



République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur  
et de la Recherche Scientifique  
Université de Tissemsilt



Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département des Sciences et de la Technologie

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme  
de Master académique en

Filière : Génie mécanique

Spécialité : *Installation Energétique et Turbomachine*

Présentée par : **CHAMI asma**

*Thème*

---

**Étude et analyse thermodynamique du  
cylindre de transfert de la machine thermo  
hydraulique en mode moteur**

Soutenu le, .....

**Devant le Jury :**

MOSTEFA Kouider	Président	M.C.A.	Univ-Tissemsilt
ZEBBAR Djallel	Encadreur	Prof.	Univ-Tissemsilt
KHERRIS Sahraoui	Examineur	Prof.	Univ-Tissemsilt

**Année universitaire : 2020-2021**

# *Remerciements*

*J'aimerais en premier lieu remercier mon dieu Allah qui m'a donné la volonté et le courage pour la réalisation de ce travail.*

*Tout d'abord, j'adresse mes remerciements à mes parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience.*

*Je tiens à remercier profondément mon encadreur Monsieur Zebbar Djallel , qui a dirigé ma recherche avec compétence et efficacité et qui n'a cessé de m'encourager avec ces conseils précieux tout le long de ce travail.*

*Enfin, j'adresse mes plus sincères remerciements à mon marie qui m'a toujours soutenue et encouragé au cours de la réalisation de ce mémoire.*

*Et sans oublier tous mes proches et amis, qui m'ont apporté leurs sollicitudes pour accomplir ce travail.*

*Merci à tous et à toutes.*

# *Dédicace*

*Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce modeste travail à ceux qui, quels que soient les termes embrassés, je n'arriverais jamais à leur exprimer mon amour sincère.*

*À l'homme, mon précieux offre du dieu, à qui je dois ma vie, ma réussite et tout mon respect : mon cher PAPA*

*À la femme qui a souffert sans laisser souffrir, qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureuse : Ma Mère*

*À toute ma grande famille.*

*À mes chères Frères et Sœurs, et mon mari, qui n'ont pas cessé de me conseiller, encourager et soutenir, que dieu les protège et offre la chance et le bonheur.*

*À tous mes amis qui ont une place spéciale dans ma vie et à qui je souhaite beaucoup de bonheur et de réussite.*

*À tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à ce travail.*

## Table des matières

Liste des tableau .....	
Liste des figures .....	7
Introduction générale .....	9
Chapitre 01. Recherchebibliographique sur les procédés thermohydrauliques .....	10
Introduction .....	11
1.1 Généralités sur les machines hydrauliques .....	12
1.1.1 Définition .....	12
1.1.2 Classification des machines hydrauliques .....	12
1.2 Moteur à piston à monoergol liquide .....	13
1.3 Pompe hydraulique alimentée par un monoergol .....	14
1.4 L'émergence de la machine à vapeur .....	14
1.5 Historique des moteurs à pistons liquides .....	14
1.6 Classification des moteurs à pistons liquides .....	16
1.7 Présentation des moteurs à pistons liquides par catégories .....	16
1.7.1 Les moteurs ou pompes Fluidyne.....	16
1.7.2 Compresseurs et machines Stirling à pistons liquides .....	16
1.7.3 Pompe à eau Stirling à pistons hybride solide-liquide.....	17
1.7.4 Machines à vapeur à pistons solides-liquides.....	18
1.7.5 Pompes à oscillateur thermo-fluidique diaphasique .....	18
1.8 Le système CAPILI .....	18
1.9 Moteurs à pistons liquides pour centrale solaire de dessalement thermique.....	20
1.10 Les procédés thermo-hydrauliques pour la transformation ou la de conversion de l'énergie thermique.....	19
1.10.1 Les procédés thermochimiques .....	19
1.10.2 Les procédés thermo-hydrauliques .....	22
1.10.3 Le concept CHV3T.....	22
1.10.4 Le concept CAPILI .....	23
1.11 Procédés thermo-hydrauliques pour la transformation ou la conversion de l'énergie thermique ..	24
1.12 Procédé thermo-hydraulique tritherme (CHV3T) appliqué à la climatisation solaire .....	25
1.13 Procédé thermo-hydraulique pour la trigénération .....	28
1.14 Principe de la conversion thermo-hydraulique.....	29
1.15 Procédé thermo-hydraulique pour le chauffage et le rafraîchissement dans le secteur résidentiel.	29
1.16 Les fluides frigorigènes .....	30
1.17 Choix des fluides de travail et l'impact sur les procédés thermodynamiques.....	30
1.17.1 Des critères de sécurité .....	30
1.17.2 Des critères thermodynamiques .....	30
1.17.3 Des critères techniques .....	29
1.17.4 Des critères économiques .....	31

Conclusion.....	31
Chapitre 02. La machine thermohydraulique ‘‘CAPILI moteur’’ .....	32
Introduction .....	33
2.1 Le nouveau procédé pour la trigénération CAPILI .....	33
2.2 Originalité de ces procédés .....	33
2.3 Intérêt de ces procédés .....	33
2.4 Procédé thermo-hydraulique CAPILI.....	34
2.5 Principe de fonctionnement du convertisseur thermo-hydraulique CAPILI :.....	35
2.6 Les différentes variantes du procédé CAPILI .....	35
2.7 Les variantes de cycle CAPILI.....	36
2.8 Cycles CAPILI moteur .....	38
2.9 Prpcédé CAPILI moteur .....	38
2.10 Évaluation des performances de la machine thermo hydraulique .....	39
2.11 Les conditions opératoires nominales du cycle CAPILI.....	40
2.12 Performances du procédé thermo-hydraulique CAPILI en fonctionnement quasi-statique.....	42
2.13 Étude en quasi-statique du procédé CAPILI .....	42
2.14 Choix du fluide de travail .....	42
2.15 Le fluide R123.....	42
2.16 Turbine hydraulique adaptée au cycle thermo-hydraulique .....	46
2.17 Conditions de fonctionnement .....	46
2.18 Production électrique par cycle organique de Rankine.....	48
2.19 Conclusionl .....	42
Chapitre 03. cylindre de transfert.....	50
Introduction: .....	51
3.1 Les cylindres de transferts .....	51
3.2 Choix du moteur hydraulique .....	51
3.3 Calcul des différents paramètres du cylindre .....	60
3.4 Bilan thermique dans le cylindre.....	60
3.5 Température d'évaporation .....	62
3.6 Calculs des débits .....	63
3.7 Les pressions le long du cylindre .....	66
3.5 Conclusion .....	67
Conclusion générale .....	68
Bibliographie .....	69
Résumé :.....	72

## *Liste des tableaux*

Tableau 1 — Résultats d'études sur les pompes à eau Stirling à piston hybride solide-liquide de la littérature

Tableau 2— Résultats d'études sur les machines à vapeur à pistons solides-liquides de la littérature

Tableau 3 — Liste de réfrigérants purs fréquemment utilisés pour la production de froid ou d'électricité par des procédés thermodynamiques.

Tableau 4 — Conditions opératoires nominales du cycle CAPILI

Tableau 5 — Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle CAPILI

Tableau 6 — le rendement thermique et le rendement selon la deuxième loi en fonction de la température.

Tableau 7 — Exemple de dimensionnement d'un cylindres de transfert de chaleur/de refroidissement

Tableau 8 — Différents rendements pour le R123 en fonction de la température T 1

Tableau 9 — Valeurs des différents rendements le R600a en fonction de la température au niveau du condenseur T1

## *Liste des figures*

- Fig.1— Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique
- Fig.2— Schéma de la machine thermo-hydraulique CAPILI (Type 1)
- Fig.3— Schéma d'une centrale solaire de dessalement thermique à pistons liquides
- Fig.4— Machine thermique
- Fig.5— Machine thermique
- Fig.6— Comparaison d'un transformateur thermo-chimique et d'un transformateur thermo hydraulique mettant en œuvre un transfert de travail via un piston liquide
- Fig.7— Cycles récepteur (R) et moteur (M) du procédé CHV3T décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron
- Fig.8— Mise en œuvre dans sa version de base W0 du procédé CHV3T impliquant deux cylindres de transfert pour une application de climatisation solaire
- Fig.9— Schéma de principe du procédé couplant deux cycles CHV3T fonctionnant en opposition de phase pour une production pseudo-continue de froid
- Fig.10— Cycles récepteur et moteur du procédé CAPILI décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron
- Fig.11— Représentation dans le diagramme de Mollier et comparaison du trajet thermodynamique subi par le fluide travail pour un cycle de Rankine, un cycle CAPILI de 1<sup>er</sup> type et de 2<sup>eme</sup> type, fonctionnant soit en mode moteur soit en mode pompe à chaleur
- Fig.12— Schéma de principe du procédé CAPILI 1<sup>er</sup> type
- Fig.13— Schéma de principe d'un cycle CAPILI moteur de 2<sup>ème</sup> type
- Fig.14— Cycle moteur CAPILI de 1<sup>er</sup> type
- Fig.15— Diagramme de Molier
- Fig.16— Cycle CAPILI (1<sup>er</sup> type) dans le diagramme de Mollier
- Fig.17— Conditions opératoires de la turbine hydraulique pendant un cycle du procédé CAPILI
- Fig.18— Représentation du cylindre de transfert et détails de sa composition

Fig.19— Gestion des cylindres de transfert sur un demi-cycle et évolution schématique de leurs pressions au cours d'un cycle complet

Fig.20— Représentation des cycles CAPILI de 1er et 2e types et cycle de Rankine

Fig.21— Déroulement schématique des étapes et avec l'ouverture de vanne correspondante, (b) évolution de la pression de fonctionnement dans les cylindres de transfert selon les différentes phases du cycle CAPILI

Fig.22— Modélisation des échangeurs thermiques, (a) Condenseur, (b) Évaporateur

Fig.23— Représentation graphique de la fonction reliant le diamètre au débit

# *Introduction générale*

## **Introduction générale :**

Les pays ont bâti leur niveau de vie et leur qualité de vie sur l'emploi de nombreux esclaves modernes ; les machines. Mais ces machines réclament des quantités énormes d'énergie qui devient peu à peu rare et chère. L'homme n'a vraiment besoin que de faibles quantités d'énergie pour se chauffer, s'éclairer, se nourrir, Malheureusement, l'énergie dont il dispose doit être transformée pour être utilisée par les machines, stockée ou transportée.

L'ingénierie a recours aux nouveaux systèmes de conversion de l'énergie pour la génération, le contrôle et la transmission de puissance par l'utilisation de liquides sous pression. Les sujets d'étude de l'hydraulique couvrent des questions scientifiques et des problématiques d'ingénierie, et ce travail s'articule autour d'un nouveau système de conversion de l'énergie thermique de bas potentiel en énergie mécanique par le moteur thermo-hydraulique Capili (Carnot with Piston Liquid)''.

Les moteurs thermiques sont des machines génératrices d'énergie mécanique, À ce titre, ils appartiennent à la grande famille de transformateurs ou de convertisseurs d'énergie. Ces derniers peuvent être classés en sous-ensembles distincts suivant la nature de la source énergétique à l'origine de la conversion : thermique, hydraulique, pneumatique, éolienne, électrique, etc.

Ce travail est composé de trois chapitres.

Le premier chapitre est consacré à la recherche bibliographique sur les procédés thermo hydrauliques et les moteurs à pistons liquides.

Le deuxième chapitre donne un aperçu sur l'étude thermique du moteur thermo hydraulique CAPILI (Carnot à piston liquide ) et leur principe de fonctionnement. On y trouve aussi dans ce chapitre l'analyse thermodynamique des performances de la machine thermo hydraulique CAPILI en mode moteur ou on a exposé la théorie " équations et résultats des études" de quelques auteurs.

Dans le troisième chapitre, une analyse thermodynamique du cylindre de transfert est présentée.

Enfin, le travail est clôturé par une conclusion générale qui synthétise les principaux apports du mémoire.

*Chapitre 1.*  
*Recherche bibliographique sur*  
*Les procédés thermohydrauliques*

## Introduction

La recherche de l'efficacité dans l'utilisation des ressources énergétiques est l'un des aspects sur lequel ont porté différentes études pour la conception de nouveaux procédés, tels les cycles de Rankine, CAPILI et autres.

Et pour la résolution des problèmes scientifiques et techniques en transformation hydraulique, mécanique, et électriques et avec une bonne efficacité il y a un nouveau procédé CAPILI qui appartient aux moteurs à piston liquide.

### 1.1 Généralités sur les machines hydrauliques [1]

#### 1.1.1 Définition

Les machines hydrauliques sont des machines permettant un transfert d'énergie entre un dispositif mécanique et le fluide qui les traverse. C'est-à-dire qu'elles permettent d'apporter l'énergie nécessaire pour augmenter la charge du liquide (motrices) ou transformer l'énergie hydraulique reçue en énergie mécanique (réceptrices).

