

LE MOTEUR D'ERICSSON, UN MOYEN DE VALORISATION DE L'ÉNERGIE THERMIQUE À RÉHABILITER ?

P. STOUFFS

IUT des Pays de l'Adour (France)

Rezumat. John Ericsson a inventat în 1833 un motor termic cu aer constituit dintr-un cilindru de compresie prevăzut cu supape, un schimbător de căldură recuperator contracurent, un schimbător de căldură pentru sursa caldă și un cilindru de destindere, prevăzut de asemenea cu supape. Ciclul termodinamic realizat în această mașină este echivalent celui al turbinei cu gaz cu recuperare. Ca și motorul Stirling, motorul Ericsson este un motor cu aport extern de căldură, ceea ce este un atu determinant pentru numeroase aplicații practice ca vaporizatorul de energie solară, sau de combustibili nefolositori la motoarele cu combustie internă. După o comparare a celor două tipuri de motoare, se studiază un caz concret de valorizare a gazelor combustibile obținute de un cuptor de termoliză. Se explică de ce s-a preferat să se rețină motorul Ericsson, ce configurație s-a ales și se prezintă predimensionarea instalației considerate.

1. INTRODUCTION

Les systèmes moteurs thermiques que l'on rencontre couramment à l'heure actuelle comprennent les moteurs alternatifs à combustion interne, les turbines à gaz et les installations à cycle de Rankine à vapeur d'eau. On peut encore citer, dans une moindre mesure, les installations à cycle de Rankine à fluide organique (ORC). Aucun de ces systèmes n'est cependant véritablement bien adapté lorsque l'on cherche à valoriser certains types de 'source chaude' (énergie solaire, biomasse, effluents gazeux à haute température...).

Considérons l'exemple des effluents gazeux d'un four de traitement de déchets ménagers par thermolyse. Une installation typique produit environ 970 kg/h de gaz combustible à 500°C. La combustion de ce gaz génère une puissance calorifique d'environ 3,4 M. La composition de ce gaz peut fluctuer, par suite d'une variation de la nature des déchets éliminés. En outre, ces gaz peuvent éventuellement contenir de très faibles quantités d'impuretés. Il en résulte qu'ils ne peuvent être directement brûlés, ni dans des moteurs à combustion interne, ni dans des turbines à gaz, sans traitement préalable. Mais le traitement du gaz ruinerait l'intérêt énergétique et économique de sa valorisation. La puissance calorifique que l'on peut obtenir par la combustion du gaz de thermolyse est trop faible pour pouvoir envisager une valorisation intéressante par installation à cycle de Rankine.

Quel type de système moteur peut-on dès lors envisager pour valoriser ces effluents gazeux ?

2. CLASSIFICATION SIMPLIFIÉE DES SYSTÈMES MOTEURS ÉLÉMENTAIRES

Une tentative de classification des machines thermiques a été proposée précédemment [5]. Cette classification peut aider à choisir une architecture de système moteur répondant au besoin que nous venons d'évoquer. Nous en rappelons donc brièvement les principaux éléments.

Toute installation thermique motrice peut être caractérisée par sept critères principaux dont les différentes combinaisons sont reprises dans le tableau 1.

Tableau 1. Critères de classification des machines thermiques motrices

CD1	ROT	OUV	EXT	IHX	1PH	NOV
CD2	ALT	FER	CBI	NHX	2PH	VLV
	DYN					

Les différents critères de classification s'explicitent comme suit :

