

# Etude d'une machine à cycle de Joule couplée à un concentrateur solaire muni d'un système de stockage par sels fondus

Muriel ALAPHILIPPE, Jean CASTAING LASVIGNOTTES, Youssef ZERAOULI et Pascal STOUFFS\*

<sup>1</sup>Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP)  
 Université de Pau et des Pays de l'Adour - BP1155 - 64013 - Pau  
 \*(pascal.stouffs@univ-pau.fr)

**Résumé** - Pour les faibles puissances (< 50 kW électrique), le couplage d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique avec une machine à cycle de Joule semble très prometteur. Nous avons développé un modèle thermodynamique qui nous permet de déterminer les performances globales du système en terme d'énergie électrique produite sur 24 heures, en prenant en compte les variations de l'ensoleillement. Afin d'assurer la production continue d'électricité, nous intégrons un système de stockage d'énergie thermique par matériau à changement de phase (sels fondus).

## Nomenclature

$c_p$	chaleur massique à p. cste, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$\gamma$	coefficient isentropique $c_p / c_v$
$D$	diamètre, $m$	$\varepsilon_R$	efficacité de l'échangeur récupérateur
$E$	rayonnement solaire direct sous incidence normale, $W.m^{-2}$	$\eta$	rendement
$F$	facteur de forme de la cavité réceptrice	$\mu$	viscosité dynamique de l'air, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
$h$	coeff. de transfert convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$\sigma$	constante de Stefan-Boltzman, $W.m^{-2}.K^{-4}$
$k$	rapport $(\gamma-1) / \gamma$	<i>Indices</i>	
$L$	longueur du concentrateur, $m$	$a$	air
$L_{N-S}$	largeur du concentrateur, $m$	$C$	compression
$l_{pup}$	largeur de sortie de la pupille du CPC, $m$	$conc$	concentrateur
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$	$conv$	convectif dans le 'heater'
$P$	périmètre, $m$	$E$	détente
$p$	pression, $Pa$	$free$	convection hors de la cavité réceptrice
$Pr$	nombre de Prandtl	$i$	indiqué
$\dot{Q}$	puissance thermique, $W$	$M$	hydraulique
$Re$	nombre de Reynolds	$méca$	mécanique
$S$	aire, $m^2$	$p$	paroi
$St$	nombre de Stanton	$R$	récupérateur
$T$	température, $K$	$r$	réelle
$\dot{W}$	puissance mécanique, $W$	$S$	stockage
$x$	coordonnée le long du 'heater', $m$	$s$	isentropique
<i>Symboles grecs</i>		$shaft$	à l'arbre
$\alpha$	absorbance de la cavité réceptrice	$T$	relatif au transfert thermique
$\beta$	rapport de pression du moteur	$0$	conditions ambiantes

## 1. INTRODUCTION

La conversion de l'énergie solaire en électricité représente un enjeu très important. Nous nous intéressons à des systèmes de conversion de l'énergie solaire en énergie électrique par

voie thermodynamique, dans des installations dont la puissance électrique unitaire ne dépasse pas environ 50 kW. Nous étudions le couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique avec un moteur ERICSSON, c'est-à-dire un moteur alternatif, à apport de chaleur externe et à cycle de JOULE. Ce type de moteur est bien adapté à la conversion thermodynamique d'énergie solaire concentrée à l'aide d'un capteur cylindro-parabolique [1]. Une étude théorique préliminaire a permis de mettre en évidence, pour des conditions fixées d'ensoleillement, l'existence d'un point de dimensionnement optimal, en termes de rapport de pression et de débit de fluide de travail, pour maximiser la puissance à l'arbre [2].

Dans cette communication, nous présentons les caractéristiques du couplage du moteur Ericsson et du capteur solaire étudié, ainsi que les hypothèses que nous avons prises en compte pour la modélisation thermodynamique du système. Ensuite, nous comparons les performances obtenues, en terme d'énergie produite sur une journée complète, de deux installations identiques, à ceci près que la seconde des installations intègre un stockage thermique par matériau à changement de phase (MCP) entre le 'heater' et le cylindre de détente. Cette première approche, très simplifiée, nous permet d'évaluer la pertinence de l'introduction d'un stockage par MCP de caractéristiques données.

