être translatées vers le haut d'un même vecteur constant pour se rapprocher au mieux des courbes réelles.

Ainsi comparer les options avec et sans CPC et/ou avec et sans suivi pour des conditions de travail données (exemple $(T_m - T_a) / G = 0$) revient à comparer les valeurs des efficacités obtenues pour ces mêmes conditions de travail.

En effet si l'on passe de 25 °C à 125°C dans les capteurs (c'est à dire de $x=0$ à $x=0.1$ dans les conditions définies par $T_a = 20$ °C et $G = 1000$ W/m²), les pertes sur l'efficacité occasionnées par:

- l'effet du dédoublement de flux se situe environ entre 16% et 26% (comparaison des courbes E1 des figures B.3.1 et B.3.2).
- l'effet d'ombrage se situe entre 9% et 15% (comparaison des courbes E1 et E2 de la figure B.3.2).

B.4 Conclusion

Les mesures non concluantes du point de vue performance du capteur ont permis de clarifier la problématique de l'utilisation ou non d'un CPC pour le renforcement complémentaire de flux. Il faudra noter que le concept de capteur avec réflecteur complémentaire était choisi pour réduire la fréquence de suivi angulaire saisonnier (permettant un suivi discontinu avec une seule variation d'inclinaison par mois). Ce dernier avait été introduit pour contourner les problèmes de suivi du capteur au soleil liés à la difficulté d'accès au site de paravalanches.

Étant donné un nouveau site prérequis tel que l'EPFL qui ne s'inscrit pas dans le même contexte que précédemment, le choix du concept est porté toujours sur un capteur extra-plat mais sans réflecteur complémentaire.

Cependant les performances d'un tel capteur avaient été démontrées au LENI confirmant une faible sensibilité à la température même à des températures relativement élevées (Fig.B.3.4).

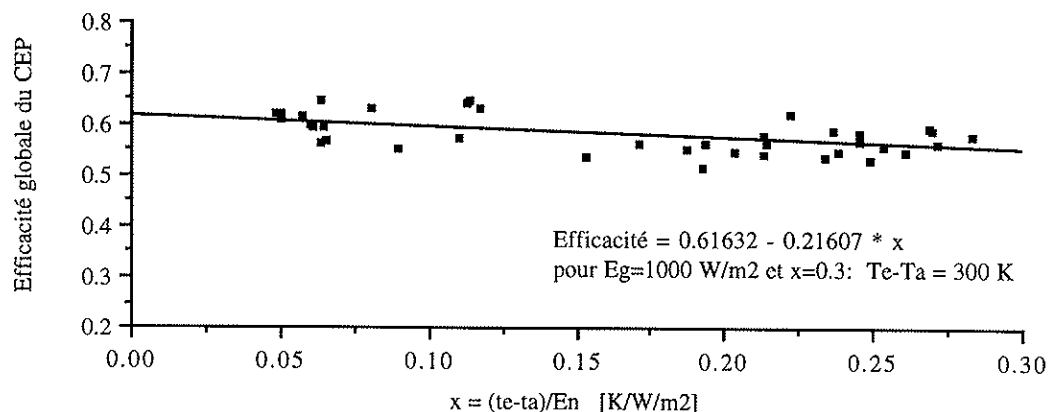


Fig.B.3.4: Performances d'un capteur plan à concentration en fonction de la température du fluide de travail [rapport OFEN 92]

Bibliographie

- [1] ISO/TC 180/SC 5 « Thermal performance tests for solar collector: Glazed liquid heating collector », Draft international standard, ISO, 1992.
- [2] Moeckli P. « Étude expérimentale du CEP », Travail de laboratoire de thermique, EPFL-LENI, 1993.
- [3] Allani Y. « Caractérisation des convertisseurs héliothermiques actifs par couplage entre équations physiques et modèles de représentation », LENI-DGM, Lausanne,EPFL, 1994.
- [4] Prof.J.C.Gianola, cours « Transfert de chaleur et de masse »,LENI-DGM, Lausanne,EPF.
- [5] Kane M. « Méthodes et modèles de caractérisation d'un capteur à concentration », Rapport interne N°97.03i/LENI-DGM, Lausanne,EPFL, 1997.

Nomenclature

c_p	Chaleur spécifique du fluide de travail	[J/(kg.K)]
C_{eff}	Facteur de concentration	[-]
C	Capacité thermique effective	[J/K]
E_n	Rayonnement solaire direct	[W/m ²]
F'	Facteur d'efficacité du capteur	[-]
F_R	Facteur "d'extraction de chaleur" au capteur	[-]
$IAM(\theta)$	Facteur d'angle d'incidence	[-]
\dot{m}	Débit-massique du fluide de transfert de chaleur	[kg/s]
\dot{q}_u	Puissance-chaleur utile récupérée par le fluide	[W]
\dot{q}_a	Puissance-chaleur transférée à l'extérieur	[W]
\dot{q}_s	Puissance-solaire reçue par l'absorbeur	[W]
S_{abs}	Surface de l'absorbeur	[m ²]
S_{cap}	Surface de captage	[m ²]
U_l	Conductance globale des pertes thermiques	[W/(m ² .K)]
t	Temps	[s]
T	Température absolue	[K]
T_a	Température du milieu ambiant	[°C]
T_e	Température du fluide à l'entrée du capteur	[°C]
T_s	Température du fluide à la sortie du capteur	[°C]
T_m	Température moyenne	[°C]
τ	Constante de temps du capteur	[-]
R	Réflectance des concentrateurs	[-]
τ	Transmittance de l'enveloppe (verre)	[-]
α	Absorptance de l'absorbeur (ailette)	[-]
$(\tau\alpha)_e$	Produit transmittance-absorptance effectif	[-]
$(\tau\alpha)_n$	Produit transmittance-absorptance à incidence normale	[-]
θ	Angle d'incidence	[°]
Δt	Intervalle de temps	[s]
ΔT	Différence de température entrée-sortie du capteur	[K]
ϵ_{cap}	Efficacité du capteur	[-]
$\epsilon_{cap,m}$	Efficacité du capteur, référence à T_m	[-]
$\epsilon_{cap,e}$	Efficacité du capteur, référence à T_e	[-]

Annexe C

**Centrale pilote électrothermosolaire de 10 kWe :
dimensionnement et gestion de
fonctionnement
(Programme "SolarPowerSystem")**

C.1 Hypotheses et caractéristiques des composants

C.1.1 Hypothèses générales

- Fonctionnement en régime stationnaire
- Chaleurs spécifiques de l'huile et de l'eau de refroidissement constantes dans les plages de température de fonctionnement.
- Coefficient de transfert global constant pour chaque élément à transfert de chaleur effectué sans changement de phase des fluides considérés.