- *CD1 / CD2* selon que la compression et la détente se font dans une même enceinte, ou dans deux machines distinctes ;
- *ROT / ALT / DYN* selon que la machine de compression ou de détente est de type volumétrique rotatif, volumétrique alternatif, ou dynamique (turbomachine) ;
- *OUV / FER* selon que le cycle est ouvert (le fluide de travail est donc essentiellement de l'air) ou fermé (le fluide peut être quelconque) ;
- *EXT / CBI* ce critère détermine si l'action calorifique est exercée sur le fluide par apport de chaleur externe au moyen d'un échangeur, ou par combustion interne. Dans ce dernier cas, le cycle ne peut être qu'ouvert ;
- *IHX / NHX* selon que la machine comprend ou non des échangeurs de chaleur internes (récupérateur, régénérateur, ...)
- *1PH / 2PH* selon que le fluide de travail reste monophasique (gazeux en général) ou selon qu'il est présent sous deux phases dans la machine ; ce critère n'a d'intérêt que dans le cas des cycles fermés ;
- *NOV / VLV* selon que les différents éléments de la machine sont directement connectés entre eux, ou le sont par l'intermédiaire de vannes, clapets, soupapes, ...

Pour la valorisation des effluents gazeux du four de thermolyse, nous avons déjà éliminé les installations à combustion interne *CBI*, à cause de l'obligation de traitement préalable des gaz qu'elles imposent. De même, en ce qui concerne le second critère (choix du

type de machine de compression et de détente), nous avons aussi exclu les turbomachines (machines dynamiques *DYN*), plutôt réservées à de plus grandes puissances. Il nous semble devoir écarter les machines volumétriques rotatives, généralement assez délicates à réaliser, alors que les machines alternatives (*ALT*: systèmes piston/cylindre) sont d'une technologie simple, tout en ayant des performances thermodynamiques et mécaniques excellentes.

Dans le cas de machines alternatives, la configuration à un seul cylindre pour la compression et la détente *CD1* a l'avantage de la compacité, mais elle est préjudiciable du point de vue thermodynamique. Elle nous semble donc ne se justifier que dans le cas des moteurs à combustion interne *CBI* et ne pas devoir être retenue ici.

Le sixième critère concerne l'état du fluide de travail qui sera monophasique durant tout le cycle dans le cas *1PH*, ou subira un changement de phase dans le cas *2PH*. Dans ce dernier cas, au vu des niveaux de température de la 'source chaude', le fluide le plus judicieux pour l'application qui nous concerne est l'eau. Dès lors, l'architecture de la machine thermique motrice *CD2-ALT-OUV/FER-EXT-2PH-VLV* correspond simplement à la machine à vapeur, à la base de la Révolution Industrielle. Une étude assez récente [1] a identifié 11 organisations produisant ou développant des machines à vapeur commerciales. La machine à vapeur est une technologie prouvée, fiable et robuste. Il semble cependant qu'à l'heure actuelle, les performances des machines restent assez médiocres: on obtient typiquement un rendement de 8% de conversion de la chaleur en électricité à partir de vapeur saturée à basse pression. De meilleures performances peuvent être attendues si l'on accepte de recourir à des pressions plus élevées (30...40 bar), ce qui ne semble pas être souhaitable dans notre cas. Dès lors, nous éliminons les machines à vapeur, tout en gardant à l'esprit qu'il s'agit probablement de l'alternative la plus intéressante à la solution qui sera retenue.

3. LES 'MOTEURS À AIR CHAUD': UN PEU D'HISTOIRE...

Les configurations qui n'ont pas été éliminées sont les architectures à machines de compression et de détente alternatives distinctes, à cycle monophasique ouvert ou fermé, à apport de chaleur externe par échangeur, avec ou sans échangeur récupérateur, avec ou sans soupapes ou clapets (tableau 2). Elles peuvent toutes être regroupées sous l'appellation générique et familière de *moteurs à air chaud*, très en vogue au XIX^e siècle.

Tableau 2. Caractéristiques des 'moteurs à air chaud'

CD2	ALT	OUV	EXT	IHX	1PH	NOV
		FER	I	NHX		VLV

Les machines sans clapets ni soupapes (*NOV*) appartiennent à la famille des machines dites de *Stirling*, inventées par le pasteur écossais Robert Stirling en 1816

(figure 1) et dont Stouffes [5] donne la définition et un bref historique.