La quantité d'énergie spécifique ou décrochement, échangée par la machine avec le liquide est égale à la différence des hauteurs du courant liquide à l'entrée et à la sortie de la machine. [1]

$$e_2 - e_1 = H_2 - H_1 = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\varpi} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1)$$

$$\Delta e = \Delta H \equiv \dot{H}$$

H : Energie spécifique de la machine, appelée aussi hauteur de charge.

Suivant le signe  $\Delta e$  on distingue deux catégories :

- $\Delta e > 0$ ; Ce sont des machines motrices : Les pompes
- $\Delta e < 0$  ; Ce sont les machines réceptrices : Les turbines et les moteurs hydrauliques.

#### 1.1.2 Classification des machines hydrauliques [1]

Les machines hydrauliques sont classées suivant leur mode d'action, on distingue :

1- Les machines hydrauliques dont la hauteur de charge résultent essentiellement d'une variation de pression.

$$\Delta e = \frac{P_2 - P_1}{\rho g h} \quad (2)$$

$P_1$  : Pression à l'entrée de la machine (Pa)

$P_2$  : Pression à la sortie de la machine (Pa)

$\rho$ : Masse volumique du liquide ( $\text{kg/m}^3$ )

g : Accélération de la pesanteur ( $m/s^2$ )

Ce sont les machines volumétriques car elles fonctionnent à volume variable. Ces machines sont moins encombrantes et utilisées en mécanique. On distingue les pompes et les moteurs hydrauliques.

- Les pompes : Les pompes à pistons, à palettes, à membrane et à engrenages. Ces pompes fournissent des pressions très élevées par un refoulement périodique du liquide.
- Les récepteurs hydrauliques : ce sont les vérins et les moteurs hydrauliques utilisés dans les transmissions hydrauliques des systèmes mécaniques.

2. Les machines hydrauliques dont la hauteur de charge résulte de la variation de la vitesse et de la pression. Ce sont les turbopompes et les turbines. Ces machines sont munies d'arbres tournants comportant une ou plusieurs roues à travers lesquelles se fait l'échange de l'énergie. On distingue :

- Les turbopompes : centrifuges, axiales et hélico-centrifuges.
- Les turbines : Kaplan et Francis

3. Il existe un troisième type de machines plus ancien dont la hauteur de charge résulte d'une variation de cote  $\Delta Z$ , c'est le cas des roues à eau et noréa.[1]

## 1.2 Moteur à piston à monoergol liquide

Selon Sutton, G. P. et Biblarz, O [2] [3], les monoergols sont utilisés dans des moteurs thermiques de type propulseurs. Les propulseurs sont des moteurs qui éjectent les produits de combustion à haute vitesse pour obtenir une force de poussée. Ceci est le cas largement répandu des moteurs fusée, les propulseurs aérospatiaux, les missiles. D'autres moteurs thermiques, utilisent la combustion d'un monoergol pour alimenter un générateur de gaz : les gaz générés à haute pression peuvent être utilisés pour entraîner une turbine à gaz par exemple. Cette configuration est similaire à celle des turbopompes qui acheminent les ergols au moteur fusée ou pour certains groupes auxiliaires de puissance d'urgence (EPU, Emergency Power Unit) pour des avions [4][5].

Dans le cadre de cette recherche, il ont intéressé à utiliser un monoergol liquide pour produire une puissance mécanique via une architecture de moteur à combustion interne à piston réciproque. Certains projets de recherche ont déjà utilisé des monoergols pour entraîner un moteur à piston. Dans les années 1970s, la NASA a développé un prototype de moteur à piston opéré avec de l'hydrazine ( $N_2H_4$ ) dont la décomposition catalytique s'effectuait en amont du moteur.

Et d'après Akkerman, J [6], le but était d'accroître l'enveloppe de vol d'un avion pour augmenter l'altitude maximum d'exploitation où l'air est raréfié. Également dans les années 1970s, le Naval Undersea Research and Development Center ont développé un moteur à piston à monoergol liquide pour actionner des outils à moteur portatif pour travaux sous-marins [7].

Dans les années 2000s, les travaux de Raade et al. [8][9] (Université de Californie à Berkeley) ont permis de développer un moteur à piston à monoergol liquide. L'objectif était l'entraînement d'un vérin hydraulique à double action pour des applications de robotique mobile. Le moteur prototype utilisait une architecture de piston libre avec deux chambres de combustion opposées.

Dans ces applications, le monoergol utilisé était du peroxyde d'hydrogène ( $H_2O_2$ ) en décomposition catalytique. L'évacuation des gaz du moteur s'effectue par un simple port d'échappement latéral en fin de course du piston.

### 1.3 Pompe hydraulique alimentée par un monoergol

Justin W. Raade et al. [8] (Université de Californie à Berkeley) ont réalisés des travaux pour démontré le fonctionnement d'un moteur à pistons libres doubles action à monoergol liquide entraînant une pompe hydraulique (mono propellant powered free piston hydraulic pump FPHP). Le monoergol utilisé lors des expérimentations était du peroxyde d'hydrogène à 90% de concentration et subissait une décomposition catalytique. Le réservoir de monoergol était pressurisé avec de l'azote. Le contrôle du débit de monoergol était assuré par des valves solénoïdes tout ou rien. Les pistons des moteurs thermiques avaient un diamètre de 47 mm et la course était d'environ 100 mm. Le vérin hydraulique à double action avait un diamètre de 18.4 mm pour un ratio de contraction d'aire de piston de 11:1. La figure présente l'architecture développée pour ce moteur. [8]

### 1.4 L'émergence de la machine à vapeur

Selon Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault [11], le pionnier de l'utilisation de la vapeur pour accomplir un travail est le Français Denis PAPIN (1647-1714).

- En 1681, Papin invente l'autocuiseur : les aliments y sont cuits dans la vapeur sous pression. Il invente la chaudière, récipient résistant dans laquelle l'eau est amenée à ébullition, et la combinaison cylindre-piston qui permet d'utiliser la pression de vapeur pour accomplir un travail mécanique.
- En 1698, l'Anglais Thomas SAVERY (1650-1715) brevète une pompe à eau actionnée par la vapeur sous pression.

- La machine de Savery fut progressivement remplacée par celle de Thomas NEWCOMEN (1663-1729) achevée en 1712, basée sur le système cylindre-piston de Papin.
- Le perfectionnement de la machine de Newcomen fut l'œuvre de l'Écossais James WATT (1736- 1819).
- Watt a l'idée de séparer complètement la fonction refroidissement du cylindre : il invente le condenseur vers lequel la vapeur est évacuée à chaque cycle et dans lequel elle est refroidie. Il propose un mécanisme à double action : la vapeur pousse le piston dans les deux sens. Il invente aussi le système bielle-manivelle pour convertir le mouvement alternatif du piston en mouvement circulaire ainsi qu'un dispositif de régulation de l'entrée de la vapeur.
- Watt brevète la machine à double action en 1780. Dans le souci d'optimiser la machine à vapeur, il découvre avec Joseph Black la chaleur latente, c'est-à-dire la chaleur nécessaire pour faire passer l'eau de l'état liquide à l'état de vapeur, sans changement de température.
- Watt produit un diagramme donnant la pression de la vapeur en fonction de la température (l'indicateur de Watt), diagramme qui restera un secret industriel jusqu'au début du XIXe siècle.
- La machine de Watt trouva de nombreuses applications dans les transports : véhicule automobile, navire à vapeur, locomotive sur rail... A partir du XIXe siècle, les chemins de fer apparaissent dans tous les pays développés et les navires `à voile sont progressivement remplacés par les navires à vapeur. [11]

### **1.5 Historique des moteurs à pistons liquides**

Dans la famille des moteurs à pistons liquides, ce sont les moteurs Stirling à pistons liquides qui ont fait l'objet de plusieurs études. Un moteur Stirling à pistons liquides est un moteur Stirling dans lequel les colonnes d'eau jouent le rôle de pistons. Le premier moteur Stirling à pistons liquides a été inventé par C. D. West au Laboratoire de l'Autorité Britannique de l'énergie atomique à Harwell au Royaume-Uni en 1969, et les premières machines ont été développées en 1970 sous l'appellation de moteur ou pompe Fluidyne. [13][14]

Depuis l'invention du moteur Fluidyne, plusieurs groupes de recherche ont exploré des conceptions de machines Stirling à piston liquide pour une grande variété d'applications. Un brevet d'invention britannique a été déposé, son descriptif présentant la théorie de base, et quelques résultats expérimentaux ont été publiés en 1973. L'eau étant généralement utilisée comme le piston liquide, la plupart des moteurs Stirling à pistons liquides ont été construits pour le pompage de l'eau, en particulier pour l'irrigation ou le pompage de drainage dans les pays en développement ou dans des circonstances où l'électricité n'est pas toujours disponible. Les

températures de fonctionnement peuvent être aussi faibles que quelques dizaines de degrés Celsius dans certains cas.

La technologie du piston liquide a été reconnue comme étant un concept simple, attrayant, fiable et à faible coût dont le développement évite la nécessité d'avoir une garniture mécanique d'étanchéité au niveau du vilebrequin. [15]

### **1.6 Classification des moteurs à pistons liquides**

C. D. West décrit les caractéristiques de ces moteurs à pistons liquides qui se déplacent librement en réponse à la gravité et à la pression qui s'exerce sur eux. Certains moteurs Stirling à pistons liquides ont des pistons aussi bien liquides que solides, ce qui peut être considéré comme la combinaison des moteurs Fluidyne et des moteurs cinétiques à basse différence de température (LTD) Stirling. La fréquence du moteur Stirling à piston liquide est généralement inférieure à 2 Hz, en raison de la faible fréquence naturelle des pistons liquides. La pression moyenne est généralement de 1 bar avec de l'air comme gaz de travail. [16]

Selon K. Wang & al. les moteurs à pistons liquides peuvent être classés selon leur utilisation et selon leur principe de fonctionnement en plusieurs catégories:

- catégorie des moteurs ou pompes Fluidyne ;
- catégorie des compresseurs et machines Stirling à pistons liquides ;
- catégorie des pompes à eau Stirling à pistons hybride solide-liquide ;
- catégorie des machines à vapeur à pistons solides-liquides ;
- catégorie des pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique ;
- catégorie des systèmes CAPILI ;
- catégorie des moteurs à pistons liquides pour centrale solaire de dessalement thermique.[17]

## **1.7 Présentation des moteurs à pistons liquides par catégories**

### **1.7.1 Les moteurs ou pompes Fluidyne**

West [18, 19 et 20] et Elrod [21] ont expliqué théoriquement le principe de fonctionnement et la dynamique des moteurs Fluidyne.

Son fonctionnement ressemble à celui d'un moteur Stirling à pistons libres dans lequel le piston et le déplaceur sont liquides. Les variations de volume à l'intérieur du moteur sont réalisées par des pistons liquides.

Ces machines fonctionnent selon l'oscillation d'une colonne de liquide dont l'énergie est fournie par une source de chaleur externe (solaire par exemple).

Cette oscillation primaire déclenche l'oscillation d'une seconde colonne d'eau reliée à un réservoir, dans lequel on veut pomper, par l'intermédiaire d'une tubulure possédant deux clapets anti-retour. Dans sa construction la plus simple, la pompe Fluidyne fonctionne sous une pression

atmosphérique moyenne, à faible fréquence (entre 0.5 et 1 Hz) et sous une faible différence de température (inférieure à 100°C) [22].

### **1.7.2 Compresseurs et machines Stirling à pistons liquides**

Al. et Van de Ven ont décrit des compresseurs et des machines Stirling à pistons liquides [23, 24 et 25]. Ce concept est proposé comme une solution aux difficultés rencontrées sur les moteurs Stirling conventionnels. La première difficulté est que le fonctionnement quasi-adiabatique dans les chambres de travail des moteurs Stirling qui nécessitent des échangeurs de chaleur externes ajoute de l'espace mort, ensuite il y a la difficulté à contenir les gaz de faible poids moléculaire à haute pression et enfin, des profils de déplacement de piston non idéaux.

Van de Ven et al. proposent les pistons liquides comme solution à ces difficultés car cette technologie permet aux chambres de compression et de détente d'être conçues pour un taux de transfert de chaleur élevé. Les pistons liquides peuvent facilement s'adapter au refroidissement par pulvérisation d'eau pendant la compression ou la détente, car les gouttelettes peuvent simplement tomber dans l'interface liquide. De plus, le transfert de chaleur dans ces chambres peut être augmenté par le changement de géométrie qui est permis du fait de la capacité d'une colonne de liquide à remplir un volume irrégulier.