C.1.2 Caractéristiques des capteurs

- Surface de captage: $Scap = 9.8 [m^2]$
- Facteur de concentration: $Conc = 21 [-]$
- Coefficient de transmission et d'absorption: $\tau\alpha = 0.85$
- Coefficient de réflexion: $R = 0.95$
- Coefficients de conductance des pertes:
 - $UL0 = 1.070$
 - $UL1 = 0.005$
- Coefficients d'incidence:
 - Pour $\theta < 80^\circ$
 - $IAM0 := 1;$
 - $IAM1 := -0.2149$
 - $IAM2 := 0.017125$
 - Pour $\theta > 80^\circ$
 - $IAM := 0.4$
 - $UL := 1.7$

C.1.3 Caractéristiques des turbines scroll

- Caractéristiques géométriques:
 - Cylindrée: $Vs = 72.5 [cm^3]$
 - Rapport de volume installé: $VRi = 2.4 [-]$
 - Diamètre orifice d'admission: $Dadm = 1.8 [cm]$
 - Longueur canal de fuite: $L = 1 [cm];$
 - Section canal de fuite: $h^* l = 25E-3 * 100 [mm]$

- Caractéristiques de performances:

- Vitesse de rotation nominale: $N_n = 50$ [Hz]
- Coefficients de friction: $c_1 = 20$ [-]
 $c_2 = 400$ [-]
- Rendement isentrope interne: 90 [%]
- Rendement génératrice électrique: 90 [%]
- Puissance électrique: $E_{elec} \sim 3$ à 8.5 kWe

C.1.4 Contraintes générales

- Température d'eau de refroidissement: $T_{inEau} = 7^\circ\text{C}$
- Température maximale admise à l'entrée des turbines: $T_{inTurb} = 180^\circ\text{C}$

C.2 Modélisation des différents composants

Cette modélisation des différents éléments de la centrale solaire se fait dans le but de faciliter son dimensionnement et sa simulation. Chacun de ces éléments est une unité indépendante. De cette façon, il sera possible de créer différents programmes qui feront appel à ces unités.

C.2.1 Modélisation des échangeurs de chaleurs

1. Récupérateur

Le récupérateur est un des éléments les plus important du cycle. Sa tâche est de transférer l'énergie chaleur de condensation du réfrigérant circulant dans le cycle supérieur (R123) afin d'évaporer le réfrigérant du cycle inférieur (R134a). Le R123 joue donc ici le rôle de source chaude et le R134a celui de source froide. Dans le but d'une simulation sur ordinateur, l'échange de chaleur intervenant dans le récupérateur a été décomposé en 5 segments (sections). Chaque segment correspond aux différentes combinaisons possibles des états des fluides des cycles inférieur et supérieur, c'est à dire liquide-liquide, liquide-biphase, biphase-biphase, gaz-biphase, et gaz-gaz.

La figure C.1 ci-dessous représente dans un diagramme température-puissance une configuration de transfert de chaleur entre les deux flux chaud et froid dans le récupérateur [11,19].

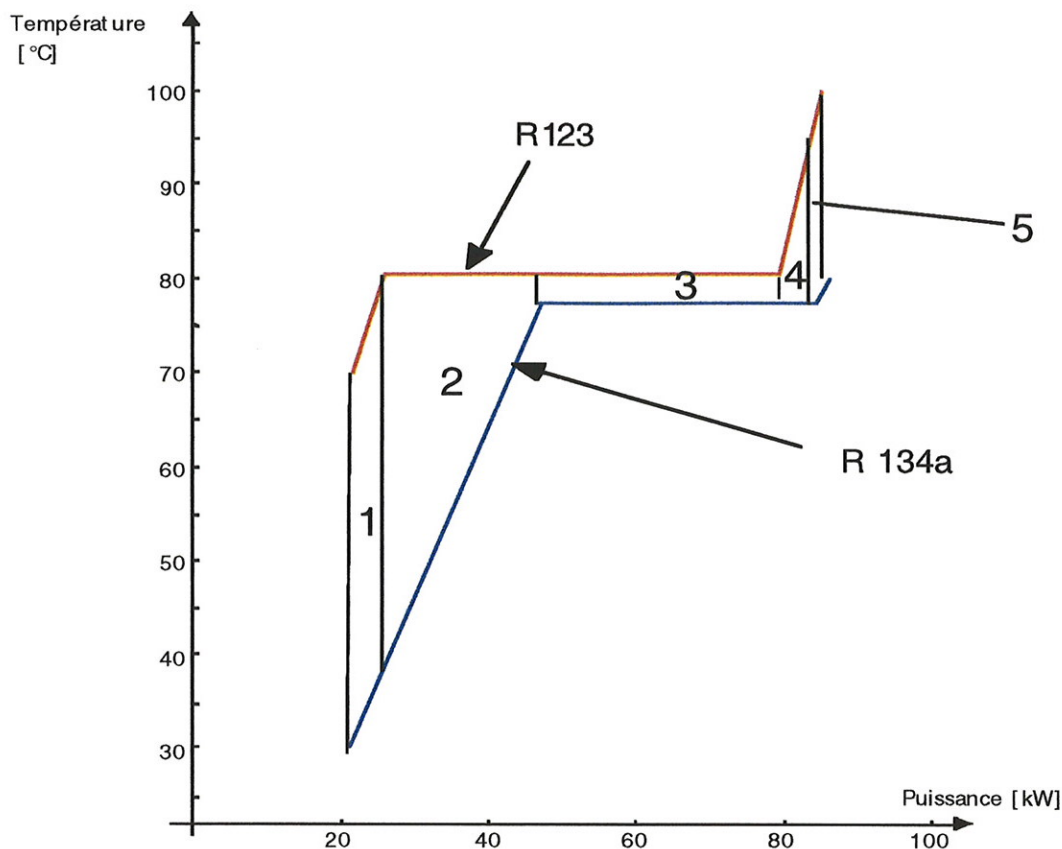


Figure C.1.: Représentation des différentes sections du récupérateur.