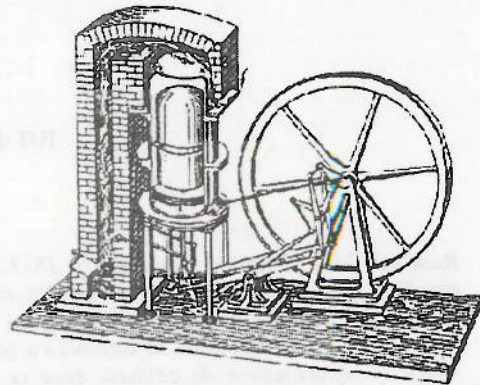


Fig. 1. Moteur à air chaud de Stirling (1816).

Les machines à soupapes et clapets (*VLV*) appartiennent à la famille des machines erronément dites de Joule, qui proposa un moteur à air chaud de ce type en 1851 (figure 2). James Prescott Joule, physicien britannique (1818-1889) était en retard de 18 ans lorsqu'il écrit son article "On the air engine", qui commence comme suit :

"It has long been suspected that important advantages might be derived from the substitution of air for steam as a prime mover of machinery. It has been alleged that the air engine would be safer, lighter, and more economical in the expenditure of fuel than the steam engine."

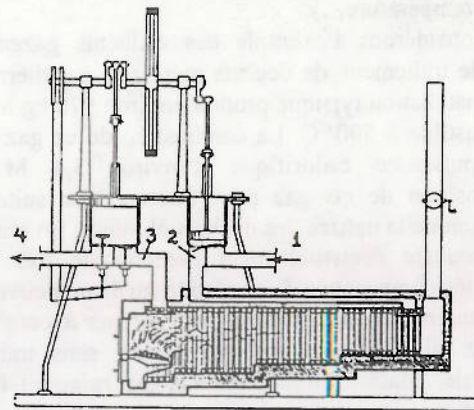


Fig. 2. Moteur thermique de Joule, 1851/1852 [3].

Le fonctionnement du moteur de Joule (figure 2) est comparable à celui d'une turbine à gaz simple, à ceci près que les turbomachines (machines dynamiques *DYN*) ont été remplacées par des machines volumétriques alternatives (*ALT*). Le moteur de Joule entre donc dans la catégorie *CD2-ALT-OUV-EXT-NIX-1PH-VLV*. En 1876, Brayton présente une machine similaire à celle de Joule, mais à combustion interne (*CD2-ALT-OUV-CBI-NIX-1PH-VLV*). A cette époque, l'utilisation de la combustion interne a valu une importante publicité à la machine de Brayton.

La figure 3 présente un schéma de principe de la première machine thermique réalisée en 1833, 18 ans

avant la machine de Joule, par Ericsson (1803 - 1889), ingénieur américain d'origine suédoise, l'un des pères de l'utilisation de l'énergie solaire. On remarque qu'il s'agit d'un moteur de type *CD2-ALT-FER-EXT-IHX-IPH-VLV*. Il est donc beaucoup plus perfectionné que le moteur de Joule, en ce sens qu'Ericsson avait d'emblée compris l'intérêt de l'échangeur récupérateur (*IHX*).

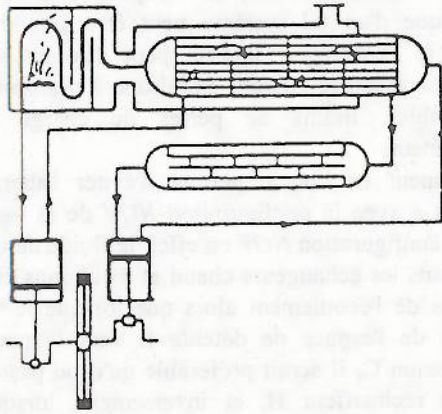


Fig. 3. Premier moteur thermique d'Ericsson, 1833 [3].

Le fait que le premier cycle d'Ericsson a été erronément attribué à Joule semble dû à l'ouvrage du professeur Rankine sur les machines thermiques [3]. La figure 4 présente un schéma de principe d'une autre machine, réalisée par Ericsson en 1853. On remarque qu'il s'agit cette fois d'un moteur de type *CD2-ALT-OUV-EXT-IHX-IPH-VLV* à cycle ouvert. La chaleur est apportée au fluide de travail directement dans le cylindre de détente, plutôt que dans un échangeur adjacent, l'objectif étant évidemment d'approcher une détente isotherme. Il semble que, après la réalisation de sa première machine en cycle fermé (figure 3), Ericsson se soit consacré quasiment exclusivement à des moteurs en cycle ouvert [2].