Par un exemple simple, Van de Ven et al. démontrent qu'un piston liquide peut améliorer le taux de transfert de chaleur d'un facteur de l'ordre de 3,5 dans les chambres de travail par rapport aux systèmes conventionnels. La création d'un fonctionnement quasi-isotherme dans les chambres de travail élimine le besoin d'échangeurs de chaleur externes coûteux, tout en créant un chemin secondaire pour transférer la chaleur hors de la chambre à travers le liquide.

Les pistons liquides éliminent les joints mécaniques coulissants associés aux compresseurs cinématiques. En remplaçant ces joints par une colonne de liquide, les fuites de gaz sont éliminées. Enfin, le déplacement des pistons liquides peut être soigneusement contrôlé de plusieurs façons afin de correspondre étroitement au cycle de Stirling idéal. [22], [24].

### **1.7.3 Pompe à eau Stirling à pistons hybride solide-liquide**

Ainsi, Orda & Mahkamov [26] sont intéressés aux différents prototypes de moteurs Stirling à pistons liquides pour le pompage de l'eau. Il y a moteurs Stirling à pistons liquides possèdent deux pistons, un solide et un liquide.

Le Tab. 1.1 recense les différentes réalisations à base de piston liquide. Un de ces prototypes utilise un actionneur à piston relié à un ressort afin d'améliorer la stabilité du fonctionnement du moteur Fluidyne. La température dans le cylindre chaud varie entre 75°C et 95°C, et la pression moyenne dans l'intervalle de 0,8 - 1,6 bar, avec un débit maximum de pompage de 2 m<sup>3</sup>/h.

Klüppel et Gurgel [27] ont développé une pompe Stirling à piston hybride liquide solide. Le moteur est en fait une combinaison d'un moteur Fluidyne et d'un moteur Stirling à piston solide normal, dans laquelle le liquide agit en tant que piston déplaceur.

**Tableau 1 – Résultats d'études sur les pompes à eau Stirling à piston hybride solide-liquide de la littérature**

Auteurs & référence	Catégories	Fréquence	Température	Puissance délivrée	Rendement
Orda et Mahkamov [95]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	NC	$\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$	4,2 W	0,08%
Klüppel et Gurgel [96]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	0,14 à 0,36 Hz	$\Delta T = 64^{\circ}\text{C}$	NC	NC
Klerk et Rallis [97]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	NC	$\Delta T = 35^{\circ}\text{C}$	0,15 W	NC
Mahkamov et al. [98]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	1 à 2 Hz	$\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$	NC	0,2 à 0,5%
Jokar et Tavakolpour-Saleh [99]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	0,02 à 0,15 Hz	$\Delta T = 96^{\circ}\text{C}$	1,6 à 4,3 W	NC

#### 1.7.4 Machines à vapeur à pistons solides-liquides

Y. Niiyama, K. Fukuda, [28], ont proposé une configuration de machine à vapeur à piston solide-liquide. Le moteur est composé d'une section de chauffage, d'un accumulateur de vapeur, d'une section de refroidissement, d'un piston solide, d'un piston liquide et d'un volant d'inertie. Le fluide qui change de phase par chauffage et par refroidissement est appelé «fluide de travail», tandis que le fluide restant est appelé «piston liquide».

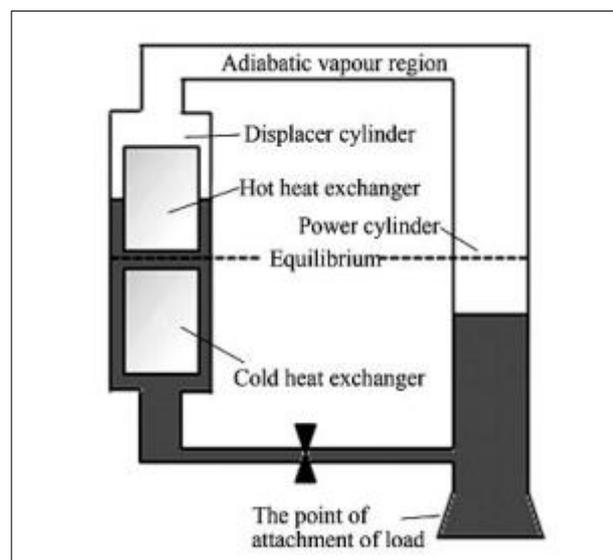
La Fig.1 présente la machine et son principe de fonctionnement. Lorsque le piston solide est au point mort haut, l'eau liquide est présente dans la section de chauffage du moteur. La pression augmente du fait de la vaporisation de l'eau. Cette pression pousse le fluide de travail de la section de chauffage vers la section de refroidissement et le piston du point mort haut vers le point mort bas. Lorsque le fluide de travail pénètre dans la section de refroidissement, le transfert de chaleur entre la vapeur et la partie de refroidissement augmente, et la condensation se produit. D'autre part, le piston qui a atteint le point mort bas, est repoussé par l'énergie stockée dans le volant d'inertie et la vapeur d'eau dans l'espace de travail est comprimée de nouveau. 529°[28]

**Tableau 2 – Résultats d'études sur les machines à vapeur à pistons solides-liquides de la littérature**

Auteurs & référence	Catégories	Fréquence	Température	Puissance délivrée	Rendement
Yatsuzukala et al [100]	Machines à vapeur à pistons solides-liquides	NC	$\Delta T = 110^{\circ}\text{C}$	0,2 à 2,4 W	0,5 à 2,5%
Yatsuzukala et al [101]	Machines à vapeur à pistons solides-liquides	3 Hz	$\Delta T = 90^{\circ}\text{C}$	0,2 à 2,4 W	12,5%

### 1.7.5 Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique :

Smith [29] a proposé un moteur original thermo-fluidique diphasique destiné à du pompage, et il a effectué des travaux théoriques et expérimentaux **Fig.2**. Ce système est comparable à un moteur Fluidyne dont le fluide de travail change de phase au cours du cycle.



**Fig.1— Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique Markides et al [29]**

### 1.8 Le système CAPILI

Le moteur thermo-hydraulique Capili (Carnot with Piston Liquid) présenté sur la Fig.2, fonctionne avec deux fluides différents. Le fluide de travail (R-1234yf par exemple) est évaporé puis condensé provoquant ainsi le mouvement d'un second fluide (huile) entre deux réservoirs CT et CT. Ce mouvement fait tourner une hélice HM située entre les deux réservoirs qui produit de l'énergie mécanique pour entraîner un alternateur. Ce type de machine présente des rendements théoriques compris entre 7 et 11 % pour des écarts de température inférieurs à  $40^{\circ}\text{C}$  (soit un rendement exergétique supérieur à 80%). En outre, elle peut fonctionner soit en générateur, soit en pompe à chaleur à partir de capteurs solaires plans.

Les premiers résultats expérimentaux ont montré la faisabilité de ce concept, mais des problèmes ont été relevés au niveau du rendement du convertisseur hydraulique/électrique. Le moteur hydraulique testé ne donnant pas de bons résultats, l'utilisation d'une turbine Francis est envisagée [30].

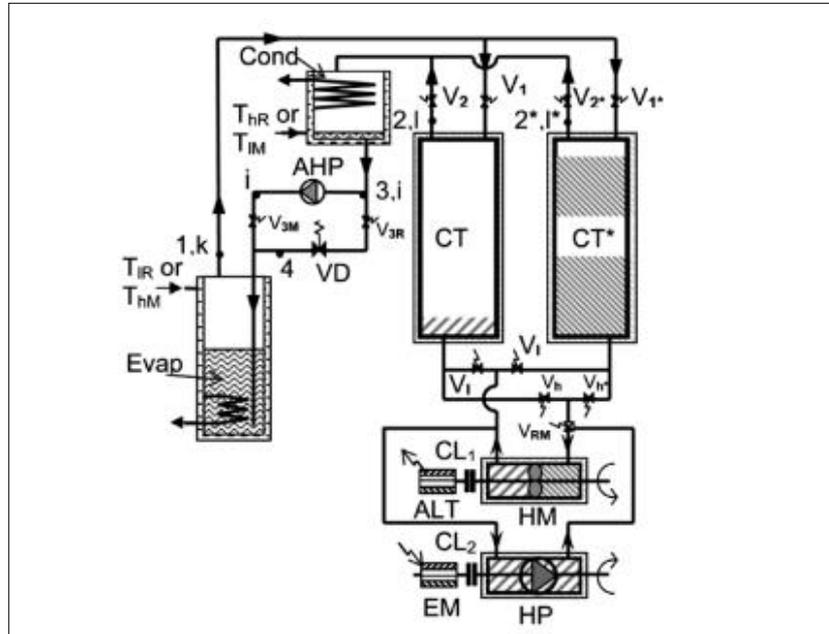


Fig.2— Schéma de la machine thermo-hydraulique CAPILI (Type 1) [30]

M. Martins et al [31] ont présenté un nouveau procédé thermo hydraulique pour le refroidissement solaire. Il s'agit d'un procédé de climatisation innovant pour les bâtiments. Ce système est composé de deux machines dithermiques, l'une motrice et l'autre réceptrice, couplées par un piston liquide. Ce couplage permet d'obtenir un système tri- thermique global avec un transfert de travail interne. La paire de fluide de travail R236fa et R134a a été sélectionnée pour le système. La variante CHV3TWL, qui atteint un COP d'environ 0,49, semble être le meilleur compromis coût/efficacité pour une application de bâtiment individuelle. En effet, le procédé permet de produire une puissance de refroidissement d'environ 5,5 kW à 12°C avec 20 m<sup>2</sup> de capteurs solaires à plaques planes.

### 1.9 Moteurs à pistons liquides pour centrale solaire de dessalement thermique

D'autre part Mahkamov et al. [31] ont présenté une petite usine innovante de dessalement dynamique d'eau développée et testée dans des conditions de laboratoire Fig.3 Le système est une combinaison d'un capteur solaire à tube sous vide avec caloduc, d'un condenseur classique et d'un convertisseur à piston liquide innovant. L'eau saline est bouillie et transformée en vapeur dans le collecteur du capteur solaire. Une petite fraction de l'énergie solaire fournie à la centrale est utilisée pour entraîner le convertisseur à piston liquide. Les oscillations du piston liquide

modifient périodiquement le volume et la pression dans l'installation. Pendant environ la moitié du cycle périodique, la pression dans le système tombe en dessous du niveau de la pression atmosphérique provoquant une ébullition rapide d'eau salée dans le collecteur du capteur solaire. La vapeur générée est transformée en eau douce dans le condenseur qui est entouré d'une chemise de refroidissement parcourue par la solution d'eau saline. Le modèle mathématique de la centrale a été développé et la comparaison des données numériques et expérimentales montre que le modèle mathématique prédit la performance de la centrale avec une précision de 11-14% pour les niveaux d'irradiance compris entre 700 et 1 000 W/m<sup>2</sup>. Les données théoriques et expérimentales indiquent que la productivité en eau douce du nouveau système dynamique est supérieure de 1 à 4% à celle de l'installation statique [32].

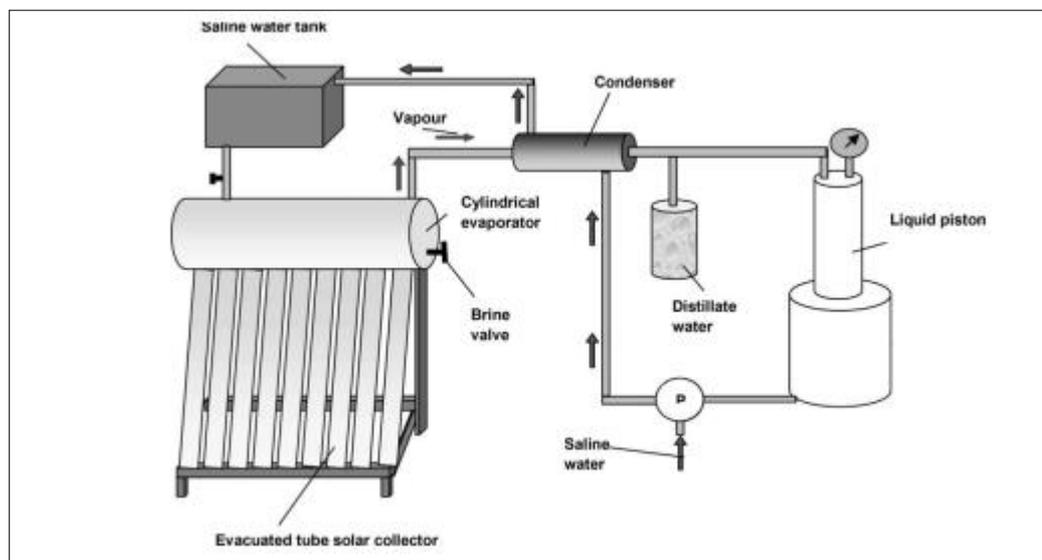


Fig.3— Schéma d'une centrale solaire de dessalement thermique à pistons liquides [32]

## 1.10 Les procédés thermo-hydrauliques pour la transformation ou la de conversion de l'énergie thermique

### 1.10.1 Les procédés thermochimiques

Stitou [34] a examiné la mise en œuvre d'un procédé à sorption pour le transport de l'énergie thermique sous forme de potentiel chimique se fait entre deux machines dithermes : l'une fonctionnant en mode moteur, la seconde en mode récepteur. L'idée est d'utiliser un fluide hydraulique de transfert (neutre) qui joue le rôle de piston liquide qui permet de récupérer le travail d'expansion isobare des vapeurs. Ce travail d'expansion est ensuite transféré vers la seconde machine ditherme soit : hydrauliquement pour réaliser la compression et la condensation du second fluide de travail, soit converti puis transféré mécaniquement ou électriquement.