## 2. Etude énergétique du couplage d'un capteur cylindro-parabolique et d'un moteur ericsson

### 2.1. Description du système énergétique étudié

Pour notre étude, nous avons considéré un concentrateur cylindro-parabolique conçu par l'association Soleil-Vapeur [3] (Figure 1), couplé avec un moteur d'Ericsson en cycle ouvert (Figure 2). Ce concentrateur a la particularité de concentrer le rayonnement solaire en deux étapes successives : l'énergie solaire est d'abord concentrée par un miroir cylindro-parabolique, puis à nouveau concentrée au travers du Concentrateur Parabolique Composé 'CPC' dans la partie supérieure du système. L'énergie solaire est transférée à l'air via l'échangeur chaud 'Heater' en sortie de 'CPC'. L'aire de l'ouverture du concentrateur considéré ici vaut  $L \times L_{N-S} = 8 \text{ m} \times 2,6 \text{ m} = 20,8 \text{ m}^2$ , la largeur de la pupille de sortie du CPC  $l_{pup} = 0,04\text{m}$ , le rendement optique du concentrateur est estimé à  $\eta_{conc} = 0,6$ .



Figure 1 : Concentrateur cylindro-parabolique

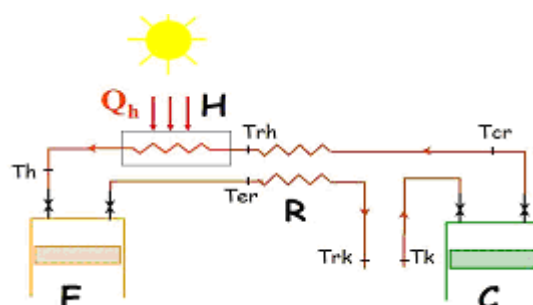


Figure 2 : Schéma de principe du couplage du concentrateur cylindro-parabolique avec un moteur Ericsson

Pour notre étude, nous considérons une machine à cycle de Joule en cycle ouvert. Nous considérons que l'air utilisé comme fluide de travail se comporte comme un gaz parfait avec une chaleur spécifique constante. La figure 3 représente les étapes successives du cycle dans un diagramme Température-Entropie. Le cycle de l'air est constitué d'une compression de l'air ambiant à l'intérieur du cylindre de compression ( $k \rightarrow cr$ ), d'un préchauffage de l'air à

pression constante via le récupérateur R (cr → rh), d'un chauffage de l'air à pression constante via le 'Heater' H (rh → h), d'une détente dans le cylindre de détente E (h → er), du transfert de chaleur à pression constante vers le récupérateur R (er → rk), et finalement échappement de l'air à l'atmosphère.

Nous prenons en compte les pertes convectives ( $h_{free} = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ) et radiatives du concentrateur. Le récupérateur est considéré comme un échangeur de chaleur parfait d'efficacité  $\varepsilon_R = 0,8$ , sans pertes thermiques. Nous introduisons des rendements isentropiques de compression et de détente  $\eta_{s,E} = \eta_{s,C} = 0,9$ , afin de tenir compte des pertes de charge induites au niveau des soupapes d'entrée et de sortie des espaces de compression et de détente. Les pertes mécaniques sont prises en compte au travers des rendements mécanique de compression et de détente  $\eta_{meca,E} = \eta_{meca,C} = 0,9$ . Pour la modélisation du moteur d'Ericsson, le rapport de pression  $\beta = p_{max}/p_0$  est constant et vaut  $\beta = 3$ , avec  $p_0 = 10^5 \text{ Pa}$ ,  $T_0 = 288,15\text{K}$ .