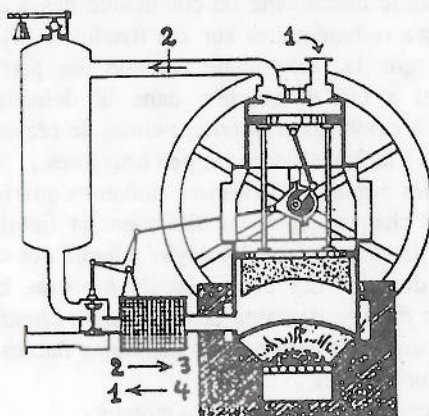


Fig. 4. Moteur thermique d'Ericsson, 1853 [3].

Une machine à air chaud d'Ericsson a été utilisée comme moteur pour le vaisseau 'Ericsson', lancé en 1853 (figure 5).

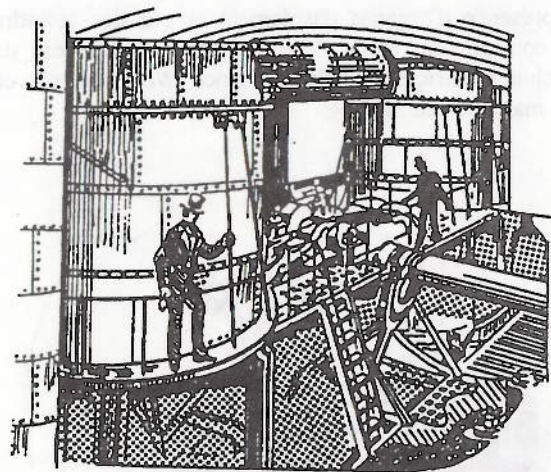


Fig. 5. Moteur thermique d'Ericsson pour propulsion navale, 1853 [3].

Ce moteur marin dégageait une puissance de 220 kW avec un rendement global de 13,3 %. Sa vitesse de rotation valait 6,5 tr/min, la pression maximale de l'air dans le moteur, 0,16 MPa, la course des pistons, 1,8 m, l'alésage des cylindres, 3,5 m pour le cylindre de compression et 4,3 m pour le cylindre de détente ! [3].

La conception de ce moteur, puis des machines qui en furent dérivées traduisent bien, à de nombreux égards, le génie d'Ericsson. Cependant, même si les performances de ces machines étaient supérieures à celles des machines à vapeur, elles restèrent en deçà des attentes d'Ericsson, qui semblent ne pas avoir bien perçu qu'une machine qui fonctionne bien à une taille donnée ne peut pas nécessairement être extrapolée à une taille largement supérieure [2]. Après une série de modifications aux machines du navire 'Ericsson', il fut finalement décidé de remplacer les moteurs thermiques originaux par de classiques machines à vapeur. Cela ne suffit pas à éloigner la mauvaise fortune de ce navire, qui coula l'année suivante, en 1855.

Ericsson se consacra alors à une machine de puissance moindre (environ 600 W), fonctionnant toujours sur le même principe, mais de configuration mécanique sensiblement différente. En particulier, les deux pistons (de compression *C* et de détente *E*) se meuvent dans un même cylindre (figure 6). Ce nouveau moteur a la particularité d'avoir été le premier moteur à air chaud à avoir été produit en grande série, puisqu'environ 3000 exemplaires furent vendus et mis en service aux Etats-Unis, en Angleterre, en Allemagne, en France et en Suède notamment entre 1855 et 1860. Un de ces moteurs, installé sur un phare, était encore en fonctionnement 30 ans après sa première mise en service, démontrant par là la longue durée de vie et la fiabilité des moteurs à air chaud [2].