La machine motrice  $M$  consomme de la chaleur  $Q_h$  à une température  $T_h$ , fournit du travail  $W$  et cède de la chaleur  $Q_{mM}$  à une température inférieure  $T_{mM}$ .

La machine réceptrice R consomme ce travail  $W$  pour permettre le pompage de la chaleur  $Q_b$  à une température  $T_b$  et cède de la chaleur  $Q_{mR}$  à une température inférieure  $T_{mR}$  (éventuellement égale à  $T_{mM}$ ). L'association de ces deux machines dithermes ainsi couplées, constitue un transformateur thermo-hydraulique quadri-thermes.

### 1.10.2 Les procédés thermo-hydrauliques

Les procédés thermo-hydrauliques utilisent les équilibres L/G de condensation/évaporation. Les fonctions ainsi envisagées sont la production utile de chaleur et/ou de froid avec possibilité de produire du travail. [33]

Plusieurs configurations de procédés thermo-hydrauliques sont envisagées, soit seules en mode moteur (production de travail) ou en mode récepteur (pompage de chaleur). L'originalité de ces machines thermo-hydrauliques est la mise en œuvre du piston liquide qui réalise de manière isentropique les phases de compression et de détente.

Les échanges de chaleur avec l'extérieur sont réalisés avec changement d'état liquide/vapeur permettant de réduire les irréversibilités thermodynamiques liées aux transferts de chaleur. [34] [35]

Le concept thermo-hydraulique est basée sur deux procédés : le premier sur un procédé polyvalent, dénommé CAPILI (Carnot à Piston Liquide), le second porte sur l'association d'un cycle moteur et d'un cycle récepteur, dit CHV3T (Compression Hydraulique de Vapeur Tritherme).

Ces procédés thermo hydrauliques pourraient être un bon moyen de répondre aux différents besoins de l'habitat en ayant recours principalement à des sources d'énergies renouvelables disponibles localement. Ils repose sur le concept de piston liquide qui permettrait d'accroître l'efficacité de la chaîne de conversion entre la partie motrice (coproduction de travail et de chaleur) et la partie réceptrice (consommation du travail et production de chaleur utile et/ou de froid).

Etat de l'art sur le piston liquide (dans l'article de Mauran III page 3 et aussi dans l'article de zebbar [39])

### 1.10.3 Le concept CHV3T

Selon Martins [31] le concept CHV3T est un procédé thermo-hydraulique appliqué au rafraîchissement solaire. Le principe du procédé repose sur un couplage original entre deux cycles thermodynamiques.

Le fonctionnement de ce procédé nécessite deux machines dithermes, l'une motrice (M) et la seconde réceptrice (R), agissant en sens inverse et consiste dans le travail isobare entre elles.

Le liquide de transfert joue le rôle de piston liquide incompressible, oscillant entre deux cylindres qui sont alternativement connectés à l'évaporateur de l'une des machines et au condenseur de l'autre machine, durant les phases isothermes à  $P_h$  et à  $P_b$ .

Cette connexion aboutit globalement au système tritherme, mettant en œuvre les transferts internes de travail pour la production utile du froid et/ou de la chaleur. [33]

#### 1.10.4 Le concept CAPILI [32]

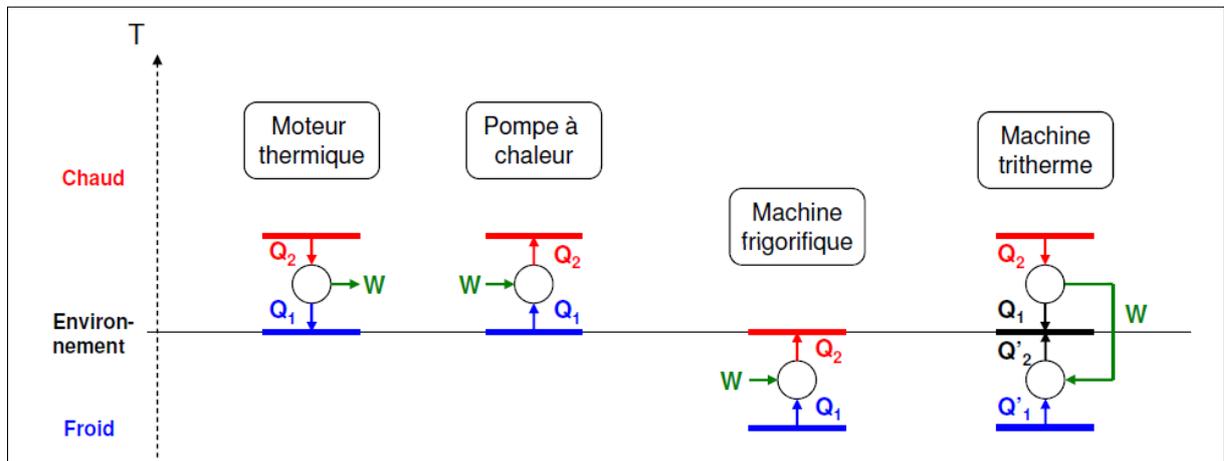


Fig.4– Machine thermique [32]

**Pour leur fonctionnement les machine thermiques ont besoin de :**

- Energie thermique + environnement froid
- Gradient de température
- Gradient de masse volumique
- Gradient de pression
- Mouvement de fluide
- Prélèvement d'énergie utile (mécanique)

Les machines thermiques par rapport aux flux de chaleur peuvent être :

- machines monothermes (une seule source) : n'existe pas (car pas de flux)
- machines dithermes (deux sources de chaleur) : le plus courant
- machines trithermes (trois sources de chaleur) : rare

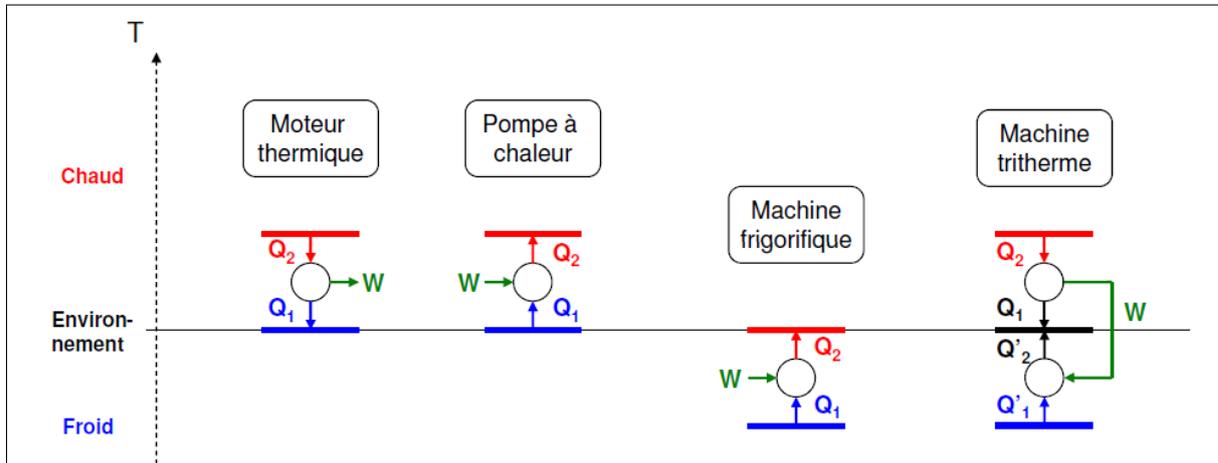


Fig.5— Machine thermique [32]

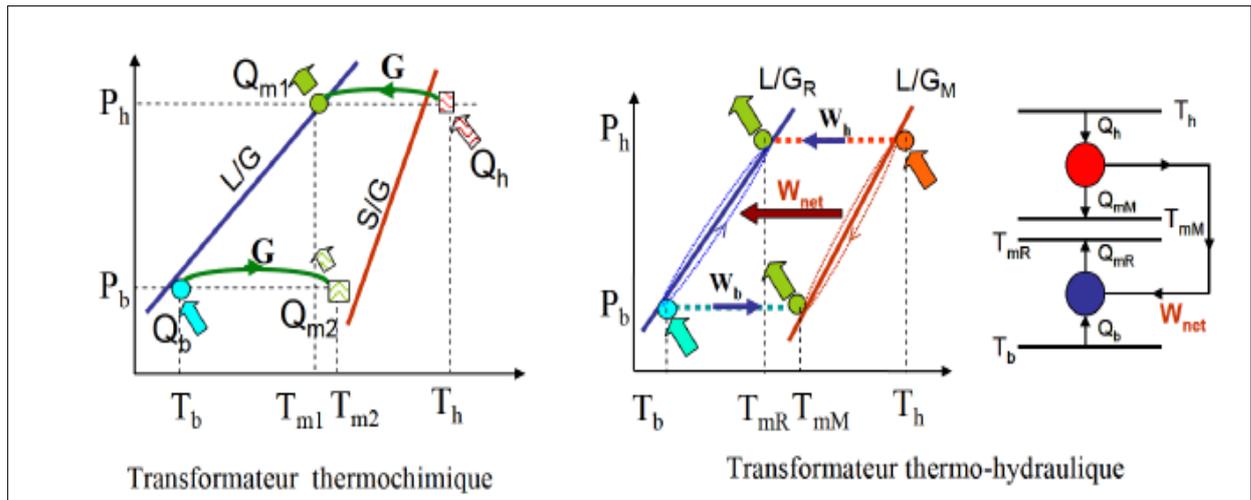
### 1.11 Procédés thermo-hydrauliques pour la transformation ou la conversion de l'énergie thermique

Selon D.Stitou [33] les transformateurs thermo-chimiques basés sur des processus de sorption de gaz ne permettent en principe que la transformation de l'énergie thermique, c'est-à-dire sans changement de la forme énergétique (transformation en chaleur ou en froid utile). Les travaux menés sur les applications de transport de l'énergie thermique à longue distance par la mise en oeuvre d'un procédé à sorption ont permis de dégager un concept intéressant qui consiste in fine à transporter, entre les deux composants du dipôle thermo-chimique, de l'exergie sous forme chimique via un fluide réactif à température ambiante.

Il indique aussi que pour cette application de transport intéressant, les procédés thermo-chimiques sont limités du fait du choix très restreint dans les couples de travail adaptés aux fonctionnalités visées. Ce concept de transport d'exergie sous la forme de potentiel chimique, a été étendu au transport de travail entre deux machines dithermes, l'une fonctionnant en mode moteur, la seconde en mode récepteur. L'idée de base pour réaliser ce transport de travail est d'utiliser un fluide hydraulique de transfert, neutre vis-à-vis des fluides de travail impliqués dans les cycles, qui joue le rôle d'un piston liquide. Celui-ci permet de récupérer le travail d'expansion isobare des vapeurs mis en oeuvre lors de la vaporisation des fluides dans l'un ou l'autre des évaporateurs.

