

**Nomenclature :**

Cycle HT      Cycle Haute Température (avec le R123)  
Cycle BT      Cycle Basse Température (avec le R134a)

## 1 Introduction

Le concept de centrale solaire hybride existe pour des centrales de grandes puissances (aussi appelé ISCCS pour Integrated Solar Combined Cycle System). L'intérêt de ce concept est de combiner l'énergie solaire avec une conversion par la voie thermique et une centrale à énergie fossile afin d'assurer la disponibilité de l'électricité en toute heure et indépendamment des conditions d'ensoleillement.

Le projet SPS se propose de réaliser une mini centrale solaire hybride sur ce même concept. La puissance de la centrale est alors de l'ordre de la dizaine de kWe et pourrait être appliqué à l'alimentation de sites isolés dans les pays de la ceinture solaire.

Cette étude présente les résultats expérimentaux obtenus sur le prototype de centrale réalisé au LENI en collaboration avec la société COGENER (qui est plus spécifiquement responsable du champ de capteurs). Avant de terminer sur la validation du concept par des essais en situation réelle, l'étude montre les résultats obtenus avec les cycles de Rankine seuls (alimentés par chaudière à huile thermique de laboratoire) et la combinaison des cycles de Rankine et du moteur à cogénération. Mais pour commencer, un rappel du concept et de l'installation expérimentale disponible s'impose.

## 2 Centrale solaire hybride

### 2.1 Concept

Le concept de centrale solaire hybride comprend une centrale solaire thermique, convertissant en électricité la chaleur provenant de concentrateurs solaires, et un appoint à carburant fossile (ou à biocarburant). L'appoint permet de satisfaire la demande électrique nocturne et d'assurer le fonctionnement de la centrale solaire lorsque le rayonnement est trop faible (passage nuageux, léger voile, etc.). Ce concept permet donc de produire en permanence, la nuit ou lorsque les conditions météo ne sont pas optimales.

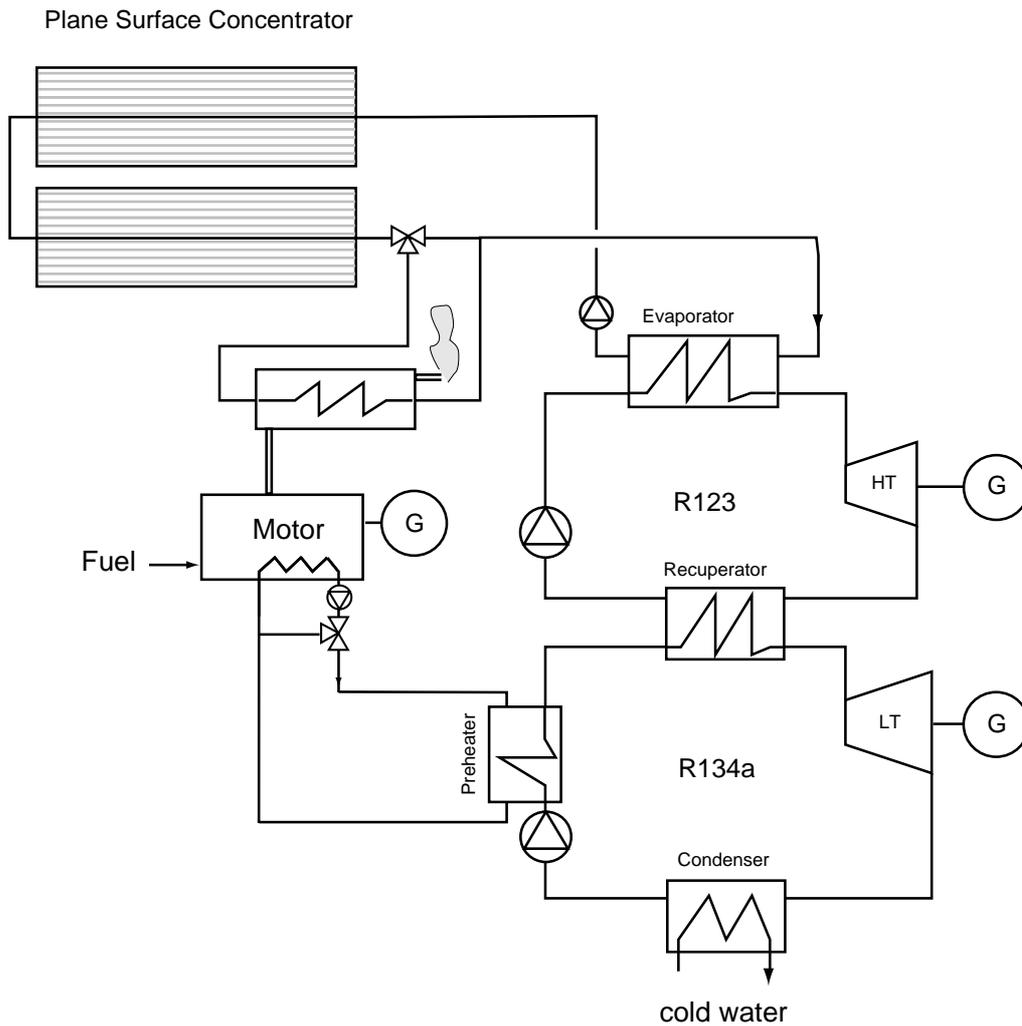


Figure 1: Schéma de la centrale SPS.