4. STIRLING OU ERICSSON ?

Indépendamment du type de cycle théorique auquel on se réfère, toujours sujets à discussion, ce qui distingue fondamentalement la famille des machines de type 'ERICSSON' des machines de type 'STIRLING' est

la présence d'organes d'isolement autour des cylindres de compression et de détente (*VLV*) dans le cas des machines d'Ericsson, et leur absence (*NOV*) dans le cas des machines de Stirling.

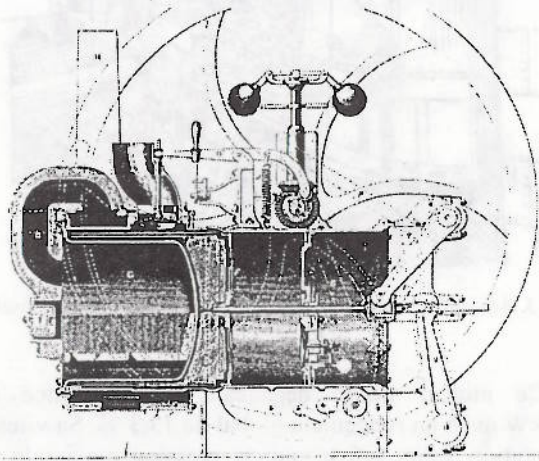


Fig. 6. Moteur thermique d'Ericsson, 1855-1860 [2].

Le cas le plus général de la machine d'Ericsson est la configuration *CD2-ALT-FER-EXT-IHX-VLV* représentée à la figure 7, alors que la configuration type d'un moteur Stirling *CD2-ALT-FER-EXT-IHX-NOV* est représentée à la figure 8.

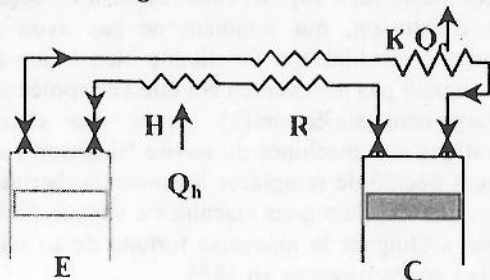


Fig. 7. Configuration typique d'un moteur d'Ericsson.

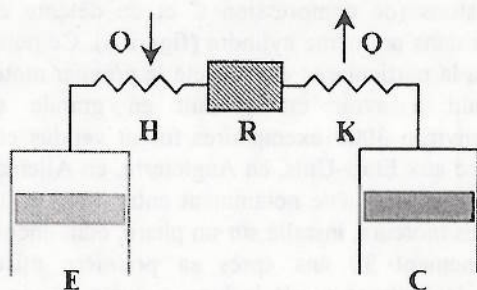


Fig. 8. Configuration typique d'un moteur Stirling.

La configuration *VLV* de la figure 7 possède un certain nombre d'avantages:

- les machines de compression et de détente étant isolées des échangeurs lorsqu'elles travaillent, le

volume de ces échangeurs ne doit pas être considéré comme un volume mort qui grève la puissance spécifique, et, dans une moindre mesure, le rendement du moteur; il n'y a donc pas de compromis à faire entre volumes morts des échangeurs à minimiser et surfaces d'échange des échangeurs à maximiser, comme c'est le cas dans la configuration *NOV* (fig. 8);

- le fluide parcourt son cycle en boucle; l'écoulement est donc unidirectionnel; le comportement thermodynamique d'un tel système peut être simulé avec précision; l'échangeur interne peut être un simple échangeur à contre-courant, induisant, à performances comparables, moins de pertes de charge qu'un régénérateur;
- l'écoulement en boucle permet d'éviter l'aberration que l'on a avec la configuration *NOV* de la figure 8 dans la configuration *NOV* en effet, le fluide de travail passe dans les échangeurs chaud et froid dans chacun des sens de l'écoulement alors que lorsque le fluide s'écoule de l'espace de détente *E* vers l'espace de compression *C*, il serait préférable qu'il ne passe pas dans le réchauffeur *H*, et inversement, lorsque le fluide s'écoule de l'espace de compression *C* vers l'espace de détente *E*, il serait préférable qu'il ne traverse pas le refroidisseur *K*;
- la nature du mouvement des pistons n'a aucune influence sur les performances énergétiques du moteur, au contraire des moteurs Stirling; on peut donc utiliser des mécanismes cinématiques plus simples et plus performants dans les moteurs Ericsson que dans les moteurs Stirling;
- les organes d'isolement peuvent être utilisés pour commander le système, notamment pour les phases transitoires et les variations de charge.