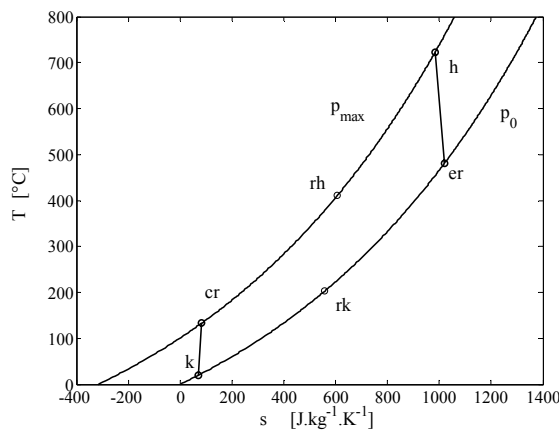


Figure 3 : Cycle de Joule à récupération

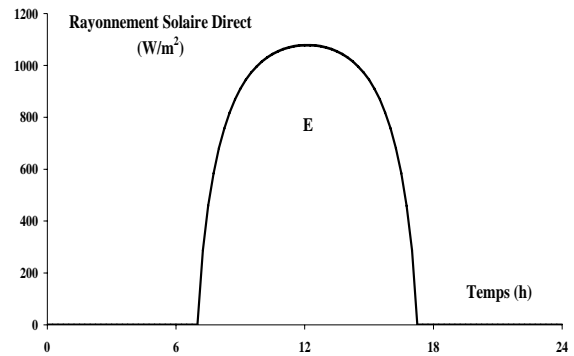


Figure 4 : Rayonnement solaire direct sous incidence normale au cours de la journée type

## 2.2 Modélisation du système énergétique étudié

Ces hypothèses nous conduisent finalement au système d'équations qui suit :

$$\dot{W}_i = \dot{W}_{Ei} - \dot{W}_{Ci} \quad ; \quad \dot{W}_{Ci} = \dot{m} c_{p,air} (T_{cr} - T_k) \quad ; \quad \dot{W}_{Ei} = \dot{m} c_{p,air} (T_h - T_{er}) \quad (1)$$

$$\dot{W}_{shaft} = \dot{W}_{Er} - \dot{W}_{Cr} \quad ; \quad \dot{W}_{Cr} = \frac{\dot{W}_{Ci}}{\eta_{meca,C}} \quad ; \quad \dot{W}_{Er} = \eta_{meca,E} \dot{W}_{Ei} \quad (2)$$

Les températures en fin de compression  $T_{cr}$  et de détente  $T_{er}$  sont obtenues à partir des rendements isentropiques et des températures isentropiques correspondantes  $T_{cr,s}$  et  $T_{er,s}$  :

$$\frac{T_h}{T_{er,s}} = \beta^k \quad ; \quad T_{er} = T_h - \eta_{s,E} (T_h - T_{er,s}) \quad (3)$$

$$\frac{T_{cr,s}}{T_k} = \beta^k \quad ; \quad T_{er} = T_k + \frac{T_{cr,s} - T_k}{\eta_{s,C}} \quad (4)$$

Les différentes températures du cycle sont également reliées par l'équation de bilan sur le récupérateur ainsi que par la définition de l'efficacité  $\varepsilon_R$  du récupérateur.

$$T_{er} - T_{rk} = T_{rh} - T_{cr} \quad ; \quad \varepsilon_R = \frac{T_{rh} - T_{cr}}{T_{er} - T_{cr}} \quad (5)$$

Le bilan énergétique effectué sur un volume interne élémentaire de la paroi du 'Heater' conduit à un système d'équations dans lequel  $T_a(x)$  et  $T_p(x)$  désignent respectivement les températures locales de l'air et des parois du 'Heater' :

$$\dot{m} c_{p,air} \frac{dT_a}{dx} = \eta_{conc} E L_{N-S} - h_{free} l_{pup} (T_p(x) - T_0) - \alpha \sigma F l_{pup} (T_p(x)^4 - T_0^4) = h_{conv} P_{MT} (T_p(x) - T_a(x)) \quad (6)$$