La centrale expérimentale construite au LENI comprend les composants suivants :

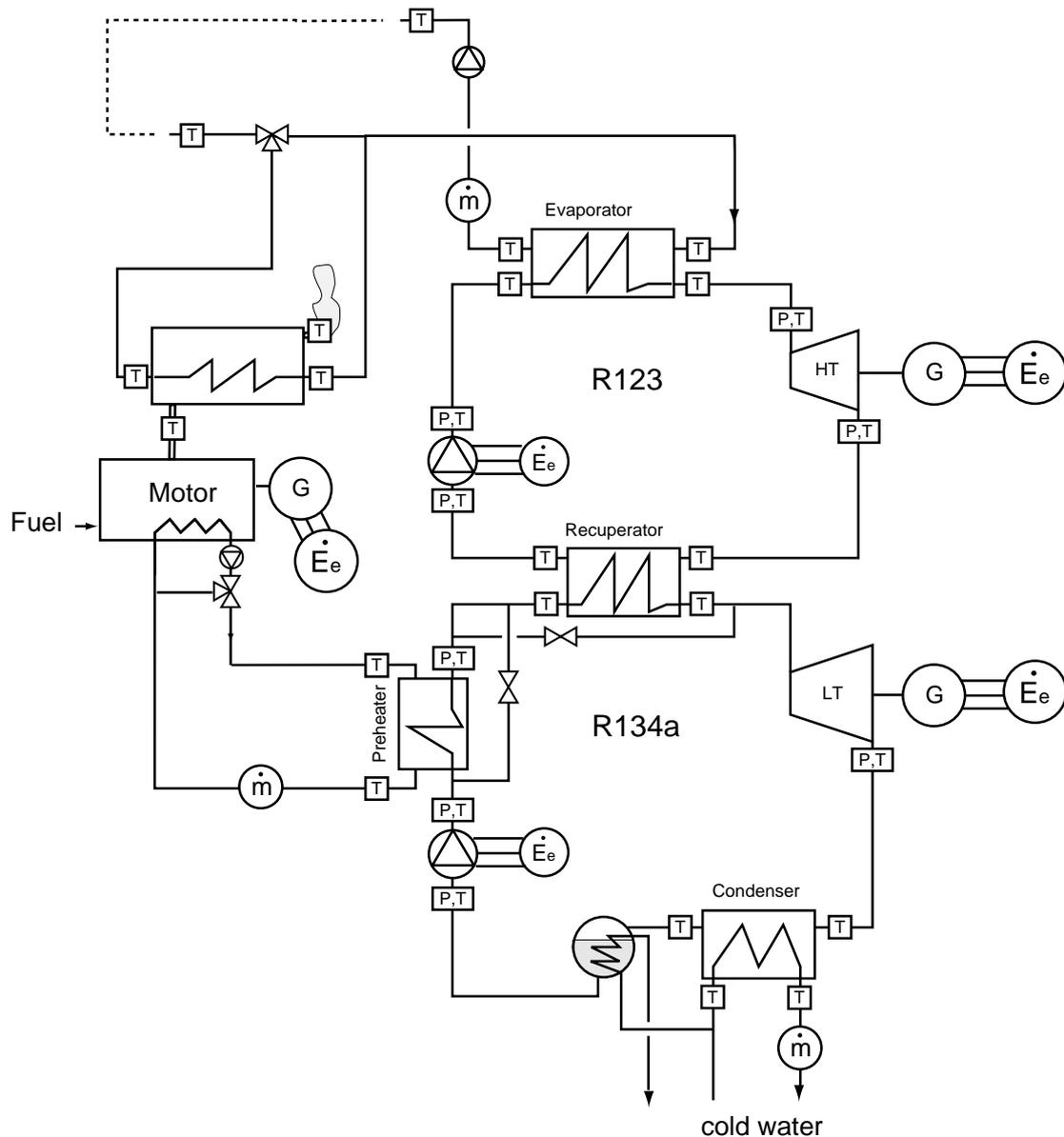
- deux cycles de Rankine à fluide organique (ORC) superposés à expandeur-générateurs hermétiques de type scroll
- un moteur Diesel à cogénération de 12 kWe.

Les cycles de Rankine sont superposés et travaillent avec des fluides de travail différents afin de s'adapter aux niveaux de température attendus et de travailler dans la plage de bon rendement des turbines. Les deux cycles sont couplés au niveau d'un évaporateur-condenseur. Le dimensionnement des cycles tient compte du fonctionnement avec couplage à un moteur. La turbine de plus grande puissance (volume d'admission plus élevé) est installée sur le cycle LT car ce cycle peut recevoir l'appoint thermique issu du fluide de refroidissement du bloc moteur en plus de la puissance obtenue au récupérateur (évaporateur-condenseur).

Le moteur à cogénération est un Diesel qui est équipé d'échangeurs de récupération de chaleur au niveau des gaz d'échappement et du liquide de refroidissement.

## 2.2 Installation expérimentale

Par rapport à l'étude antérieure, l'installation expérimentale a été améliorée avec notamment de nouveaux instruments de mesure permettant d'affiner les bilans et le suivi du fonctionnement des cycles.



- *Figure 2: Schéma détaillé de l'installation avec les instruments de mesures installés.*

Les nouveaux instruments sont les suivants :

- 2 wattmètres sur les pompes de réfrigérants (un sur chaque pompe)
- 1 débitmètre sur l'eau de refroidissement au condenseur, dans le cas de fonctionnement avec le moteur, il est utilisé pour mesurer le débit d'eau dans le circuit de refroidissement.
- 1 wattmètre sur la génératrice du moteur et des thermocouples sur l'échangeur de gaz d'échappement du moteur.

### 3 Essais sur les ORC

De nouvelles séries d'essais ont été réalisées cet été. L'objectif de ces essais était d'une part de vérifier et consolider les résultats obtenus l'année précédente, d'autre part de préparer le couplage des cycles de Rankine au moteur et aux capteurs solaires.