Les états thermodynamiques correspondant aux entrées et sorties de chacun des fluides peuvent être biphase, liquide ou gazeuse. La section liquide-liquide, par exemple, peut être délimitée soit par le palier de condensation du fluide chaud (le R123) soit par le palier d'évaporation du fluide froid (le R134a) comme indiqué dans la figure C.2 ci-dessous:

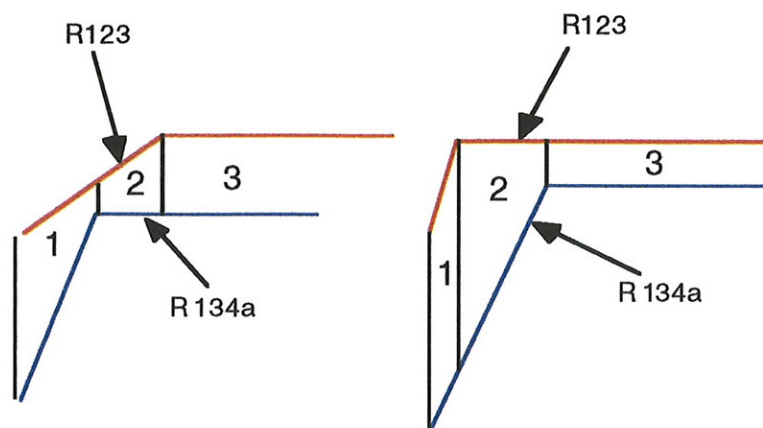


Figure C.2: Configurations possibles du récupérateur pour les phases liquides.

Chaque section est définie par son coefficient de transfert chaleur k_j , la puissance chaleur \dot{Q}_j mise en jeu, sa surface d'échange S_j et ses différences de températures aux extrémités des sections ΔT_j . Excepté la section biphas-biphas, le calcul de la surface d'échange nécessaire pour une section se fait à l'aide de la méthode de différence logarithmique des températures :

$$S_j = \frac{\dot{Q}_j}{k_j \cdot \Delta T_{\log,j}} \quad \text{C.1}$$

avec:

$$\Delta T_{\log,j} = \frac{\Delta T_{j,\text{gauche}} - \Delta T_{j,\text{droite}}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{j,\text{gauche}}}{\Delta T_{j,\text{droite}}} \right)} \quad \text{C.2}$$

Ainsi la surface totale de l'échangeur est donnée par l'expression suivante:

$$S = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{k_j \cdot \Delta T_{\log,j}} \quad \text{C.3}$$

Pour chaque section, les différences de températures correspondantes sont :

$$\Delta T_{j,\text{gauche}} = T_{R123,\text{out}} - T_{R134a,\text{in}}$$

$$\Delta T_{j,\text{droite}} = T_{R123,\text{in}} - T_{R134a,\text{out}}$$

Pour la section biphas-biphas le calcul devient :

$$S_j = \frac{\dot{Q}_j}{k_j \cdot \Delta T_{j,\text{gauche}}} \quad \text{avec } (\Delta T_{j,\text{gauche}} = \Delta T_{j,\text{droite}}) \quad \text{C.4}$$

2. condenseur et/ou évaporateur

La modélisation du condenseur et de l'évaporateur se fait de manière semblable à celle faite pour le récupérateur [M.Kane SPS]. Dans le cas de ces deux échangeurs, on ne considère plus que trois sections puisque dans les deux cas l'un des flux reste dans un état liquide; c'est le cas de l'eau de refroidissement pour condenseur et l'huile thermique pour l'évaporateur.

C.2.2 Modélisation des pompes de réfrigérants

Dans l'étude des charges partielles et du dimensionnement de la centrale solaire, on a fait le choix de modéliser une pompe traditionnelle [11]. Elle est caractérisée par son rendement isentrope et son rendement mécanique et électrique définis comme suit:

$$\text{rendement isentrope:} \quad \eta_s = \frac{\dot{E}_{is}}{\dot{E}_{\text{travail}}} = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} \quad \text{C.5}$$

$$\text{rendement mécanique et électrique:} \quad \eta_{EM} = \frac{\dot{E}_{\text{travail}}}{\dot{E}_{\text{lectrique}}} \quad \text{C.6}$$

Dans la zone de sous refroidissement négative où le volume massique du liquide réfrigérant peut être considéré comme constant, la puissance thermique est approximée par l'expression suivante découlant de l'équation de l'énergie:

$$\dot{E}_{\text{travail}} = \dot{m} v (P_{\text{out}} - P_{\text{in}}) \quad \text{C.7}$$

avec P_{in} et P_{out} les pressions à l'entrée et à la sortie de la pompe

Ce module de calcul de la pompe nous permet de calculer l'état thermodynamique à la sortie de la pompe, la puissance travail et la puissance électrique nécessaire, connaissant l'état thermodynamique à l'entrée, la pression de sortie et le débit masse circulant dans le cycle.

C.2.3 Modélisation de la turbine scroll

Pour la modélisation de la turbine scroll, nous faisons référence au "macromodèle" [17]. Elle est en effet caractérisée par sa cylindrée V_s , son rapport de volume installé VR_i et par son rendement isentrope.