Ce travail d'expansion peut ensuite être transféré vers la seconde machine ditherme soit hydrauliquement pour réaliser la compression et la condensation du second fluide de travail, soit convertie puis transféré mécaniquement ou électriquement. Ainsi, la machine motrice  $M$  consomme de la chaleur  $Q_h$  à une température  $T_h$ , fournit du travail  $W$  et cède de la chaleur  $Q_{mM}$  à une température inférieure  $T_{mM}$ . La machine réceptrice  $R$  consomme ce travail  $W$  pour permettre le pompage de la chaleur  $Q_b$  à une température  $T_b$  et cède de la chaleur  $Q_{mR}$  à la

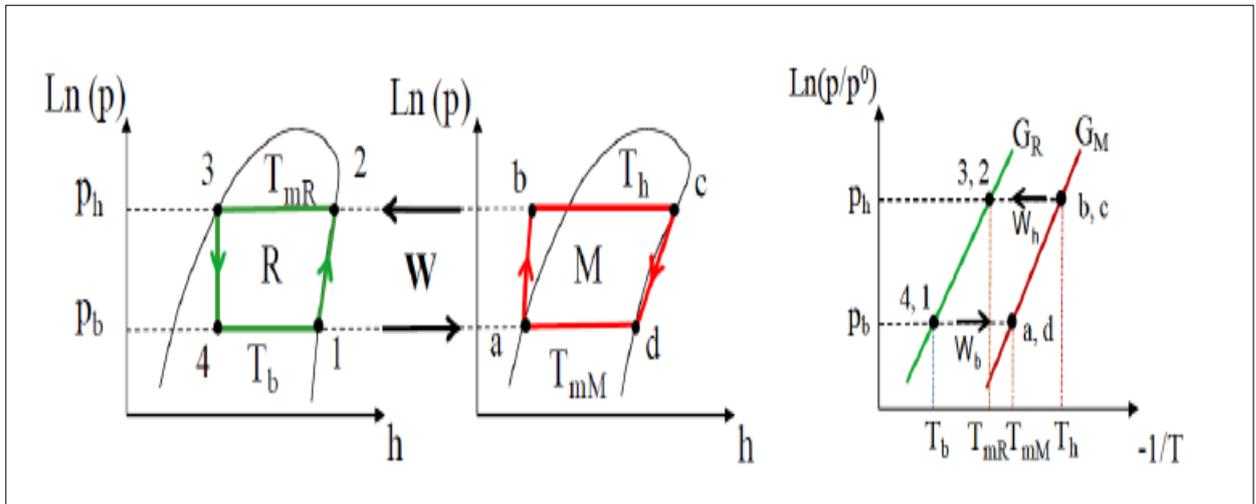
température  $T_{mR}$  (éventuellement égale à  $T_{mM}$ ). L'association de ces deux machines dithermes ainsi couplées constitue alors un transformateur thermo-hydraulique quadritherme [33]



**Fig.6— Comparaison d'un transformateur thermochimique mettant en oeuvre un transfert d'exergie chimique via le potentiel chimique contenu dans le gaz réactif et d'un transformateur thermo-hydraulique mettant en oeuvre un transfert de travail via un piston liquide. [33]**

### 1.12 Procédé thermo-hydraulique tritherme (CHV3T) appliqué à la climatisation solaire

Le principe de fonctionnement du procédé CHV3T repose sur le transfert isobare de travail réalisé entre deux machines dithermes, l'une motrice l'une motrice (M) fonctionnant selon un cycle moteur et la seconde réceptrice (R) selon un cycle inverse. Ce transfert est réalisé par l'intermédiaire d'un liquide de transfert qui joue le rôle d'un piston liquide incompressible sans qu'il y ait mélange entre les fluides de travail GR du cycle moteur et GM du cycle réceptrice. Ce piston oscille entre deux cylindres alternativement connectés pendant les phases isothermes à  $P_h$  et à  $P_b$ , à l'évaporateur de l'une des machines dithermes et au condenseur de la seconde machine ditherme. Le couplage de ces deux machines permet ainsi d'aboutir à un système globalement tritherme mettant en oeuvre des transferts internes de travail lors des phases isobares et produisant comme effet utile du froid et/ou de la chaleur. La figure décrit les cycles thermodynamiques de type Rankine et Rankine inverse suivis par les fluides moteur et réceptrice dans des diagrammes de Mollier et dans le diagramme de Clausius-Clapeyron. [33]



**Fig.7— Cycles récepteur (R) et moteur (M) du procédé CHV3T décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron avec représentation des transferts isobares de travail aux pressions  $P_b$  et  $P_h$  [33]**

Une première étude du procédé CHV3T, mettant en oeuvre deux fluides de travail, a été effectuée pendant la thèse de Matthieu Martins [THS 4], financée par la société Saunier- Duval [PR Ind 6] et que j'ai co-dirigée avec S. Mauran. Son objectif était de démontrer la faisabilité de climatisation de l'habitat par ce procédé, avec comme principale source d'énergie de la chaleur fournie à  $70^\circ\text{C}$  par des capteurs solaires plans. La mise en oeuvre technologique de ce procédé thermo-hydraulique tritherme pour une application de climatisation solaire est schématisé sur la figure 74 dans sa version de base notée « W0 ». [36]

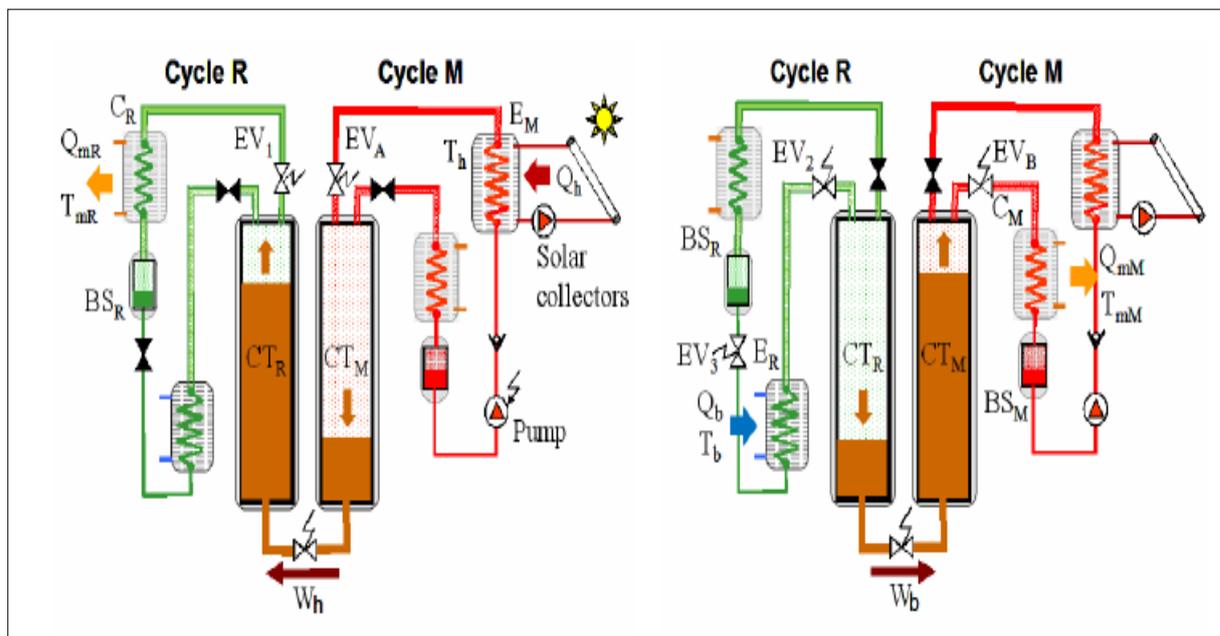
Ce procédé comporte 4 phases successives débutant arbitrairement au point (a) pour le cycle M et au point (1) pour le cycle R, le niveau du liquide de transfert LT étant haut dans le cylindre CTM et bas dans le cylindre CTR et les vannes étant toutes fermées :

- **phase  $\alpha$**  : le cylindre CTR initialement à  $P_b$  est mis en communication avec le condenseur CR à  $P_h$ , ce qui induit une rapide pressurisation (1 \_2) du fluide R contenu dans le cylindre CTR. Pendant ce court instant, le condenseur CR joue alors le rôle d'évaporateur.

- **phase  $\beta$**  : Mise en communication du cylindre CTM avec l'évaporateur EM alimenté en fluide de travail M par la pompe. Le fluide M liquide subit donc une compression supposée isentropique (a \_b) puis une évaporation (b \_c) dans l'évaporateur EM. La production des vapeurs M dans l'évaporateur EM à  $P_h$  refoule alors de manière isobare à  $P_h$  le liquide de transfert LT vers le cylindre CTR jusqu'à atteindre le niveau haut, contraignant ainsi les vapeurs du fluide R contenues dans CTR à se condenser à  $P_h$  dans le condenseur CR (2 \_3).
- **phase  $\gamma$**  : le cylindre CTR est isolé du condenseur CR dès que le liquide de transfert LT y atteint le niveau haut, tandis que le cylindre CTM est isolé de l'évaporateur EM et mis en communication avec le condenseur

CM à Pb, ce qui induit une détente ( $c_d$ ) idéalement isentropique des vapeurs M contenu dans CTM.

- phase  $\delta$  : lorsque que la pression dans CTM atteint la pression basse Pb, le cylindre CTR est mis en communication avec l'évaporateur ER qui est alimenté en fluide préalablement détendu par la bouteille BSR. Le fluide R liquide subit donc une détente isenthalpique ( $3_4$ ) puis une évaporation à Pb ( $4_1$ ) dans l'évaporateur ER. La production de vapeurs R refoule alors de manière isobare à Pb le liquide de transfert LT du cylindre CTR vers le cylindre CTM jusqu'à atteindre un niveau haut, contraignant ainsi les vapeurs M contenues dans CTM à se condenser à Pb dans le condenseur CM .[36]



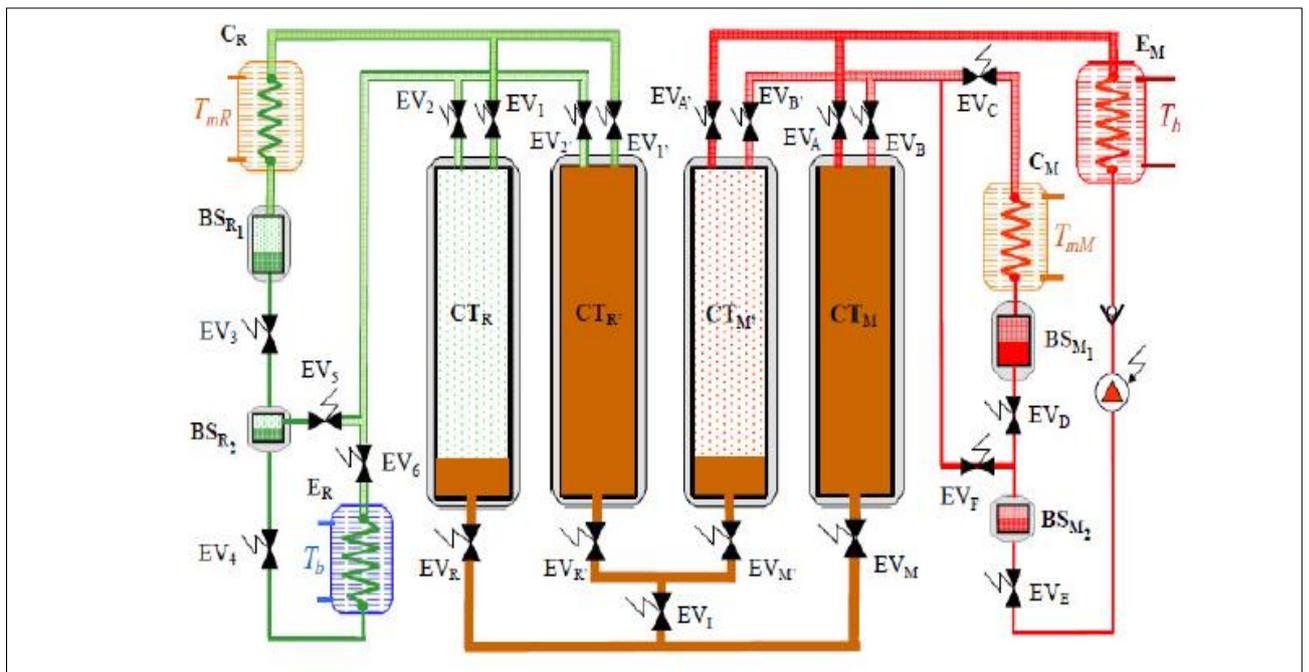
**Fig.8— Mise en œuvre dans sa version de base W0 du procédé CHV3T impliquant deux cylindres de transfert pour une application de climatisation solaire ( $T_h=70^\circ\text{C}$  ;  $T_{mR}=T_{mM}=35^\circ\text{C}$  et  $T_b=12^\circ\text{C}$ ) [33]**

**Phase haute pression** : Apport de chaleur  $Q_h$  à l'évaporateur EM du cycle moteur M - Transfert du travail d'expansion des vapeurs du cylindre de transfert CTM vers CTR par l'intermédiaire du piston liquide - Compression puis Condensation du fluide de travail du cycle inverse R.