En contrepartie, les inconvénients d'une machine avec organes d'isolement sont les suivants:

- ces organes induisent des pertes de charge et une consommation énergétique supplémentaires;
- ils pourraient être bruyants; c'était effectivement le cas des moteurs produits au XIX^e siècle par Ericsson, parce que le mécanisme de commande des soupapes était assez rudimentaires sur ces machines [2]; nous pensons que la technologie actuelle, en particulier celle qui a été développée dans le domaine des moteurs à combustion interne, permet de réaliser des soupapes à la fois efficaces et peu bruyantes;
- comme les organes d'isolement doivent s'ouvrir et se fermer à chaque cycle, ils diminuent la fiabilité du moteur; là encore, la technologie actuelle des clapets dans le domaine des compresseurs à piston, ou des soupapes dans le domaine des moteurs à combustion interne permet de réaliser des machines fiables et de grande durée de vie;
- ils augmentent la complexité du moteur.

Nous pensons cependant que ces inconvénients potentiels sont mineurs par rapport aux avantages escomptés, en particulier en ce qui concerne une machine de puissance importante. Dès lors, nous optons pour une machine d'Ericsson.

5. LES DIFFÉRENTES CONFIGURATIONS POSSIBLES

Les moteurs à air chaud de la famille des machines d'Ericsson peuvent apparaître sous quatre architectures possibles, selon que l'on considère un cycle ouvert ou fermé, et la présence ou non d'un récupérateur interne. La configuration la plus générale est la configuration *CD2-ALT-FER-EXT-IHX-VLV* représentée à la figure 7. Elle contient 5 éléments distincts, désignés, par analogie avec les conventions dans le domaine des moteurs Stirling, par des lettres majuscules :

- E (expansion) cylindre de détente ;
- H (heater) 'réchauffeur' (ou 'chaudière'), échangeur de chaleur entre la source chaude et le fluide de travail ;
- R (regenerator) régénérateur ou échangeur récupérateur ;
- K (cooler) 'refroidisseur', échangeur de chaleur entre le fluide de travail et la source froide ;
- C (compression) cylindre de compression.

Les autres configurations en sont des simplifications. Les configurations en cycle ouvert permettent de se passer de refroidisseur. Dans ce cas, la pression minimale du cycle vaut la pression atmosphérique: à puissance, rapport de températures et rapport de pressions égaux, les machines à cycle ouvert ont une taille plus importante que leurs homologues en cycle fermé pressurisé.

6. MOTEUR ERICSSON : UN EXEMPLE DE DIMENSIONNEMENT

6.1. Choix technologiques

Afin de démontrer l'intérêt et la faisabilité d'un moteur ERICSSON pour la valorisation des effluents gazeux du four de thermolyse dont il est question en introduction, nous allons définir les principales caractéristiques d'un premier prototype correspondant à des puissances environ 10 fois plus faibles (puissance calorifique de la source chaude: 391 kW), chauffé par combustion de gaz naturel. L'objectif est d'aboutir à la conception d'une machine simple, qui puisse être fabriquée par le constructeur du four de thermolyse lui-même. Dans cet esprit, il a été décidé de ne pas retenir des pressions supérieures à 1 MPa, et des températures dans les cylindres supérieures à 800 °C. Cela conduit naturellement à considérer l'air comme fluide de travail, d'autres gaz, tel l'hélium, qui ont des propriétés thermodynamiques plus favorables pour l'application qui nous concerne, ne pouvant s'envisager que pour des machines compactes, fortement pressurisées. Il faut rappeler que, s'il a été correctement conçu, un moteur prévu pour fonctionner avec de l'air peut avoir des performances comparables à un moteur conçu pour fonctionner à l'hélium [4]. Enfin, toujours dans l'optique d'une machine technologiquement simple, nous limitons la vitesse de rotation à 500 tr/min et la vitesse linéaire moyenne des pistons à 8 m/s. Nous sommes conscients que toutes ces contraintes conduiront à un moteur volumineux. La limitation sur la pression maximale du cycle conduit à choisir un cycle ouvert, avec récupérateur interne. Le choix de la pression maximale du cycle résulte alors d'un compromis entre des considérations thermodynamiques, privilégiant les faibles pressions, et des considérations de compacité et