Les mesures effectuées l'année précédente ont malheureusement été entachées d'une incertitude importante au niveau de la mesure du débit d'huile (source chaude). Ce doute sur la qualité de cette mesure essentielle était de nature à mettre en cause les bilans et résultats obtenus jusqu'alors.

#### 3.1 Résultats

Les mesures effectuées en laboratoire s'étendent sur une plage de température d'huile thermique de 120 à 165°C à l'entrée de l'évaporateur, ce qui correspond à des puissances thermiques de 38 à 65 kW. Ces puissances sont sensiblement plus importantes que celles constatées l'année précédente, la mesure de débit ayant été corrigée en fonction de nouveaux tests de calibration qui ont confirmé une sous-estimation du débit (0.8 kg/s mesuré pour 1.1 kg/s réellement calibré au débitmètre massique).

##### Expressions du rendement :

Le rendement  $\eta_I$  (1er principe) des cycles de Rankine peut être exprimé de deux manières.

$$\eta_I = \frac{\sum \dot{E}_{e \text{ turbine}}}{\dot{Q}_{\text{evap}} + \sum \dot{E}_{e \text{ pompes}}} \quad (1) \text{ (Efficiency sur les graphes)}$$

$$\eta_I = \frac{\sum \dot{E}_{e \text{ turbine}} - \sum \dot{E}_{e \text{ pompes}}}{\dot{Q}_{\text{evap}}} \quad (2) \text{ (Net efficiency sur les graphes)}$$

La première expression découle d'un bilan de premier principe admettant que l'énergie électrique de la pompe est fournie par le réseau [Borel, Thermodynamique et énergétique, PPUR 1984]. La deuxième expression considère que l'énergie électrique des pompes est

en fait fournie par les turbines elles-mêmes. La différence entre les deux définitions est faible lorsque le niveau de rendement au sens du premier principe est relativement élevé et que la consommation relative des pompes est faible ce qui est le cas des centrales à vapeur courantes. Ce n'est cependant pas le cas ici et, dans la perspective de centrales de sites isolés, il est plus correct à notre sens d'utiliser la deuxième définition.

Les rendements au sens du premier principe attendus pour ce type d'installation sont relativement faibles étant donné le fait que la machine fonctionne à relativement basse température (maximum à 165°C). Dans ces conditions il est souvent intéressant d'exprimer le rendement exergétique qui permet de mieux caractériser la mise en oeuvre de ces techniques.

Conditions expérimentales :

Les essais suivants ont été réalisés au laboratoire du LENI avec une chaudière à huile thermique, le débit de la chaudière étant quasiment constant (à 1.1 kg/s).

Les conditions des cycles de Rankine sont les suivantes :

Cycle HT	Cycle LT
26 kg de R123	20kg de R134a
2kg de SHC426(huile)	2.5kg de EAL 68 (huile)
0.5...0.6 l/min de débit d'huile	

*Tableau 1: Inventaire de fluides et débit d'huile*

La pression de condensation du cycle LT est réglée par le débit de refroidissement à la valeur de 5 bar en sortie de turbine. Cette valeur ne peut être baissée car le niveau de température du refroidissement ne le permet pas (le refroidissement se fait avec de l'eau à 7°C et la condensation à 5 bar correspond à 18°C).

Résultats :

Les résultats obtenus sur ces cycles de Rankine sont encourageants. En effet, si le rendement maximal est de l'ordre de 14%, il faut souligner que ces cycles travaillent à très basse température (165°C au maximum) pour des cycles moteurs et que par conséquent le rendement au sens du premier principe ne peut être très élevé (maximum théorique pour 165°C de l'ordre de 30% environ). Le rendement exergétique, qui fait lui intervenir le facteur de Carnot, est d'environ 40% ce qui est déjà raisonnable pour une installation qui fonctionne notamment avec des pompes non encore optimisées. Il faut de plus remarquer que la plage de fonctionnement est importante (de 3 à 10 kW électrique) et qu'à part pour les très bas régimes, les rendements exergétiques sont essentiellement supérieurs à 30%.