Le premier membre de l'équation (6) correspond à la puissance thermique transmise à l'air qui circule dans le 'Heater'. Le second membre est composé de trois termes : le premier terme évalue la puissance thermique entrant dans la cavité réceptrice, les second et troisième termes évaluent les pertes thermiques de cette cavité respectivement par convection et par rayonnement. Enfin le troisième membre exprime que la puissance thermique est transférée de la paroi du 'Heater' vers l'air par convection forcée. Le coefficient de transfert par convection forcée à l'intérieur du 'Heater' est calculé au moyen des expressions suivantes :

$$Re = \frac{\dot{m} D_M}{\mu S_p} \quad ; \quad St = \frac{0,023}{(Re^{0,2} Pr^{0,6})} \quad ; \quad h_{conv} = \frac{St c_{p,air} \dot{m}}{S_p} \quad (7)$$

Le nombre de Reynolds  $Re$  dépend du débit massique d'air, et pas du rapport de pression  $\beta$ . L'intégration de l'équation (6) sur la longueur du 'Heater' fournit une nouvelle relation entre les températures  $T_a(x=0) = T_{rh}$  et  $T_a(x=L) = T_h$ . Pour les calculs, nous avons discrétisé le 'Heater' en 10 éléments de longueur finie. L'équation (6) est résolue par voie numérique.

### 3. Description des deux configurations étudiées

#### 3.1. Configuration de base, sans stockage

Les calculs ont été effectués sur base du rayonnement solaire direct sous incidence normale disponible lors d'une journée type (Figure 4). Le modèle montre que pour une installation donnée, il existe un débit massique d'air qui maximise la puissance à l'arbre produite [2], qui dépend de la valeur du rayonnement solaire direct sous incidence normale  $E$  (Figure 5). Dès lors, les calculs sont effectués sur la journée type par tranches de 15 minutes, en considérant à chaque fois un fonctionnement qui maximise la puissance instantanée produite. Le débit d'air dans le moteur et dans le 'Heater' varie donc au cours de la journée, ainsi que toutes les caractéristiques thermodynamiques du cycle. Du point de vue technologique, cette variation du débit d'air est obtenue par le biais d'une variation de la vitesse de rotation du moteur.

La figure 6 montre l'évolution de la puissance mécanique produite à l'arbre du moteur et du débit d'air dans le système au cours de la journée. Le moteur fonctionne environ 10 heures par jour. L'énergie journalière transférée à l'air dans le 'Heater' vaut 75,6 kWh. Le système permet de produire 20,9 kWh d'énergie mécanique sur une journée de 24h, à partir d'une énergie indiquée journalière de 30,0 kWh. Le rendement thermodynamique interne du moteur vaut donc 39,6 %, tandis que le rendement mécanique moyen vaut 69,7 %.

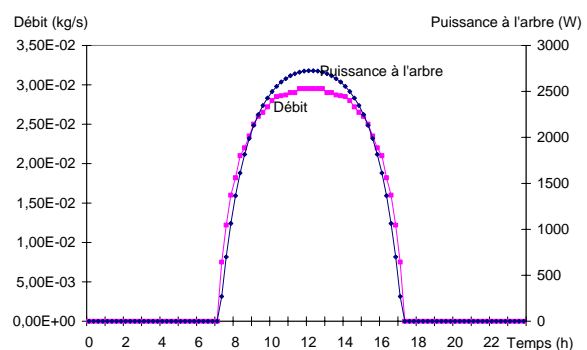
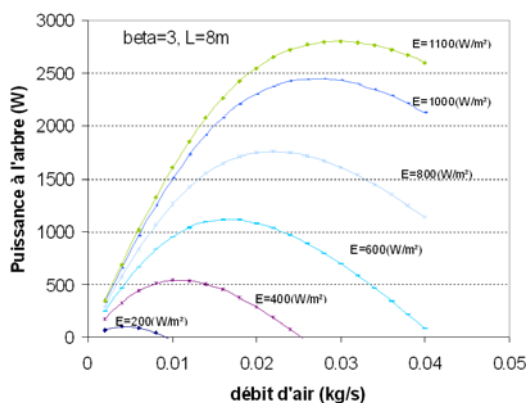


Figure 5 : Puissance à l'arbre en fonction du débit d'air et du rayonnement solaire