**Phase basse pression** : Production de froid  $Q_b$  dans l'évaporateur ER du cycle inverse - Transfert du travail d'expansion des vapeurs du cylindre de transfert CTR vers CTM - Condensation du fluide de travail dans le condenseur CM du cycle moteur.

Mise en œuvre dans sa version de base W0 du procédé CHV3T impliquant deux cylindres de transfert pour une application de climatisation solaire ( $T_h=70^\circ\text{C}$  ;  $T_{mR}=T_{mM}=35^\circ\text{C}$  et  $T_b=12^\circ\text{C}$ ). Cette configuration de fonctionnement, mettant en oeuvre deux cylindres de transfert,

ne permet de réaliser qu'une production de froid intermittente au cours de la phase  $\delta$ . Ce caractère intermittent constitue une source d'irrégularités qui impacte les performances du procédé. Toutefois, le couplage de deux procédés CHV3T fonctionnant en opposition de phase permet d'atténuer cet impact et obtenir une production quasi-continue de froid. Cette mise en oeuvre, qui nécessite deux cylindres de transfert supplémentaires  $CTR'$  et  $CTM'$ , permet d'envisager diverses variantes dans le fonctionnement du procédé qui rendent possibles des récupérations internes de travail pendant les phases de dépressurisation des cylindres de transfert, et conduisant alors à une amélioration des performances. Ces récupérations sont effectuées soit via la phase gaz, soit via le liquide de transfert, par une mise en communication des cylindres à des instants du cycle judicieusement choisis. [33]



**Fig.9— Schéma de principe du procédé couplant deux cycles CHV3T fonctionnant en opposition de phase pour une production pseudo-continue de froid et permettant de mettre en oeuvre différentes variantes de récupérations internes de travail via les phases gaz ou le liquide de transfert. [33]**

### 1.13 Procédé thermo-hydraulique pour la trigénération

En 2007 le laboratoire PROMES avec les thèses de M.Martins [36] et H.Semmari [37] se sont intéressés respectivement à la production de froid destinée au secteur résidentiel (procédé CHV3T) et à la production électrique destinée à l'exploitation de l'énergie thermique des mers (procédé CAPILI), tous deux à partir de procédés thermo-hydrauliques.

Le terme "thermo-hydraulique" fait référence à un procédé basé sur la conversion d'énergie thermique en travail impliquant un liquide pour transférer le travail entre différents composants ou sous-systèmes.

Le but recherché étant l'amélioration des performances de la chaîne de conversion énergétique qui impacte sensiblement les performances des procédés thermodynamiques classiques. S'est penché sur cette problématique depuis 2007 Ces travaux ont également donné lieu à différents articles scientifiques destinés à décrire le fonctionnement de ces procédés, ainsi que deux brevets.

D'autres laboratoires et entreprises s'intéressent également à cette technologie ; des brevets ont notamment été déposés par les firmes International Innovations Limited (IIL) , ou la société *Cogen Microsystems*. Les procédés développés par ces derniers, se distinguent des procédés étudiés par le laboratoire Promes par le fait qu'ils ne récupèrent pas l'énergie produite lors de la détente du fluide, rendant leurs procédés moins performants a priori. D'autres laboratoires s'intéressent également à l'utilisation d'un liquide pour transférer du travail pour d'autres applications telles que la compression de gaz [34].

#### **1.14 Principe de la conversion thermo-hydraulique**

Le fluide de travail suit, dans le cas idéal, le cycle de Carnot (moteur ou marche arrière). Le travail est échangé entre le système et l'environnement à travers un piston liquide (le liquide de transfert de travail LT). Ce procédé de conversion thermo hydraulique est appelé CAPILI (pour Carnot avec Piston Liquide).

Deux options principales sont possibles si une ou deux étapes isentropiques du cycle se produisent avec les mélanges liquide/vapeur. Le CAPILI (moteur ou pompe à chaleur) est dit respectivement de « 1er type » ou de « 2ème type » selon ces deux options. [41]

#### **1.15 Procédé thermo-hydraulique pour le chauffage et le rafraîchissement dans le secteur résidentiel.**

Les procédés thermo-hydrauliques pourraient être un bon moyen de répondre aux différents besoins de l'habitat en ayant recours principalement à des sources d'énergies renouvelables disponibles localement. L'utilisation d'un "piston liquide" permettrait d'accroître l'efficacité de la chaîne de conversion entre la partie motrice (coproduction de travail et de chaleur) et la partie réceptrice (consommation du travail et production de chaleur utile et/ou de froid).

L'objectif de ce chapitre est d'analyser le fonctionnement de ce procédé, d'évaluer les fluides de travail potentiellement utilisables, ainsi que de définir et de quantifier les performances énergétiques du procédé. Ces performances sont estimées dans un premier temps grâce à une simulation dite "quasi-statique" qui consiste à effectuer des bilans d'énergie en quasi-stationnaire sur les échanges de chaleur ou de travail entre différents composants, ou entre les composants et les sources et puits de chaleur.

Dans cette simulation tous les états intermédiaires du système thermodynamique au cours de la transformation sont des états définis et proches de l'état d'équilibre. Les différentes variantes du procédé seront étudiées, ainsi la comparaison de leurs performances permettra de définir quelle variante paraît la plus prometteuse en tenant compte également des avantages et inconvénients de chacune d'elles. Enfin les performances thermodynamiques de la variante choisie seront déterminées sur une plage de fonctionnement de température ambiante [-10 °C ; 40 °C] nous permettant de définir quel couple fluide paraît le plus adapté à notre application, et de fournir un premier bilan des potentialités du procédé thermo-hydraulique. [36]

### **1.16 Les fluides frigorigènes**

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide qui permet la mise en œuvre d'un cycle frigorifique. Il peut être pur ou être un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci. Le fluide absorbe la chaleur à basse température et basse pression, puis libère la chaleur à une température et une pression plus élevées, généralement par un changement d'état.

Les fluides frigorigènes sont utilisés dans les systèmes d'absorption de chaleur (climatisation, congélateur), contrairement aux pompes à chaleur qui absorbent les calories à l'extérieur et les restituent à l'intérieur d'un local, d'une habitation, etc. Ces mêmes fluides peuvent tout aussi bien se retrouver dans d'autres applications mettant en œuvre d'autres cycles thermodynamiques, telles que les turbines à vapeur, et perdent alors ou non, suivant le contexte, leur qualificatif de fluide frigorigène. [41]

### **1.17 Choix des fluides de travail et l'impact sur les procédés thermodynamiques**

Selon Zebbar [39] le choix du fluide de travail de refroidissement affecte directement les performances du procédé soit en raison des pressions dans le mode opératoire, soit en raison des contraintes du système. Pour le choix du fluide de travail, il faut prendre en considération plusieurs critères dont :

#### **1.17.1 Des critères de sécurité**

- Etre non inflammable et non explosif;
- Etre non toxique et ne pas avoir d'effets sur la santé des personnes et des denrées;
- Etre sans impact sur l'environnement.

#### **1.17.2 Des critères thermodynamiques**

- La température d'évaporation doit être beaucoup plus élevée, autant que possible, que celle de l'ébullition;
- La température de condensation doit être très inférieure de la température critique du fluide;
- Le maximum de la pression de condensation doit se situer entre 20 et 25 bars;

- La pression d'évaporation ne doit pas être très basse;
- La quantité de froid produite doit être la plus élevée possible.

#### **1.17.3 Des critères techniques**

- La corrosion doit être nulle ou très faible (le fluide ne doit pas avoir d'effet sur les métaux);
- L'action sur les matières plastiques doit être très faible ou nulle (le fluide ne doit pas provoquer une élasticité des matières plastiques ni avoir d'effet sur les joints);
- La stabilité thermique (ne doit pas perdre de ses caractéristiques).

#### **1.17.4 Des critères économiques**

- Faible coût du fluide;
- Sa disponibilité;
- Il ne doit pas avoir d'incidence sur le coût de l'installation.

Le choix du liquide est dû aux compositions de la machine thermodynamique et des cycles ; par exemple le fluide du cycle CAPILI agit comme un piston dans les cylindres de transfert, et il est adapté pour des températures comprises entre 60° et 120°C. [39]

### **Conclusion**

Dans ce chapitre, une étude bibliographique a été effectuée sur les procédés thermo hydrauliques et les machines à pistons liquides. Ces derniers se sont montrés comme étant des technologies basées sur un concept simple qui permis de réaliser des puissances spécifiques toujours plus élevées avec une fiabilité accrue et la diminution des coûts de production et des émissions polluantes.

## *Chapitre 2.*

*Aperçu sur l'étude thermique du moteur  
thermohydraulique Capili moteur.*

## Introduction

Il y a plusieurs procédés thermo-hydrauliques pour la production de chaleur (chauffage), de froid (climatisation) et d'énergie (électricité), notamment dans l'habitat et dans le fonctionnement des moteurs diesel marins, grâce à divers procédés, dont le procédé CAPILI (Carnot à Piston Liquide) utilisant le transfert de travail entre un fluide de travail et son environnement.

Les procédés et systèmes d'échangeurs de chaleur, de réfrigérations et de chaudières ont été élaborés et testés pour économiser l'énergie et qui continuent, par ailleurs, à être toujours l'objet d'un intérêt croissant de recherches et d'études notamment dans la récupération de la chaleur résiduelle qui devient une nécessité en raison de la conjoncture mondiale actuelle, marquée par une hausse des prix des énergies fossiles non renouvelables, leur raréfaction et l'impact négatif qu'ils ont sur l'environnement et pour leur application aux installations stationnaires, tels les cycles de Rankine, CAPILI et autres, aux installations énergétiques navales, tels les cycles à vapeur, la thermoélectricité et à l'habitat pour les commodités domestiques etc... avec la recherche de nouveaux fluides non polluants et respectueux de l'environnement.

### 2.1 Le nouveau procédé pour la trigénération CAPILI [38]

Ce nouveau procédé Capili fait pour :

- Produire du chaleur ou de froid ou de l'électricité.
- Utilise une source de chaleur primaire renouvelable (solaire thermique, combustion biogaz..).
- Basé sur l'association deux cycles dithermes (cycles CAPILI).

### 2.2 Originalité de ces procédés

- Echanges de travail au niveau d'un convertisseur hydraulique/mécanique .
- Liquide de transfert qui se déplace alternativement entre deux enceintes adiabatiques, connectées à l'évaporateur et au condenseur.
- Ce liquide de transfert joue le rôle d'un piston liquide.

### 2.3 Intérêt de ces procédés

- Cycle très proche du cycle de Carnot, voire confondu (2 isothermes, 2 isentropes) .
- Version simplifiée (1 seule isentrope) plus simple techniquement.
- Fonctionner, soit en mode moteur (cogénération ou production d'électricité), soit en mode récepteur. [38]

## 2.4 Procédé thermo-hydraulique CAPILI

Ce procédé a été décrit et traité par H. Semmari [37] La machine ditherme CAPILI reprend l'idée principale du système CHV3T, à savoir l'échange de travail par l'intermédiaire d'un liquide de transfert. Mais au lieu de réaliser ce transfert de travail de manière isobare entre la machine motrice et la machine réceptrice **Fig.2.1**, le travail est d'abord produit dans le cycle moteur par une turbine hydraulique via le piston liquide, puis est transféré par accouplement mécanique (ou électrique) au cycle récepteur pour entraîner une pompe hydraulique.

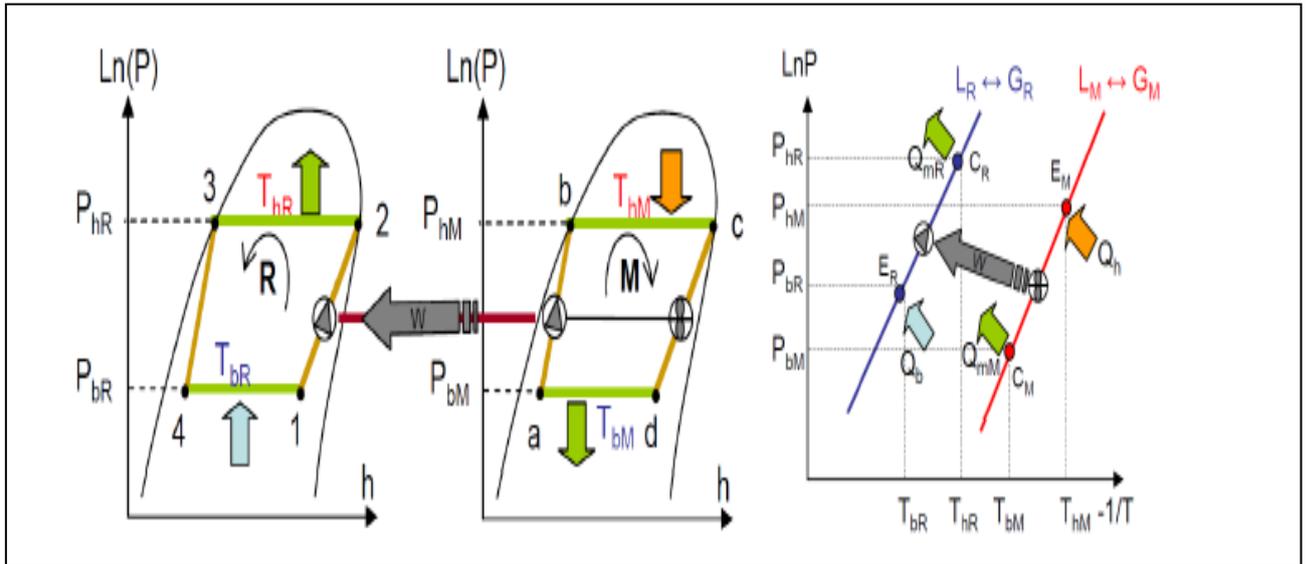
Il permet d'actionner un second piston liquide pour une production de froid et/ou de chaleur dans la machine réceptrice.