C.2.4 Modélisation des collecteurs

La puissance transformation reçue par l'huile thermique au niveau des collecteurs est modélisée par l'équation suivante [24]:

$$Q_{\text{collecteur}} = \dot{E}_n \cdot \epsilon_{\text{cap}} \cdot S_{\text{cap}} \cdot N_{\text{cap}}$$

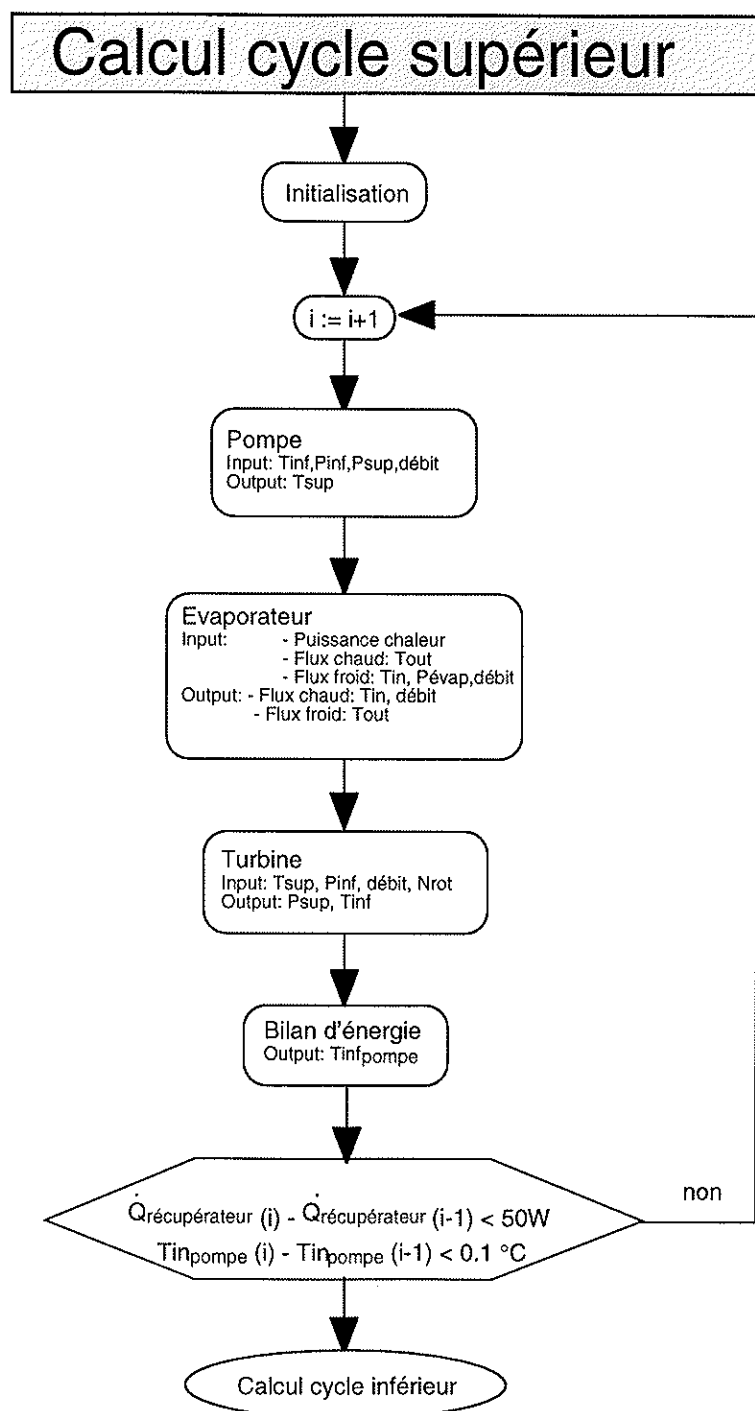
Le rendement des collecteurs dépend essentiellement du niveau de température du fluide circulant dans les capteurs, de la température ambiante, de l'efficacité optique et d'un facteur de concentration dépendant du type du concentrateurs utilisé; Se reporter à l'annexe B de ce rapport.

C.3 Programme "SolarPowerSystem SPS"

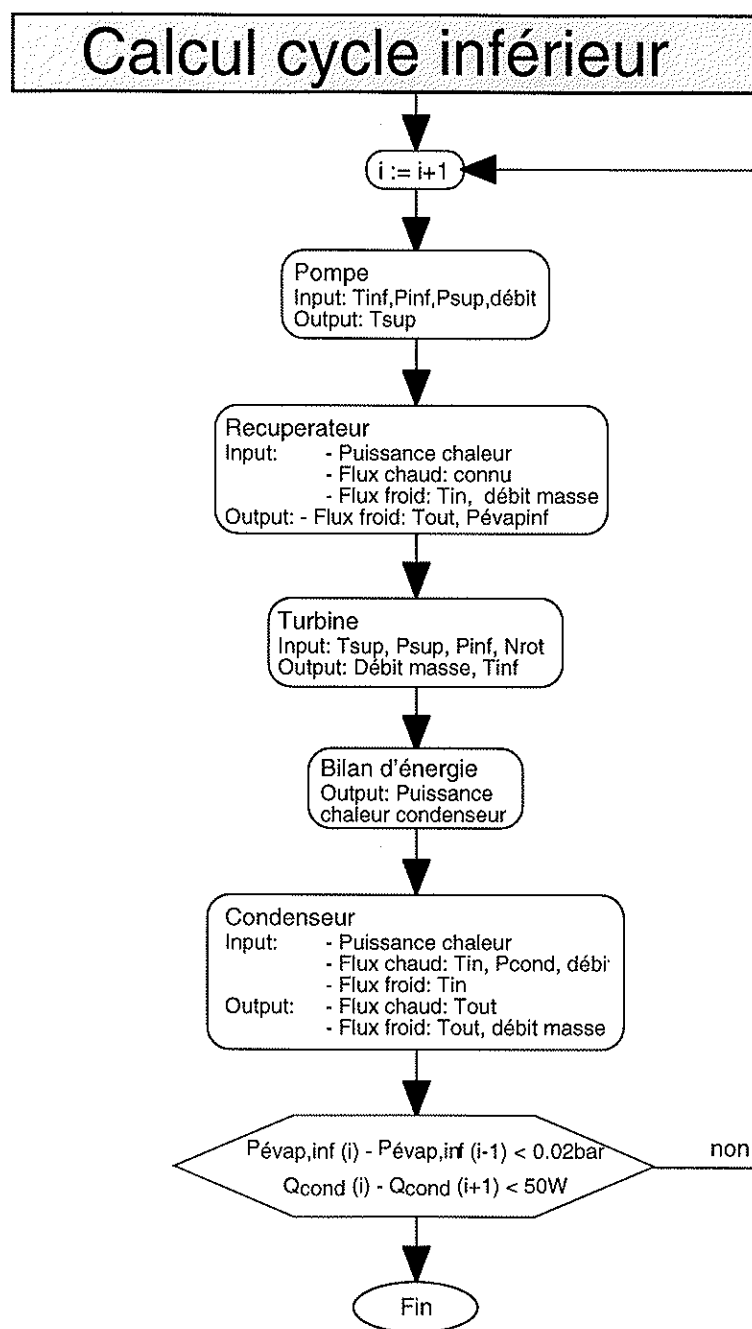
Différents modules de programme modélisant les différentes parties de la centrale avaient été réalisés au cours des phases précédentes de ce projet. Il faudra noter que ces modules avaient essentiellement pour objectif de simuler le système existant par une étude paramétrique (avec uniquement comme paramètre, la température du collecteur). A cet effet, il a été mis sur pieds un programme appelé "SolarPowerSystem" [11] qui est en "debugger" et dont le but est d'optimiser le dimensionnement et la gestion de fonctionnement en tenant compte de tous les paramètres internes (surfaces d'échange, capacité de la turbine) et externes (énergie solaire, température eau de refroidissement..), des variables indépendantes sur lesquelles on peut agir pour bien régler la centrale (débits des deux fluides de travail, pression de condensation) et des coûts des différentes composantes. Il comprend trois couches:

- une première couche de configuration et de prédimensionnement qui est essentiellement basée sur les tests de performances récemment faites sur la turbine et sur la caractéristique extrapolée du capteur CEP2. Il permet d'évaluer les surfaces d'échanges requises (échangeurs), celle du champ solaire et les marges de débits et de pressions de fonctionnement.
- une deuxième couche de gestion optimale est constituée d'un module d'optimisation intégré avec un module de résolution du cycle à charge partielle. Il détermine, pour des surfaces fixées et suite à une variation de la température du collecteur ou de la puissance solaire, les débits et pressions optimum de travail pour obtenir la puissance électrique maximale.
- une troisième couche de dimensionnement optimal, qui est la réelle couche de dimensionnement utilise un module dit "suiveur du rayonnement solaire" [par COGENER], le module de gestion optimale [par LENI] et un module d'optimisation thermoéconomique [par LENI]. L'intégration annuelle des rayonnements combinée avec le module de gestion optimale permet de déterminer les performances annuelles de la centrale avec un coût minimum du kWh produit.

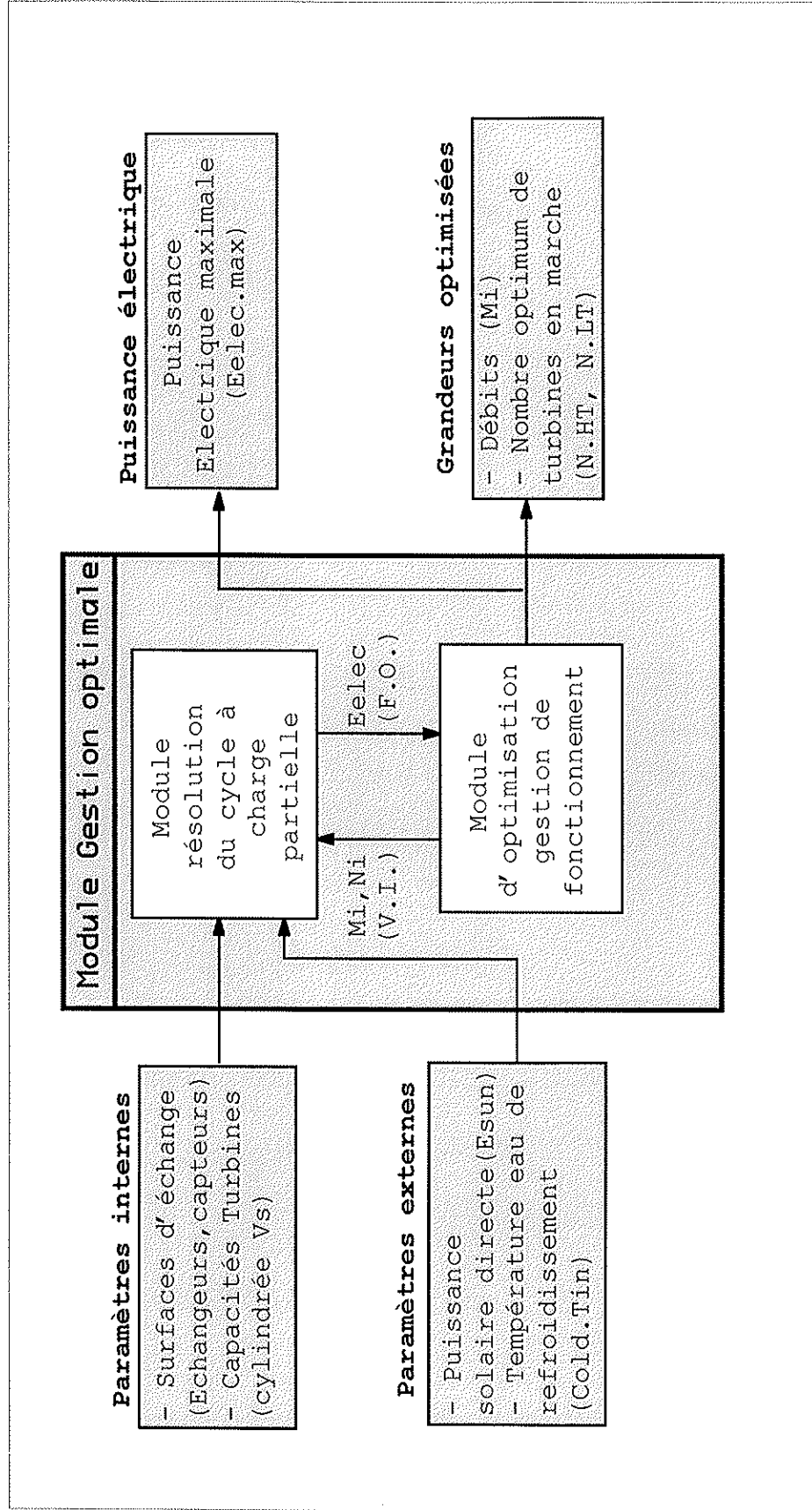
1. Calcul du cycle supérieur



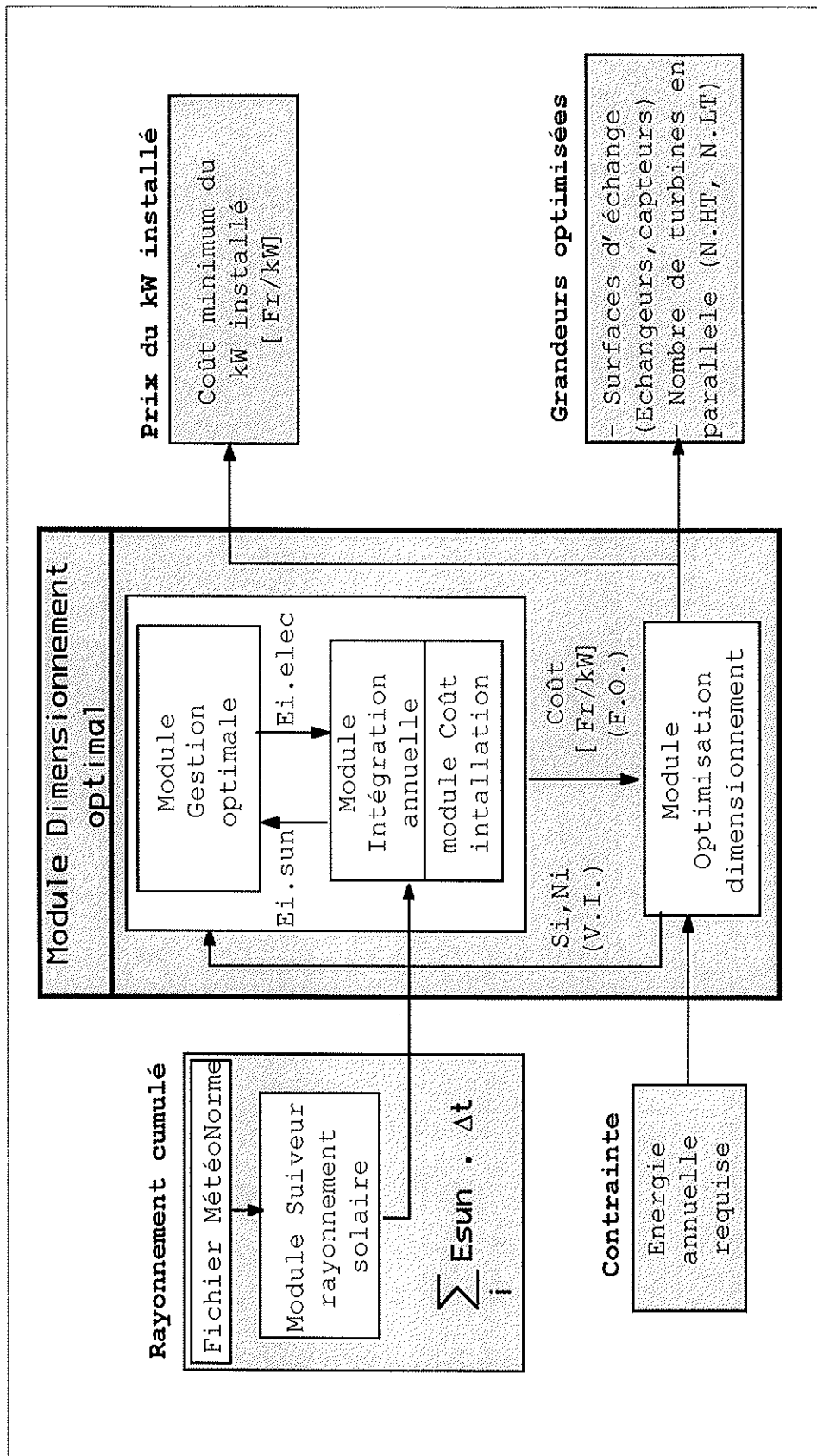
1. Calcul du cycle inférieur



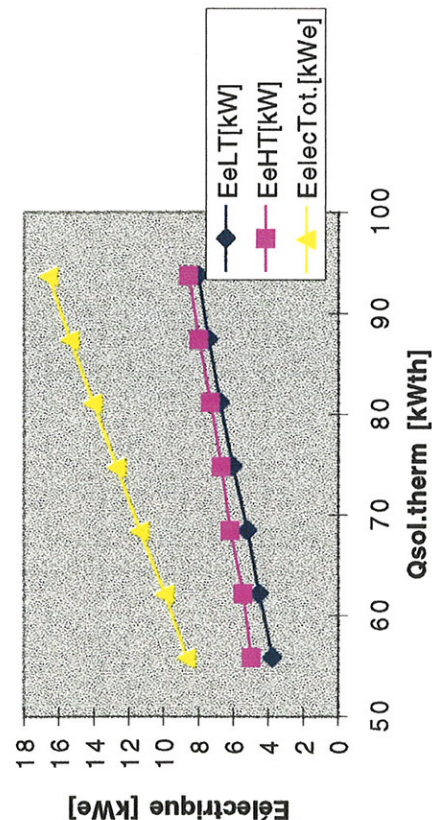
Gestion de fonctionnement de la centrale