de rendement mécanique, plaidant pour des pressions plus élevées. Notre choix s'est arrêté sur une pression de 0,6 MPa.

Les contraintes sur la vitesse linéaire moyenne du piston imposent de recourir à des configurations multicylindres, tant pour la compression que la détente. Nos résultats de simulation ont montré qu'une compression étagée avec refroidissement intermédiaire (technique désignée par le sigle *IC*, pour InterCooling) conduit à une amélioration significative des performances énergétiques du moteur, sans pénalité notable sur sa complexité et sa taille. Par contre, une réchauffe intermédiaire entre les étages de détente (*RH*, ReHeating) conduit à une augmentation considérable des surfaces d'échange du réchauffeur et du préchauffeur d'air (figure 7), ainsi qu'à un accroissement important du volume des cylindres de détente. Ce surcoût ne paraît pas justifié par le gain obtenu sur les performances énergétiques de la machine. Dès lors, la réchauffe ne sera pas envisagée ici.

6.2. Dimensions et performances

La figure 9 présente la configuration retenue et les principaux états de fluide dans le système moteur. Les résultats de nos calculs montrent que la puissance motrice du fluide de travail vaut $P_m = 153$ kW et le rendement thermique $\eta_{th} = 50,9$ % (hors pertes à la cheminée). Les faibles niveaux de pression conduisent à un rendement mécanique estimé à $\eta_{méc} = 73,6$ %. Ceci nous conduit donc à une puissance mécanique nette de $P_{net} = 113$ kW et un rendement global $\eta_{gl} = 28,8$ % (pertes à la cheminée comprises). Compte tenu des pertes à l'alternateur et de la consommation des auxiliaires, il semble donc raisonnable d'espérer obtenir une puissance électrique nette de l'ordre de 100 kW avec un rendement total de l'ordre de 25 % (sur PCS). En ce qui concerne les grandeurs géométriques, on obtient, pour une vitesse de rotation de $n = 500$ tr/min, une cylindrée de détente de $V_E = 0,145$ m³, et des cylindrées de compression de $V_{C1} = 0,0627$ m³ et $V_{C2} = 0,0280$ m³. Le choix s'est porté sur une architecture comprenant un seul cylindre de détente à double effet, les deux enceintes, d'un alésage de $D_E = 0,452$ m, étant connectées en parallèle, et un seul cylindre de compression à double effet ($D_{C1} = 0,42$ m, $D_{C2} = 0,281$ m, ramené à D_{C1} par utilisation d'une tige de piston de grand diamètre), les deux enceintes étant connectées en série à travers le refroidisseur *IC*. La course commune à tous les pistons vaut: $C = 0,452$ m. Cinq échangeurs identiques, d'une longueur et d'un diamètre de calandre respectivement de 4,5 m et 16" (0,406 m), et contenant chacun 341 tubes de 14 mm de diamètre extérieur, permettent de satisfaire aux exigences du système énergétique considéré: heater (2 échangeurs identiques en série), récupérateur (2 échangeurs identiques en série), préchauffeur d'air (1 échangeur).

6. CONCLUSION

La valorisation énergétique de certaines 'sources chaudes' (énergie solaire, biomasse, biogaz, effluents gazeux chauds...) ne peut pas se faire avec les systèmes moteurs traditionnels.