Figure 6 : Puissance instantanée à l'arbre et débit d'air au cours d'une journée

### 3.2. Configuration avec stockage thermique

Nous considérons maintenant un système en tous points identique au précédent, si ce n'est qu'un stockage thermique a été inséré entre le 'Heater', à la sortie du concentrateur solaire, et l'entrée dans le cylindre de détente. Ce stockage thermique est réalisé par transfert de chaleur entre l'air et un matériau à changement de phase (MCP). Le matériau considéré ici est un mélange eutectique de NaCl/MgCl<sub>2</sub>, dont la température de fusion vaut 442 °C, et la chaleur latente de fusion vaut 280 kJ/kg [4]. Par hypothèse, la masse de MCP considérée est telle qu'au cours d'une journée complète la cuve de stockage contient toujours un mélange de liquide et de solide. La température  $T_{hs}$  de l'air à la sortie du stockage thermique est donc considérée comme constante tout au long de la journée et égale à la température de fusion du mélange de sels considéré. On notera donc que, dans cette première étude simplifiée, on néglige les phénomènes de surfusion que l'on peut rencontrer dans de tels systèmes, ainsi que les gradients thermiques dans le stockage, dus à la faible conductivité thermique du MCP.

Du fait que la température  $T_{hs}$  est constante au cours de la journée, le système énergétique fonctionne en régime permanent, hormis le 'Heater' H et le stockage S. Dans ce cas, seule la température  $T_h$  de l'air à la sortie du 'Heater' varie au cours de la journée. Le tableau 1 présente les valeurs des grandeurs caractéristiques du cycle.

symbole	valeur	symbole	valeur	symbole	valeur
$\dot{m}$	0,015 kg/s	$T_h$	661 K ... 1120 K	$\dot{W}_i$	833 W
$T_k$	288 K	$T_{hs}$	715 K	$\dot{W}_{shaft}$	375 W
$T_{cr}$	406 K	$T_{er}$	542 K	$\dot{Q}_K$	2190 W
$T_{rh}$	515 K	$T_{rk}$	433 K	$\dot{Q}_H$	2200 W ... 9150 W

Tableau 1 : Caractéristique du cycle avec stockage

On note d'emblée à l'examen du tableau 1, que l'introduction du stockage thermique, de par la basse valeur de la température  $T_{hs}$  maximale du cycle qu'elle impose, est très pénalisante pour le rendement thermodynamique interne, et pour le rendement mécanique global du moteur Ericsson, qui valent respectivement 26,3% et 45,0 %. La chute des rendements thermodynamique et mécanique en présence de stockage thermique est extrêmement sévère. On peut cependant s'interroger sur la pertinence de la relation utilisée pour décrire les pertes mécaniques dont l'expression fait tendre le rendement mécanique global vers zéro dès lors que  $\dot{W}_{E,i}$  tend vers  $\dot{W}_{C,i}$ , c'est-à-dire lorsque l'écart entre les températures maximale et minimale du cycle diminue. L'introduction du stockage thermique permet la production continue de 375 W de puissance mécanique, soit une énergie mécanique journalière de 9 kWh. Cette valeur est très largement inférieure à celle obtenue sans stockage, pour les raisons évoquées ci-avant. Le stockage permet cependant de réduire considérablement le parc de batteries nécessaire si le besoin électrique est continu. En outre, il augmente la durée de vie de l'installation, qui ne subit pas d'arrêts et de démarrages journaliers.

La figure 7 présente l'évolution des puissances thermiques échangées par l'air dans le 'Heater'  $\dot{Q}_H$  et dans la cuve de stockage  $\dot{Q}_S$  au cours de la journée. On y constate tout d'abord que l'intégrale de la puissance thermique stockée sur une journée est bien nulle. Compte tenu de la chaleur latente du MCP, la masse minimale de sel à prévoir dans le stockage est de 600 kg. Par ailleurs, pendant la période nocturne, nous avons intégré un bypass du 'Heater'. Nous avons évalué à 10,5kWh l'énergie qui serait perdue durant toute la nuit du fait des pertes convectives et radiatives de la cavité réceptrice.