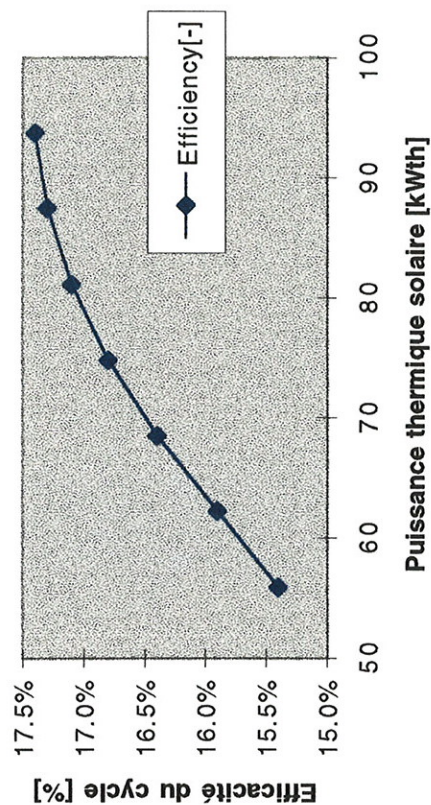
Dimensionnement optimal de la centrale



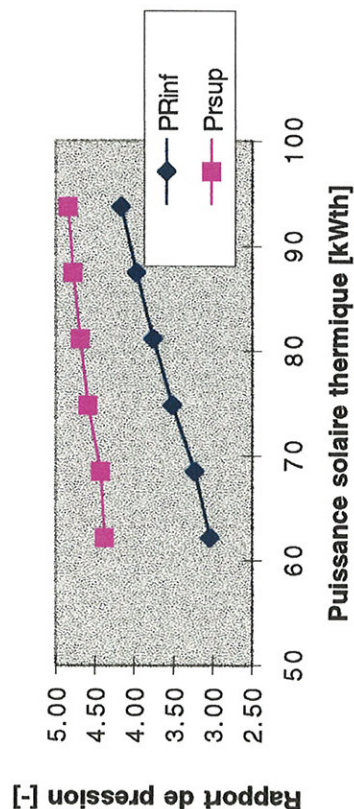
Puissances électrique vs puissance thermique solaire



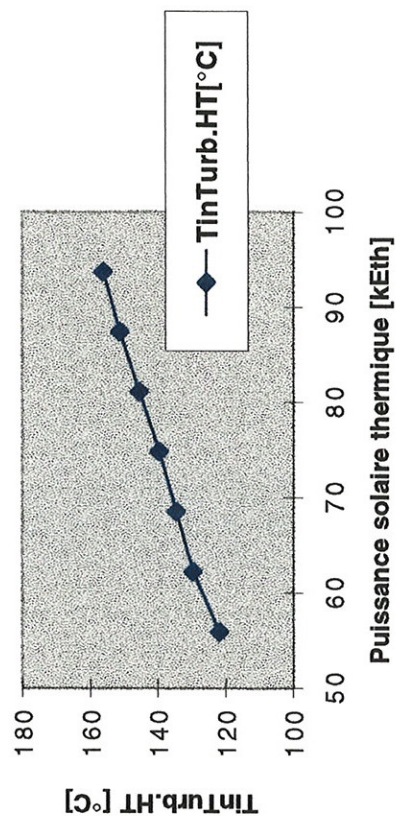
performances vs puissance transformation



Rapports de pression inférieur et supérieur vs puissance solaire thermique

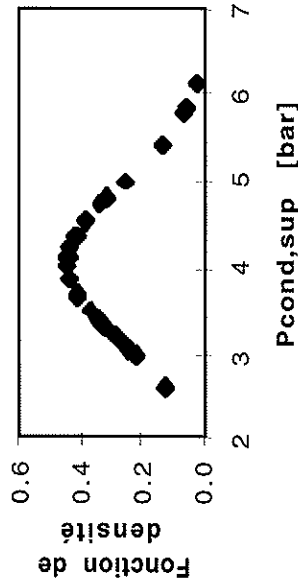


Température entrée de la turbine HT vs puissance solaire thermique



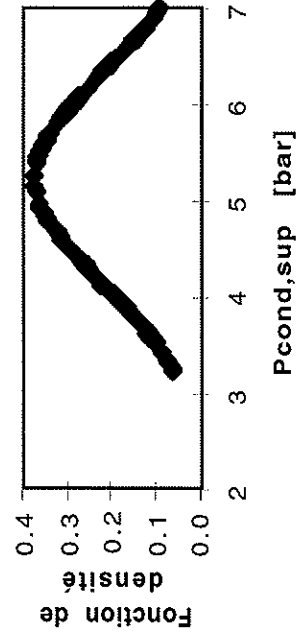
**Fonction de densité de la
pression de condensation du
cycle supérieur**

$Es = 550 \text{ W/m}^2$



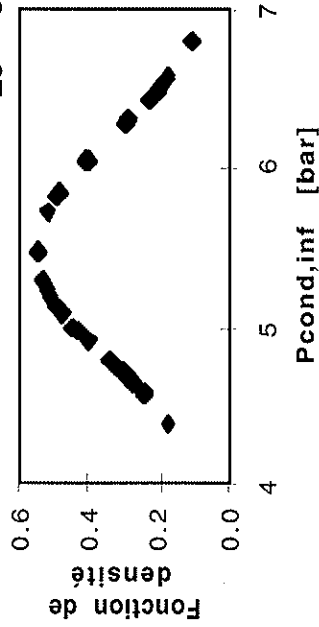
**Fonction de densité de la
pression de condensation du
cycle supérieur**

$Es = 800 \text{ W/m}^2$



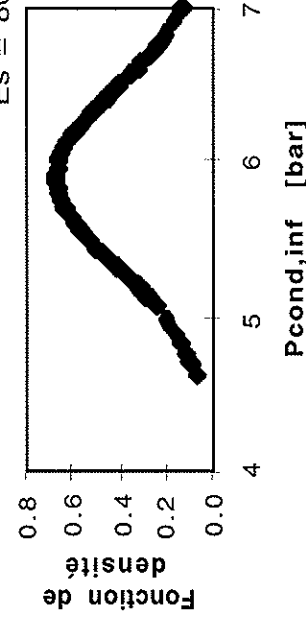
**Fonction de densité de la
pression de condensation du
cycle inférieur**

$Es = 550 \text{ W/m}^2$



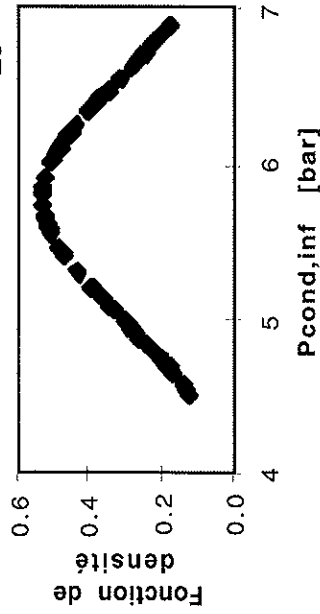
**Fonction de densité de la
pression de condensation du
cycle inférieur**