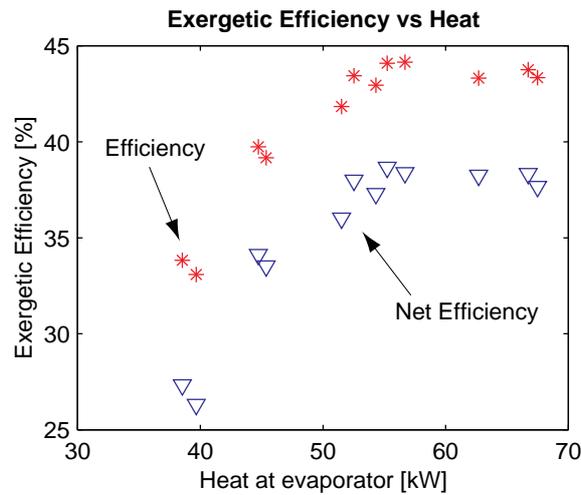
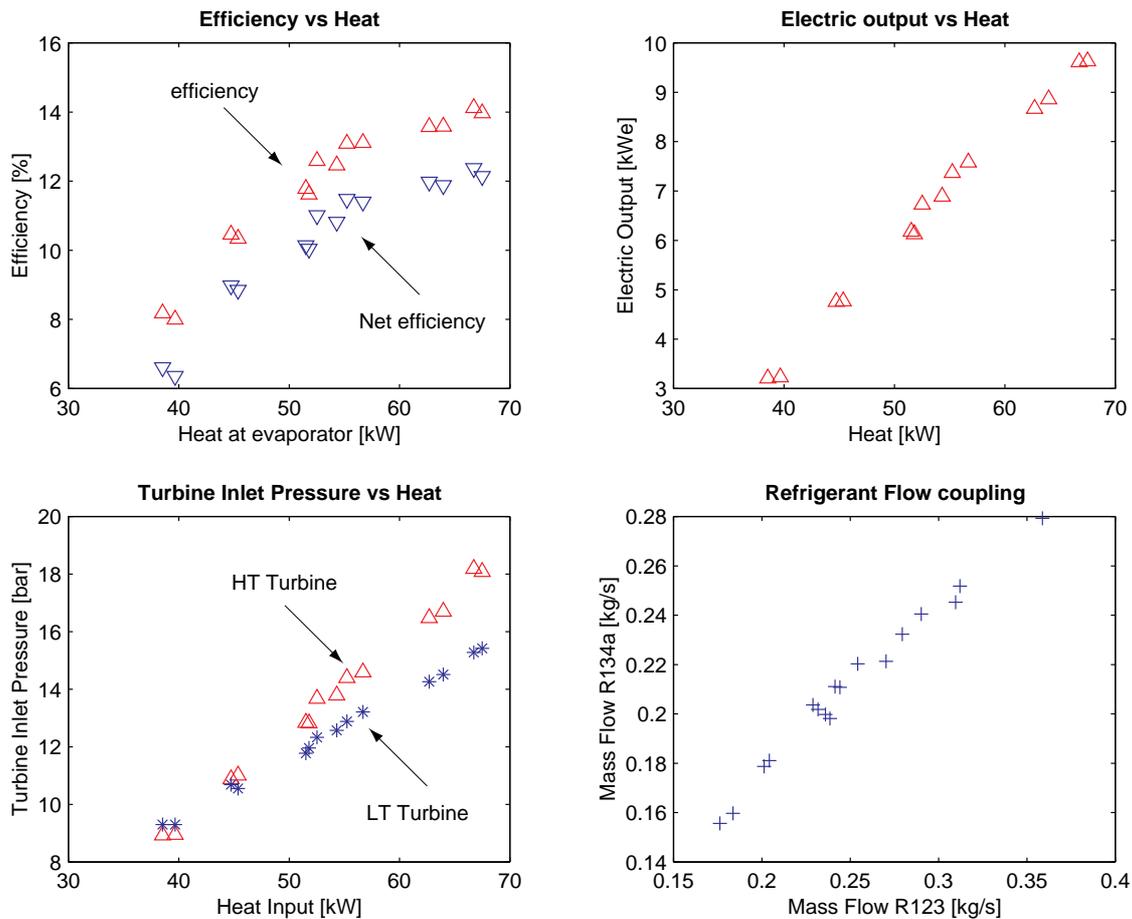


Figure 3 Graphe de rendement exergetique

La linéarité entre la puissance-chaleur et les pressions d'évaporation, due au fait que l'on travaille avec des turbines volumétriques, est bien vérifiée par les mesures. Dans les conditions mesurées la pression à l'entrée de la turbine a atteint un niveau de 18 bar sur le circuit HT et de presque 16 bar sur le circuit LT. L'idéal serait cependant d'atteindre des pressions maximales de 20 à 24 bars. Enfin, il faut noter que les débits de réfrigérant, dont le couplage est évident au niveau de l'évaporateur-condenseur, sont linéairement dépendants avec une faible dispersion ce qui ouvre la voie à des procédures de contrôle simplifiées.

Comparés aux résultats obtenus l'année précédente, la production électrique progresse légèrement. Pour des questions de robustesse de fonctionnement, les essais de l'année précédente ont été faits avec un sous-refroidissement du R123 en sortie de condenseur. Ce sous-refroidissement diminuait la puissance disponible pour le cycle LT (perte de quelques 5 kW thermiques en moyenne) et donc réduisait la puissance électrique produite.



- *Figure 4: Graphes illustrant les principaux résultats (rendements au sens du premier principe, puissance produite, pressions d'entrée turbine et relation de débits).*

#### Remarques sur le fonctionnement :

La suppression du sous-refroidissement a eu des conséquences sur le fonctionnement des cycles. Si les performances augmentent, le comportement peut devenir instable et la marge de réglage pour les points de rendement optimum est faible. Ce comportement est expliqué par le couplage au récupérateur. Cet échangeur impose un couplage des débits sans laisser de marge de manœuvre car le pincement est extrêmement faible pour la zone de désurchauffe des vapeurs de R123, respectivement de surchauffe des vapeurs R134a (environ de 1 à 2°C). Une petite modification dans le réglage peut alors changer très rapidement la pression de condensation et la puissance disponible.