La figure 8 présente l'évolution journalière de la température  $T_h$  de l'air à la sortie du 'Heater'. On y a superposé la température (constante)  $T_{hs}$  de l'air à la sortie du stockage, dont la valeur est imposée par la température de fusion du MCP, ainsi que l'évolution de la fraction massique de liquide dans le stockage. On y observe bien que la dérivée de cette courbe change de signe lorsque la température de l'air en sortie de 'Heater' est égale à la température de stockage  $T_h = T_{hs}$ . A titre de comparaison, on a superposé sur la figure 8, l'évolution de la température  $T_h$  en l'absence de stockage. On mesure donc bien la pénalité en terme de température maximale de cycle due au stockage dans le MCP.

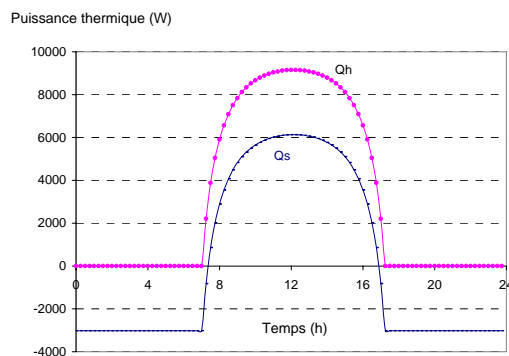


Figure 7 : Puissances thermiques échangées par l'air dans le 'Heater'  $\dot{Q}_H$  et dans la cuve de stockage  $\dot{Q}_S$  au cours de la journée

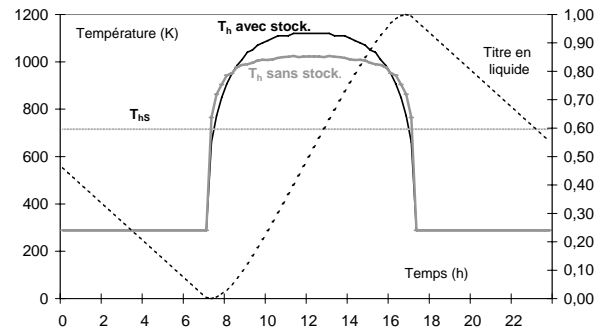


Figure 8 : Températures en sortie de 'heater'  $T_h$ , en sortie de stock  $T_{hs}$ , et fraction massique de liquide du MCP du stockage thermique au cours de la journée

#### 4. CONCLUSION

Nous avons comparé deux systèmes de conversion thermodynamique d'énergie solaire en électricité constitués tous deux du couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique et d'un moteur Ericsson à cycle de Joule. Les deux systèmes sont identiques, à ceci près qu'un stockage thermique simple est inséré dans le second cas. Ce stockage thermique est d'une capacité suffisante pour permettre le fonctionnement du moteur en régime permanent toute la journée. Cette étude préliminaire montre que, dans le cadre des hypothèses considérées, et pour le matériau à changement de phase choisi, les performances énergétiques journalières du système sont significativement dégradées par le stockage thermique, du fait de la faible valeur de la température de stockage, préjudiciable pour le rendement global du moteur Ericsson. Cependant, le stockage thermique permet un fonctionnement en régime permanent.

#### Références

- [1] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Thermodynamic solar energy conversion: Reflections on the optimal solar concentration ratio, *Int. J. Energy, Environment Economics*, 12 (2006), 141-152.
- [2] M. Alaphilippe, S. Bonnet, J. Castaing-Lasvignottes, P. Stouffs, Design of a solar energy conversion system based on a parabolic trough concentrator and an Ericsson engine, *Proc. Int. Conf. on Renewable Energies and Water Technologies*, (Almeria, Espagne, October 6-7, 2006).
- [3] J. Boubour, Capteur solaire linéaire à suivi discontinu, *Brevet d'invention n° 2754592*, INPI, 1996.
- [4] J. Lopez, E. Palomo, Y. Zeraouli, J.-P. Dumas, Etude calorimétrique de composites graphite-sel conçus pour le stockage thermique à haute température, *Actes des 12<sup>èmes</sup> Journées Internationales de Thermique*, (JITH2005, Tanger, Maroc, 15-17 nov. 2005).