Dans cette configuration, chaque procédé ditherme met en œuvre un liquide hydraulique de transfert oscillant entre deux cylindres ayant des pressions de fonctionnement différentes : l'un est connecté à l'évaporateur tandis que le second cylindre au condenseur.

L'échange de travail entre la machine et l'environnement est réalisé par un convertisseur hydraulique/mécanique, traversé par un liquide qui se déplace entre les deux cylindres alternativement connectés à l'évaporateur et au condenseur pendant les phases isothermes du cycle.

Ce procédé ditherme peut ainsi fonctionner, soit en mode moteur lorsque  $T_{\text{evap}} > T_{\text{cond}}$  (cogénération ou production d'électricité), soit en mode récepteur lorsque  $T_{\text{evap}} < T_{\text{cond}}$  (pompe à chaleur, réfrigération). Un tel couplage offre davantage de libertés quant au choix des fluides de travail et permet de s'affranchir des contraintes de pressions dans les cycles moteur et récepteur puisque les conditions opératoires des deux cycles sont indépendantes. [37]

Par ailleurs, le couplage mécanique entre les deux machines dithermes peut ne pas avoir lieu selon que le travail produit est partiellement ou entièrement converti en électricité : la machine motrice peut donc délivrer du travail convertible en électricité et, si elle est couplée à une machine réceptrice, peut assurer les fonctions de chauffage et/ou de rafraîchissement. Une telle association remplissait donc tous les objectifs du projet Trigé-Bât Fig.2.1. Les performances de diverses associations de cycles dithermes par couplage mécanique ou en cascade thermique ont été évaluées pour la trigénération adaptée à l'habitat. [38]



**Fig.10— Cycles récepteur et moteur du procédé CAPILI décrits dans les diagrammes de Mollier et de Clausius-Clapeyron avec représentation des transferts isobares de travail aux pressions  $P_b$  et  $P_h$**

### 2.5 Principe de fonctionnement du convertisseur thermo-hydraulique CAPILI :

Le convertisseur thermo-hydraulique CAPILI est un procédé moteur qui permet de transformer une énergie thermique en un travail hydraulique, lui-même transformé en énergie mécanique puis électrique via l'utilisation d'une turbine hydraulique couplée à une génératrice. Ce procédé a déjà été décrit et traité par H. Semmari [33], [53]

### 2.6 Les différentes variantes du procédé CAPILI

Le procédé CAPILI en deux modes principaux : mode moteur ou récepteur dont ces deux modes sont possibles et pour chaque mode on distinguera deux configurations possibles : 1er type ou 2ème type.

D.Stitou [34] a détaillé ces deux mode, il exprime que les deux machines dithermes (motrice ou réceptrice) visent à reproduire un cycle de Carnot, d'où leur acronyme de CAPILI (pour cycle de Carnot à Piston Liquide).

Et pour améliorer significative du rendement global du cycle Comme, les irréversibilités thermodynamiques sont réduites pour les cycles CAPILI, Rapportées aux machines de Carnot correspondantes, les rendements exergetiques de ces cycles dithermes semblent être très prometteurs (de 77 à 91%) en comparaison des technologies actuelles.

Le procédé thermo-hydraulique CAPILI présente deux variantes principales, qualifiées de 2ème ou 1er type **Fig.2.2**. Dans un cycle de 2ème type, le fluide de travail décrit idéalement deux isothermes et deux isentropes : compression (1-2 ou a-b) et détente (3-4 ou c-d) d'un mélange biphasique du fluide de travail.

Pour celui de 1er type, plus simple techniquement à mettre en oeuvre, le fluide subit soit une détente isenthalpique (3-4<sub>1</sub>) dans le cas d'un cycle récepteur, ou une compression adiabatique (e-f) du fluide de travail liquide dans le cas du cycle moteur aboutissant alors à un liquide sous-refroidi (f) à l'entrée de l'évaporateur.[33]

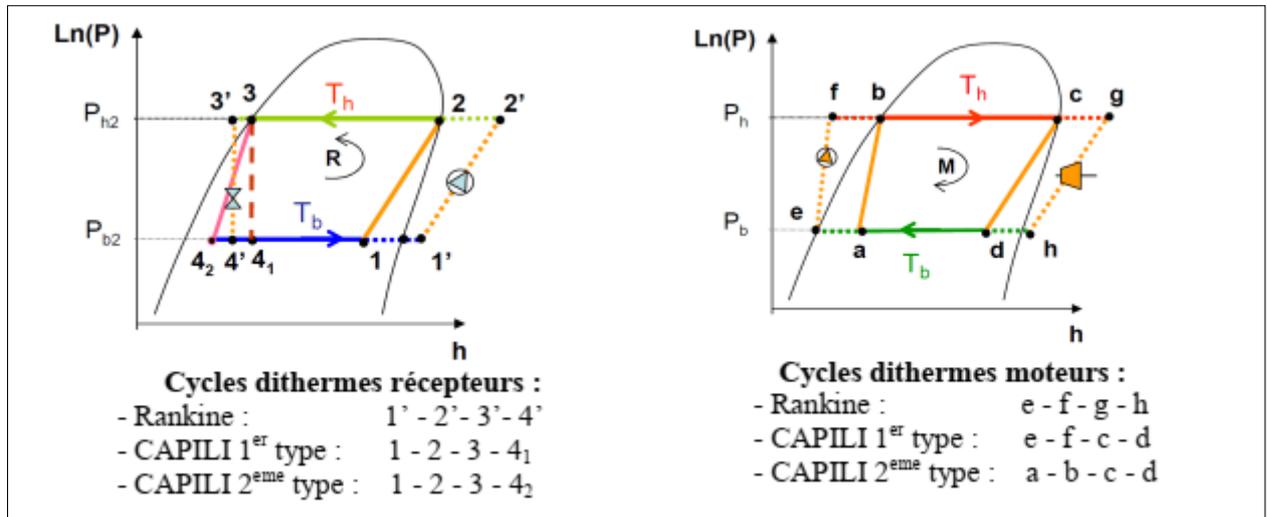


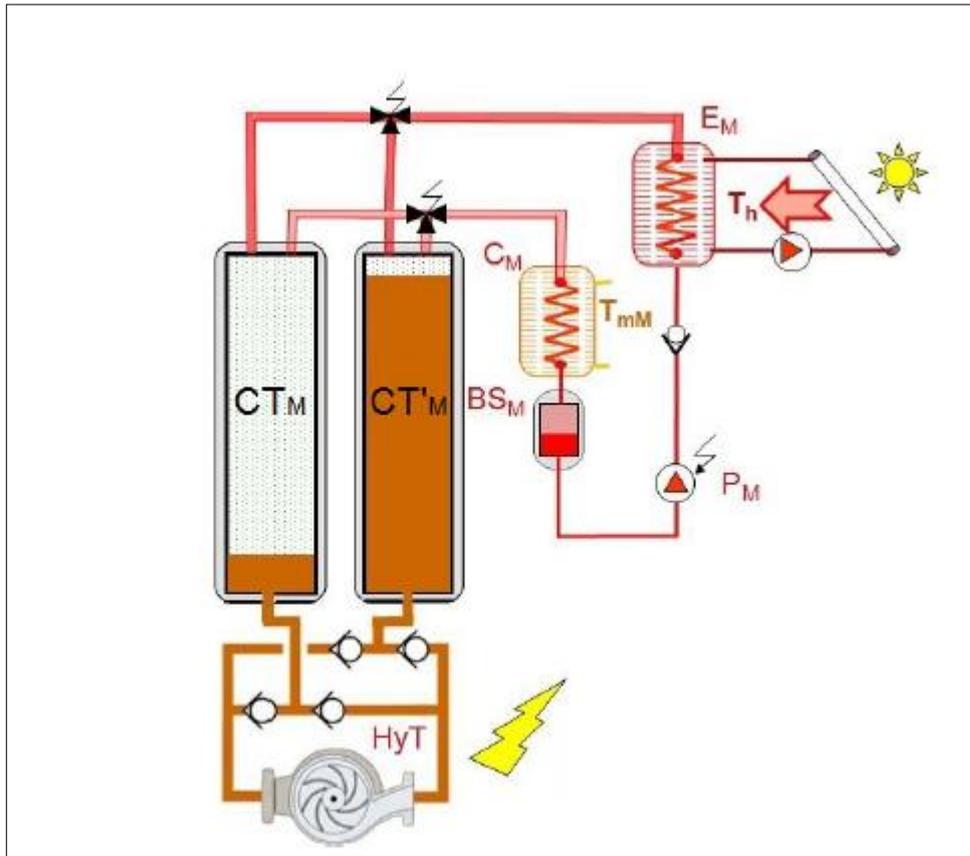
Fig.11— Représentation dans le diagramme de Mollier et comparaison du trajet thermodynamique subi par le fluide travail pour un cycle de Rankine, un cycle CAPILI de 1<sup>er</sup> type et de 2<sup>eme</sup> type, fonctionnant soit en mode moteur soit en mode pompe à chaleur[33]

## 2.7 Les variantes de cycle CAPILI

### Cycles à vapeur CAPILI pour une production électrique par énergie thermique à basse température

Un procédé thermo-hydraulique, appelé CAPILI : c'est un procédé thermo-hydraulique qui peut assurer les besoins d'électricité.

Le procédé thermo-hydraulique CAPILI utilise les mêmes composants thermiques que le procédé CHV3T et permet une production d'électricité via une turbine hydraulique, permettant a priori de meilleures performances que les solutions existantes. Une étude quasi-statique a permis d'estimer les performances potentielles d'un tel système. La turbine hydraulique représente néanmoins un verrou technologique à lever ; en effet, même si les turbines hydrauliques classiques ont de très bons rendements de transformation hydraulique/mécanique, leurs conditions de fonctionnements sont relativement stables, ce qui ne sera pas le cas avec le procédé CAPILI. Une étude a été réalisée avec le laboratoire CREMHyG (à Grenoble) spécifiquement sur la conception et le dimensionnement d'une turbine hydraulique qui serait adaptée à une production électrique de petite puissance .par procédé CAPILI. Les verrous technologiques étant complexes à lever, de bons rendements de transformation hydraulique/mécanique/électrique ne sont pas garantis. [30]



**Fig.12– Schéma de principe du procédé CAPILI 1er type. [30]**

Le schéma de principe de procédé CAPILI ; le cycle moteur est un cycle à vapeur de type Rankine avec un générateur de vapeur EM à hautes pression et température et un condenseur CM à basses pression et température. Le travail du cycle est transmis au liquide de transfert dans les cylindres de transfert (CTM) où il est transformé en électricité via la turbine hydraulique (HyT). Le liquide de transfert à basse pression en sortie de turbine peut chasser les vapeurs basses pressions présentes dans le cylindre de transfert (CT'M) jusque dans le condenseur afin que ces vapeurs soient condensées.