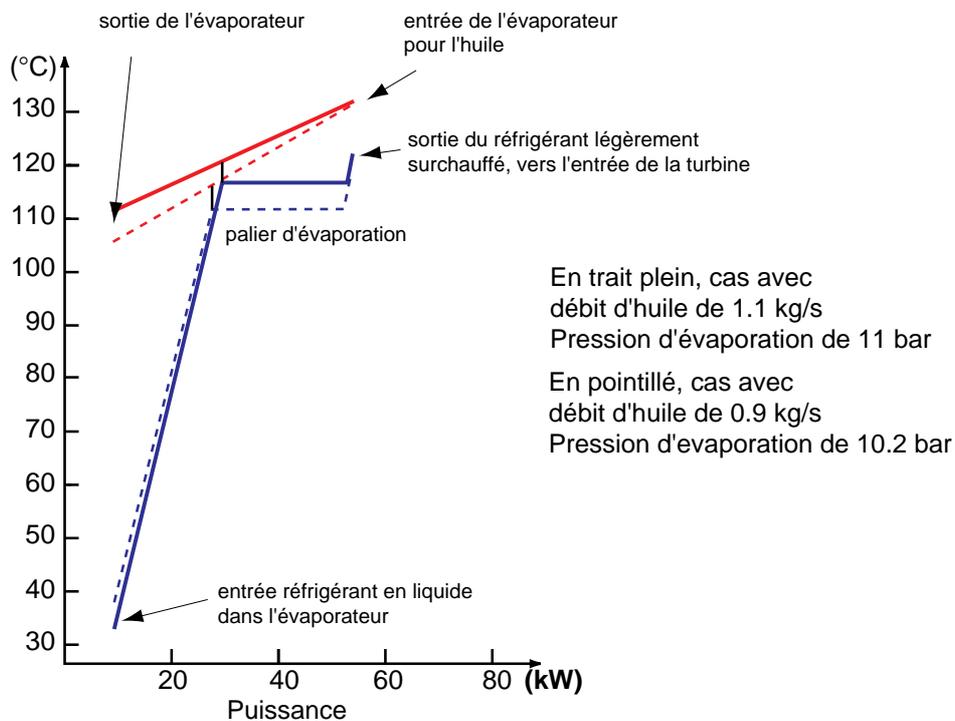
Malgré ces aspects, le fonctionnement des ORC est robuste et ne pose pas de problème majeur. La constante de temps du système est très faible par rapport à la constante de temps de la chaudière ou des capteurs solaires, ce qui fait que les transitoires ne posent pas de défis majeurs.

Pour certains régimes de fonctionnement, la limite opérationnelle des pompes de réfrigérant a été atteinte. En particulier pour le régime de fonctionnement de la pompe de R134a. Ces aspects seront discutés dans la partie concernant les régimes transitoires.

Des essais ont notamment été réalisés à des puissances très faibles, à la limite du fonctionnement en régime partiel, afin de préparer le couplage avec les concentrateurs solaires. Ces essais ont montré que la limite de fonctionnement est de l'ordre de 38 kWth pour 120°C de température d'entrée.

Enfin, une petite série d'essai avec un débit d'huile légèrement réduit a permis de montrer une sensibilité élevée des résultats à ce paramètre. Comme le montrent les composites de la figure 5, à température d'entrée égale la pression d'évaporation est directement influencée par la variation de pente induite par la réduction de débit.

Sur le site, le débit d'eau planifié est de l'ordre de 0.8 kg/s, ce qui à température et à puissance thermique égales permet d'attendre de meilleurs résultats.



• Figure 5: Composites à l'évaporateur à 130°C.

### 3.2 Essais couplés au moteur

Le couplage du moteur à cogénération avec les cycles de Rankine fait partie intégrante du concept de la centrale et le dimensionnement des cycles de Rankine s'est fait sur cette

hypothèse de fonctionnement. En effet, la récupération de la puissance thermique de refroidissement du moteur augmente la puissance sur le cycle LT, ce qui explique que la turbine LT soit de plus grande puissance nominale que la turbine HT.

Les essais de couplage réalisés en laboratoire ont été faits, pour des raisons de simplicité de l'installation, sans l'échangeur de gaz d'échappement. Cela ne pénalise pas les mesures puisque la puissance disponible à la chaudière est suffisante pour simuler toute la plage de fonctionnement. L'étude porte donc sur le couplage du cycle LT et du refroidissement moteur, couplage qui a une grande influence sur le comportement des cycles.

### 3.2.1 Essais couplés

Le couplage des cycles ORC avec le moteur se matérialise par un échangeur de préchauffe avant l'entrée dans l'évaporateur du cycle LT. Cet échangeur utilise la puissance-chaleur récupérée sur le refroidissement moteur. Le préchauffeur peut être monté en série ou en parallèle avec le récupérateur, mais pour des raisons de simplicité de fonctionnement, seule la configuration en série a été testée pour l'instant.

#### Résultats :

Les essais ont tous été réalisés avec le moteur à régime nominal, soit à 12.5 kW de puissance électrique à sa génératrice. À cette puissance, la puissance thermique récupérée sur le refroidissement est de l'ordre de 18 kWth.

Le couplage avec le moteur augmente sensiblement la puissance thermique sur le cycle LT et conduit à une augmentation substantielle de la pression d'évaporation du cycle LT. Celle-ci passe de 9.5 à 13 bar pour les bas régimes (en termes de puissance à l'évaporateur) et de 12 à 16 bar à puissance moyenne. Cette augmentation de la pression d'entrée de la turbine permet au rapport de pression d'aborder une plage plus raisonnable et à la puissance totale produite d'augmenter sensiblement.