$Es = 800 \text{ W/m}^2$



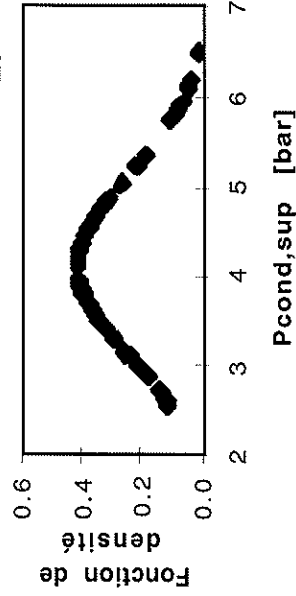
**Fonction de densité de la
pression de condensation du
cycle inférieur**

$Es = 650 \text{ W/m}^2$



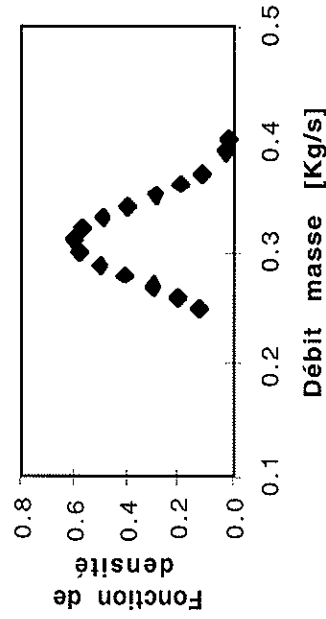
**Fonction de densité de la
pression de condensation du
cycle supérieur**

$Es = 650 \text{ W/m}^2$



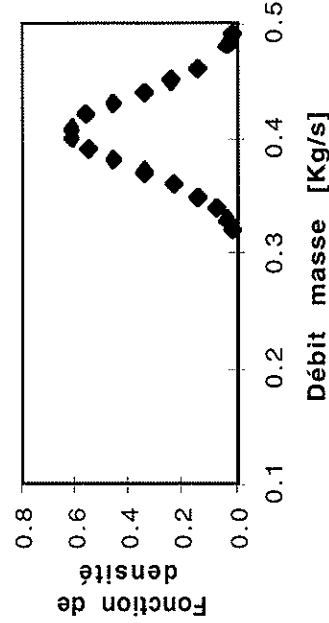
**Fonction de densité du débit
masse supérieur**

$Es = 650 \text{ W/m}^2$

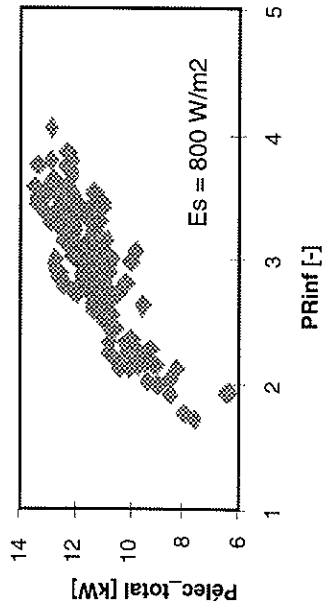


**Fonction de densité du débit
masse supérieur**

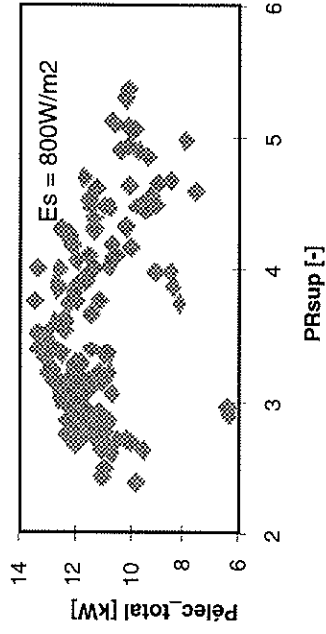
$Es = 800 \text{ W/m}^2$



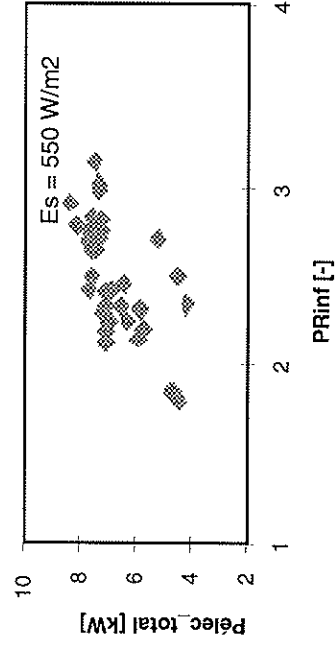
Puissance électrique total vs
rapport de pression inférieur



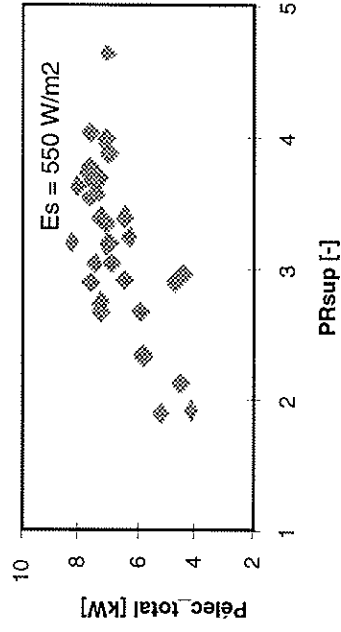
Puissance électrique totale vs
rapport de pression supérieur



Puissance électrique totale vs
rapport de pression inférieur

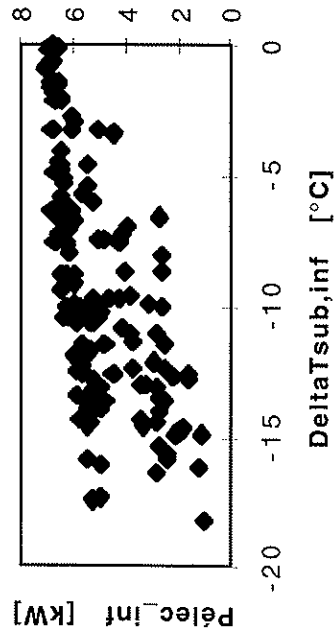


Puissance électrique totale vs
rapport de pression supérieur



Puissance électrique inférieur vs sous refroidissement inférieur

$E_s = 800 \text{ W/m}^2$



Puissance électrique supérieur vs sous refroidissement supérieur

$E_s = 800 \text{ W/m}^2$