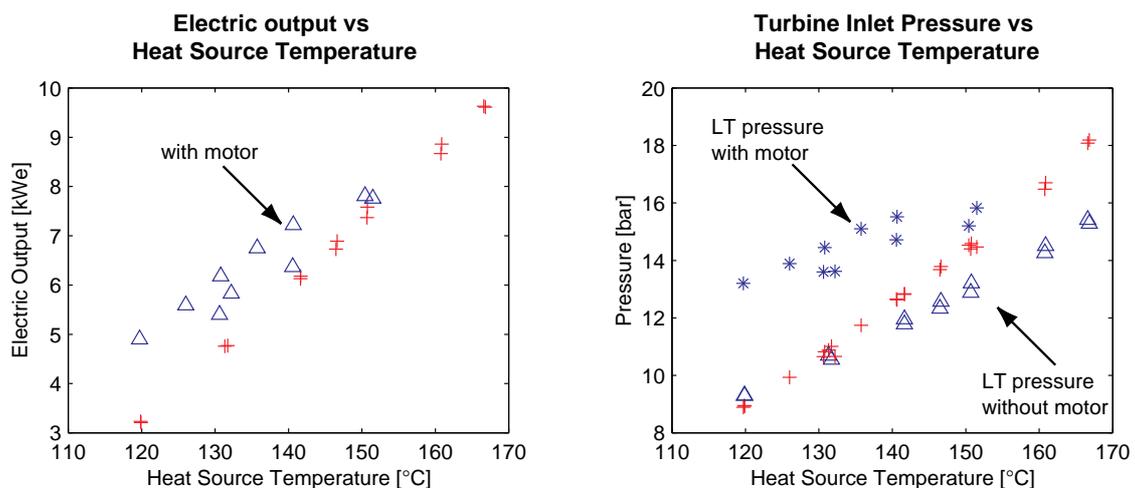


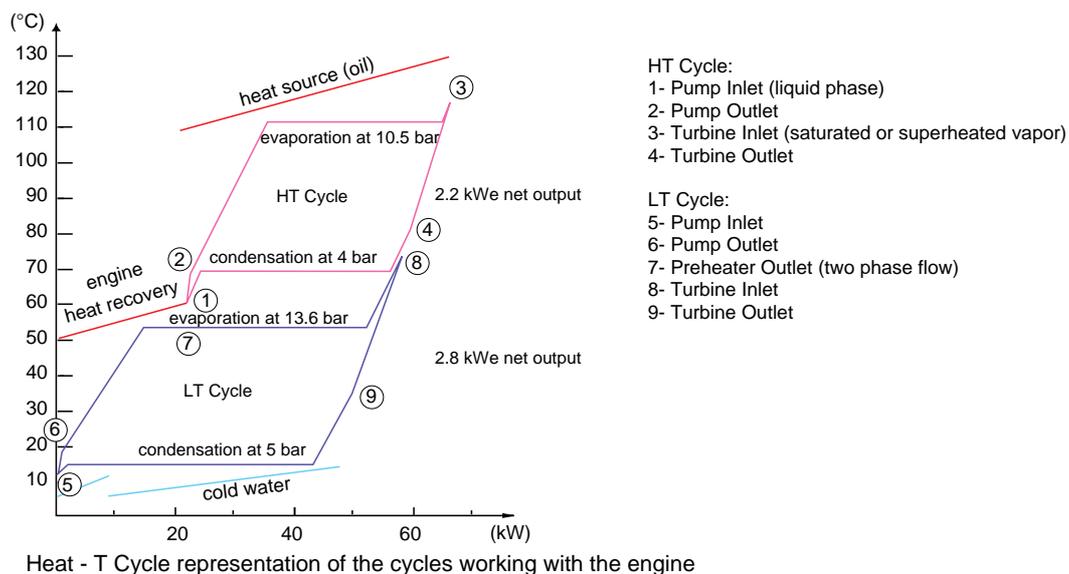
Figure 6: Puissance et pression d'évaporation en fonction de la température de source chaude.

Si le fonctionnement à bas régime est nettement amélioré, tant au niveau des performances que de la facilité de fonctionnement, il faut noter qu'au-delà d'une certaine puissance, le gain en performance devient faible. À 150°C de température à l'évaporateur, le gain devient très faible. Il semble que ces résultats soient limités par la puissance de la pompe de réfrigérant du cycle LT. En effet, cette pompe est à plein régime pour des puissances plus faibles. Un débit insuffisant de réfrigérant dans le cycle LT empêche d'une part la pression d'évaporation d'atteindre des valeurs plus élevées (plafonnement à 16 bar) et refroidit mal le cycle HT, ce qui a pour conséquence d'élever la pression de condensation et de faire diminuer le rapport de pression du cycle supérieur.

#### Remarques sur le fonctionnement :

Le fonctionnement général avec le moteur est aisé. La montée de la pression d'évaporation se fait progressivement avec le démarrage du moteur et la négociation des transitoires ne pose pas de problème.

Les 18-20 kW thermiques récupérés sur le refroidissement du moteur permettent de travailler à des puissances d'évaporateur inférieures à la limite de travail obtenue avec les cycles seuls. Ce point est particulièrement intéressant pour le fonctionnement avec le champ de capteurs solaires.



- Figure 7: Composites au préchauffeur et au récupérateur avec le moteur.

La figure ci-dessus montre les deux cycles superposés avec la récupération sur le liquide de refroidissement. S'agissant d'un cas à basse puissance, le fonctionnement du récupérateur se traduit déjà par un pincement plus élevé que souhaitable et cet aspect négatif se renforce encore à puissances plus élevées, la différence de température entre les deux paliers pouvant aller jusqu'à 25°C.

Cet échangeur est, dans l'installation actuelle, un élément limitant pour le fonctionnement et les performances des cycles.

Le paragraphe suivant précise à l'aide de quelques mesures le comportement de l'évaporateur et du récupérateur.

### 3.2.2 Mesures sur les échangeurs :

Ce paragraphe a pour objectif de présenter la situation du fonctionnement des échangeurs de l'installation. L'attention est particulièrement portée sur l'évaporateur et le récupérateur. Le premier assure l'échange entre un liquide de source chaude et le réfrigérant à évaporer. Le second permet la condensation du réfrigérant du cycle HT et l'évaporation du réfrigérant du cycle LT.

Les graphes suivants montrent les coefficients de transfert de chaleur globaux pour ces échangeurs en fonction de la puissance-chaleur transférée. Ces coefficients sont calculés à partir des mesures effectuées.

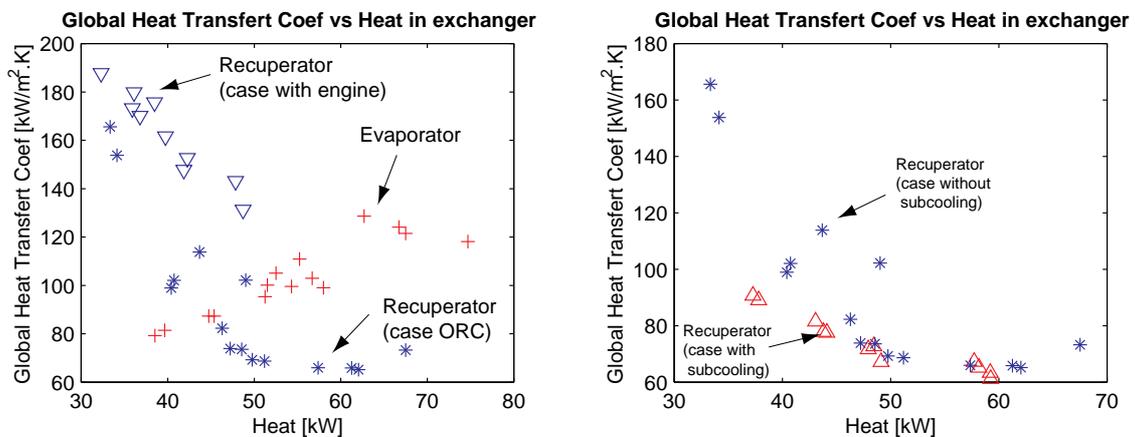


Figure 8: Coefficients de transfert de chaleur de divers échangeurs

La première chose à remarquer est que les coefficients déduits des mesures sont extrêmement faibles pour les deux échangeurs. Pour le préchauffeur, avec un échange principalement liquide-liquide, les valeurs sont de l'ordre de 400-450 W/m<sup>2</sup>.K, ce qui est déjà faible.

Par ailleurs il est intéressant de remarquer la différence dans l'évolution du coefficient de transfert global en fonction de la puissance tant pour le récupérateur que pour l'évaporateur.

Alors que l'évaporateur voit son coefficient de transfert augmenter linéairement avec la puissance transférée, ce qui est tout à fait normal car les conditions de l'écoulement deviennent plus favorables, pour le récupérateur, ce coefficient chute avec la puissance transférée pour se stabiliser finalement autour des  $70 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  ce qui est extrêmement faible.

Ce curieux résultat est l'illustration du mauvais fonctionnement de cet échangeur. Rappelons que le fluide circulant est un mélange de réfrigérant et d'huile. Dans l'évaporateur, les conditions de sortie sont proches de la saturation voir légèrement biphasé. Ces conditions permettent vraisemblablement d'éviter des accumulations indésirables d'huile qui tendraient à pénaliser le transfert de chaleur.

Dans le récupérateur, étant donné que la turbine est légèrement surdimensionnée, la surchauffe est importante (de  $20$  à  $45^\circ\text{C}$ ). Cela peut amener à un dépôt d'huile qu'il est difficile d'évacuer même en augmentant sensiblement les vitesses d'écoulement. Il est intéressant de remarquer que dans les cas avec le moteur, pour une entrée biphasé, une sortie moins surchauffée et des débits plus importants, le coefficient de transfert chute moins que dans les cas de fonctionnement avec cycles seuls.

### 3.2.3 Comportement transitoire des cycles :

Les comportements transitoires des cycles de Rankine ont été observés sans avoir fait l'objet de mesures particulières. Des descriptifs détaillés de l'ensemble des opérations sont en annexe.

Le comportement général des cycles est simple et robuste, les pressions d'évaporation s'ajustent avec la température et la puissance disponible, le temps de réponse des cycles est faible (quelques dizaines de secondes) et d'un ordre de grandeur inférieur à celui de la chaudière ou des capteurs solaires.

## 4 Validation du concept :

Les essais sur site ont commencé très tard dans la saison, la centrale complète n'étant prête à fonctionner que vers la mi-octobre. Les jours de beaux temps furent exploités au maximum tout en sachant que les contraintes devenaient importantes. Il a été possible de faire fonctionner la centrale à plusieurs reprises pendant plus d'une heure et de prouver ainsi la validité du concept. Cette partie a donc pour but de synthétiser l'ensemble des enseignements de ces journées d'essai.

### Mise en route de la centrale:

La mise en route de la centrale commence par la mise en route du champ de capteurs (CEP). La pompe de circulation étant en fonction, le capteur monte progressivement en température. La durée de cette étape peut être pénalisante si le rayonnement est faible.

Il faut compter, à la période où les essais ont été réalisés, soit fin octobre début novembre, au moins deux heures pour atteindre des températures intéressantes (environ  $130$ - $140^\circ\text{C}$ ). Le rayonnement direct plafonnait à  $550 \text{ W/m}^2$  et était plus souvent autour des  $450 \text{ W/m}^2$ .

Dans ces conditions, la puissance disponible à l'évaporateur était de 20 - 24 kWth. Cette puissance est insuffisante pour faire fonctionner les cycles de Rankine seuls.

Le moteur a donc été mis à contribution pour exploiter la centrale. Lors de la phase de montée en température, il permet de raccourcir le temps d'attente. Et il a permis de faire fonctionner la centrale dans la configuration CEP-ORC-Moteur.

Essais avec les ORC seuls:

Bien qu'improbables, des essais de démarrage avec les cycles de Rankine seuls ont été réalisés.

La puissance disponible sur les capteurs était alors de 25 kWth au maximum. Les essais ayant été réalisés à température élevée pour faciliter le démarrage (145°C), la puissance consommée à ce niveau de pression est beaucoup trop importante (50kWth) et la température de l'ensemble du circuit d'eau chutait donc très rapidement.

Essais avec le moteur:

Le moteur a donc été indispensable pour pouvoir fonctionner. La puissance additionnelle de l'échangeur des gaz d'échappement et du préchauffeur permet de porter la puissance disponible à l'évaporateur à 35 kW (22-23 kW pour les capteurs et 12 kW pour les gaz d'échappement avec le moteur à plein régime).

Les points de fonctionnement réalisés furent les suivants :

	Cycle HT	Cycle LT	Moteur
Température source chaude (°C)	120/125		puissance électrique 12.8 kWe
Pression d'évaporation (bar)	8	11.5	puissance thermique gaz d'échappement 12 kW
Pression de condensation (bar)	3.4	5	température gaz entrée échangeur 580 °C
Puissance thermique (kW)	28 (évaporateur)	25 (recupérateur) + 18 (prechauffeur)	
Puissance électrique (kWe)	1.3	2.5	

*Tableau 2: Points de fonctionnement sur site à faible radiation solaire*

Le graphe suivant combine les points réalisés sur site avec les autres points réalisés avec le moteur en laboratoire. Il est intéressant de voir que le fonctionnement était là possible pour des niveaux de puissance à l'évaporateur jamais atteint en laboratoire (28 kWth).

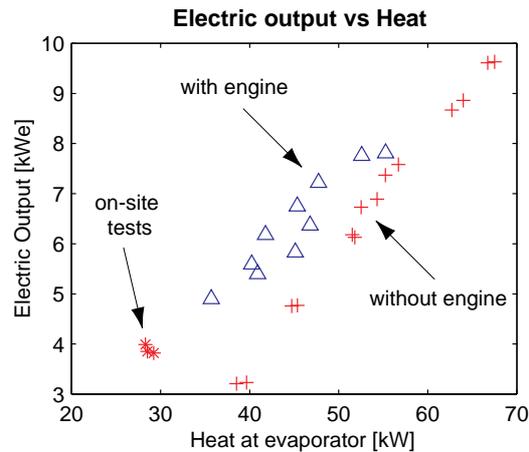


Figure 9: Tests sur site et en laboratoire

Lors de ces essais, la puissance totale disponible sur les capteurs et les gaz d'échappement était de 35 kW<sub>th</sub>, la puissance à l'évaporateur étant de 28 kW, la température moyenne dans le circuit augmentait légèrement. Ces points de fonctionnement sont donc valables car ils auraient pu être maintenus.

L'inertie thermique, qui est pénalisante pour le démarrage se montre très utile pour les conditions d'ensoleillement de la journée d'essai. De petits nuages venaient cacher le soleil pour quelques minutes et le niveau de température s'est maintenu malgré ces conditions autour des 120/125°C à l'entrée de l'évaporateur. Il n'y a pas de réglage à faire dans ce cas, la température diminue régulièrement, puis se stabilise et remonte légèrement une fois le soleil revenu.

#### Interaction entre les cycles et le CEP :

Les points de fonctionnement réalisés montrent que lors du fonctionnement, l'ensemble du circuit d'eau stockait l'excédent de puissance. Ce point est intéressant car, la température augmentant, la pression d'évaporation et la puissance consommée à l'évaporateur augmentent également. Il est donc probable que la puissance à l'évaporateur aurait augmenté jusqu'à atteindre un équilibre avec la puissance disponible sur les capteurs.

Dans le cas d'une température d'eau trop élevée, la puissance à l'évaporateur peut être supérieure à la puissance fournie par les capteurs et la récupération sur les gaz d'échappement. La température du circuit chute donc et se stabiliserait une fois que la température d'entrée est adaptée à la puissance thermique disponible.

La pression d'évaporation et la puissance consommée sont donc auto régulées car proportionnelles au niveau de température disponible. Dans la configuration en centrale, il suffira donc d'avoir une régulation qui accompagne cette tendance naturellement stable. Il reste cependant à tester complètement la centrale pour vérifier ce comportement.

## 5 Conclusion :

La centrale réalisée dans le cadre du projet SPS a pu être testée cette année de manière complète. L'ensemble des composants a fait l'objet de mesures et de tests, mais l'accent a été mis sur le couplage des différents composants de la centrale.

Les essais préliminaires sur le moteur et les cycles de Rankine ont permis de s'assurer du fonctionnement de ces éléments et de consolider les mesures de performances. Ils ont également permis de préparer le couplage de ces deux éléments.

Les essais de couplage entre le moteur et les cycles de Rankine ont montré l'intérêt du concept pour le fonctionnement à bas régime et la robustesse du fonctionnement des ORC dans ces conditions.

Les performances atteintes sont satisfaisantes pour un cycle de conversion thermodynamique de cette puissance et travaillant à ce niveau de température.

Ces essais réalisés, il restait à montrer la validité du concept de mini centrale solaire hybride par un essai en situation réelle associé à un concentrateur solaire. Ces essais, s'ils furent très partiels et limités par les conditions météo, ont permis de montrer que le concept est valable puisque la centrale a produit ses premiers kWh électriques au mois de novembre.

Le fonctionnement et le comportement transitoire des cycles a été observé afin de préparer l'automatisation de l'ensemble des opérations de fonctionnement (démarrage, fonctionnement, changement de régime, régulation et arrêt). Cette étape est importante pour montrer que ce concept de centrale peut être autonome.

Différents composants des cycles pourraient faire l'objet d'une étude plus approfondie ou d'améliorations. Le récupérateur, qui est crucial pour le fonctionnement des ORC et leur performance, devrait faire l'objet d'une étude spécifique comprenant la possibilité de considérer un autre type d'échangeur dont les caractéristiques seraient moins sensibles à l'accumulation d'huile en fin d'évaporation notamment. Enfin, les pompes de réfrigérant mériteraient une attention, tout d'abord pour éviter qu'elles ne limitent les performances globales des cycles, puis pour essayer de rendre le système plus compact.