À la différence d'un autre procédé thermo-hydraulique l'avantage du procédé CAPILI qui le rend également plus complexe à mettre en œuvre est la possibilité de récupérer l'énergie de détente des vapeurs à haute pression et ainsi atteindre théoriquement de hauts rendements énergétiques. [31]

Le procédé se décline en deux variantes, le CAPILI dit 1er type, qui est celui présenté précédemment et le CAPILI 2eme type qui doit permettre une meilleure efficacité, proche en théorie de celle de la machine de Carnot. Ces raisons font que la variante de CAPILI 2ème type ne sera pas plus détaillée ni exploitée dans le cadre de cette étude et que par simplification dans la suite de ce chapitre on appellera CAPILI le procédé CAPILI de 1er type. [42]

## 2.8 Cycles CAPILI moteur

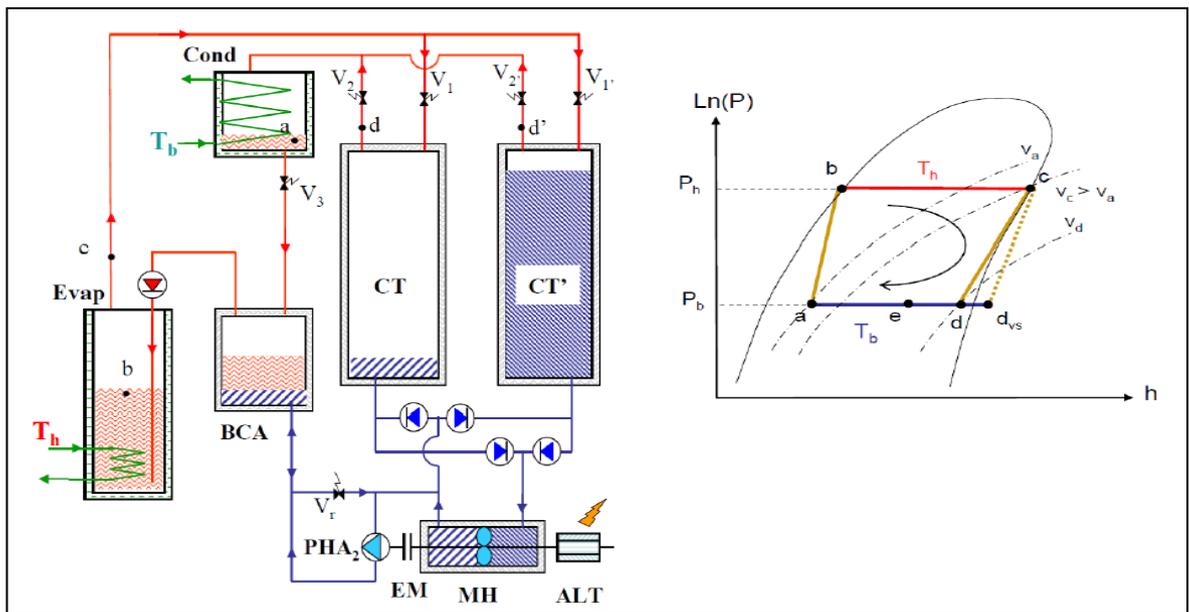


Fig.13— Schéma de principe d'un cycle CAPILI moteur de 2<sup>ème</sup> type [33]

Selon D.Stitou [33], cette variante de 2<sup>ème</sup> type impose une forte contrainte en température, limitant les conditions normales de fonctionnement du cycle. Ainsi, le bilan volumique du LT impose que le volume molaire du fluide de travail, à la sortie de l'évaporateur (point c), soit supérieur ou égale au volume molaire du mélange biphasique (point a) à la sortie du condenseur  $V_c \geq V_a$ .

## 2.9 Procédé CAPILI moteur

Selon les recherches de Trigeat - colloque pi energie 2 – cnrs, nantes [39] le moteur capili utilise deux types de fluides :

Le fluide de travail (WF) et le liquide de transfert de travail LT qui agit comme un piston liquide. L'hydraulique peut être de l'eau ou de l'huile neutre à faible viscosité.

- Un évaporateur (Evap) relié à la source de chaleur au maximum température  $T_h$ .
- Un condenseur (Cond) relié au radiateur en bas température  $T_l$ .
- Deux cylindres de transfert de travail isolés (CT et CT').
- Une turbine hydraulique (HT).
- Un générateur (G).
- Un accouplement mécanique (C).
- Quatre vannes ( $V_{11}$ ,  $V_{11}'$ ,  $V_{12}$ ,  $V_{12}'$ ) pour le fluide de travail et quatre vannes pour le liquide de transfert hydraulique ( $V_{11}$ ,  $V_{11}'$ ,  $V_{1h}$ ,  $V_{1h}'$ ).
- Une pompe à fluide de travail (PAM). [39]

## 2.10 Évaluation des performances de la machine thermo hydraulique [38]

Pour évaluer l'efficacité du cycle thermique de la machine, Il faut d'abord évaluer rendements du cycle thermodynamique

Le cycle moteur d'une machine thermo-hydraulique est similaire au cycle de Carnot et se compose de deux évolutions isentropiques et de deux autres isothermes (Fig.14).

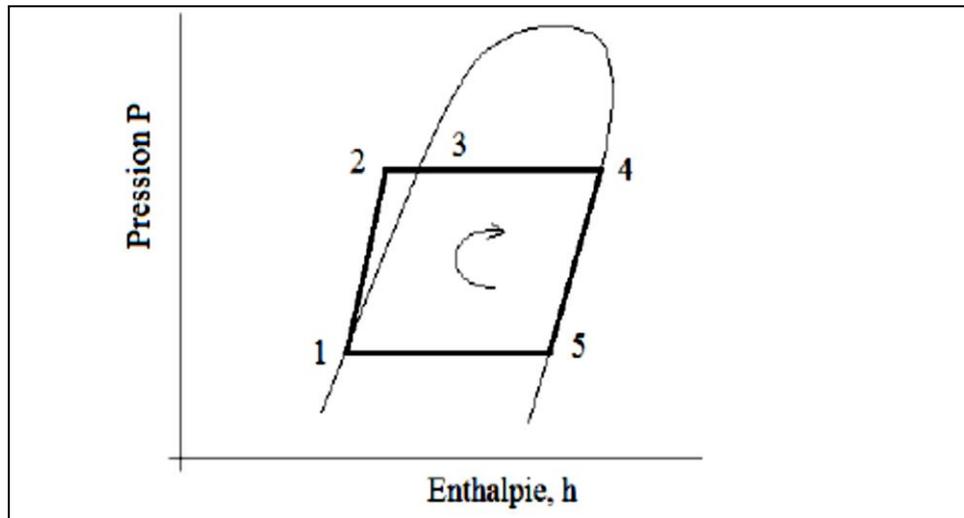


Fig.14— Cycle moteur CAPILI de 1er type. [38]

Comme il est indiqué dans l'article de D ZEBBAR [38], l'application du premier principe permet d'écrire ce qui suit:

$$\Delta u = q + w \quad (3)$$

Avec  $\Delta u = 0$ , on en retrouve :

$$q + w = 0 \quad (4)$$

Le rendement thermique du cycle peut être exprimé comme :

$$\eta_t = \frac{w}{qh} = \frac{qh - ql}{qh} = 1 - \frac{ql}{qh} \quad (5)$$

Où  $ql$  est la chaleur rejetée vers le réservoir froid exprimée comme la différence des enthalpies en 1 et 5 :

$$ql = h_1 - h_5 \quad (6)$$

Et  $qh$  est la chaleur reçue par la machine du réservoir chaud et est exprimée comme la différence des enthalpies en 4 et 2:

$$qh = h_4 - h_2 \quad (7)$$

Enfin, en on retrouve l'expression du rendement en fonction des enthalpies dans les points spécifiques du cycle, soit:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_1 - h_5}{h_4 - h_2} \quad (8)$$

En plus du rendement thermique du cycle, un rendement égal au rapport du rendement thermique et de celui de Carnot et appelé rendement selon la deuxième loi peut être évalué, soit :

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_C} \quad (9)$$

Où  $\eta_C$  est le rendement de Carnot, exprimé en fonction des températures maximale et minimale du cycle:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (10)$$

## 2.11 Les conditions opératoires nominales du cycle CAPILI

Équations impliquant les grandeurs spécifiques du cycle CAPILI

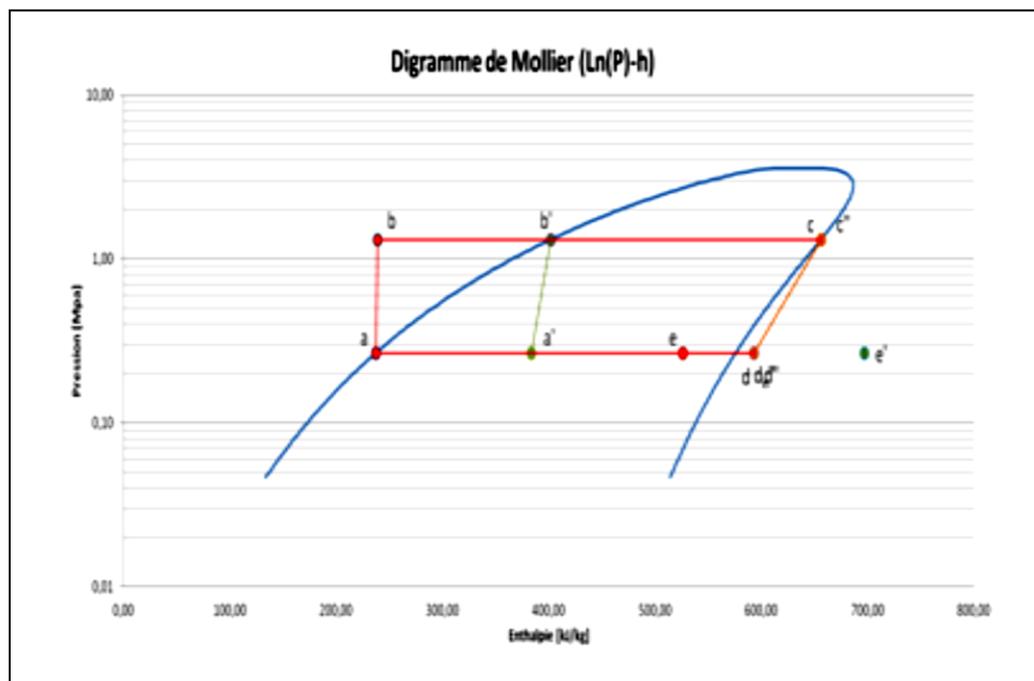


Fig.15– Diagramme de Molier

Tableau 3 – Liste de réfrigérants purs fréquemment utilisés pour la production de froid ou d'électricité par des procédés thermodynamiques. [34]

<b>Fluide de travail</b>	<b>Famille</b>	<b>Courbe de saturation</b>	<b>Point critique</b>	<b>Ch de vaporisation [kJ/kg]</b>	<b>T d'ébullition à 1 atm</b>	<b>ASHRAE Level Voir</b>	<b>OD P</b>	<b>GW P</b>	
<b>R-11</b>	CFC	Isentropique	198	44,1	181,36	23,5°C	A1	1	3660
<b>R-113</b>	CFC	Sec	214	34,4	143,9	47,8°C	A1	0,9	5330
<b>R-22</b>	HCFC	Humide	96	49,9	233,75	-41,5°C	A1	0,034	1710
<b>R-123</b>	HCFC	Isentropique	183,7	36,7	171,5	27,7°C	B1	0,012	53
<b>R-32</b>	HFC	Humide	78	57,8	360,2	-52°C	A2	0	550
<b>R-134a</b>	HFC	Humide	101	40,6	216,97	-26,4°C	A1	0	1320
<b>R152a</b>	HFC	Humide	113	47,6	329,91	-25°C	A2	0	140
<b>R245fa</b>	HFC	Isentropique	154	36,4	197,5	14,6°C	B1	0	1020
<b>R-1233zd</b>	HFO	Sec	165,6	35,7	195,34	18,6°C	A1	0	7
<b>R1234yf</b>	HFO	Isentropique	94	33,8	180,25	-29,4°C	A2L	0	4
<b>R1234z</b>	HFO	Isentropique	109	36,4	195,62	-19°C	A2L	0	6
<b>R1234ze(E)</b>	HFO	Isentropique	150	35,3	9,8°C	A2L	0	<10	
<b>DR-2</b>	HFO	Sec	171,3	29,03	33,4°C	A1	0	9,4	
<b>R290 propane</b>	HC	Sec	96,7	42,5	425,6	-42,1°C	A3	0	20
<b>R600 nbutane</b>	HC	Sec	151	38	385,7	-0,5°C	A3	0	4
<b>R600a isobutane</b>	HC	Sec	134	36,5	365,1	-11,7°C	A3	0	3
<b>R601 n-pentane</b>	HC	Sec	196	33,6	358,7	35,5°C	A3	0	4

## 2.12 Performances du procédé thermo-hydraulique CAPILI en fonctionnement quasi-statique

Une étude quasi-statique de ce système a été effectuée par **Remy Borgogno [35]** pour estimer les performances potentielle.

Ils ont met des hypothèses simples, pour calculer les performances du cycle CAPILI et les comparer à celles du cycle de Rankine qui fait la même fonction de production électrique à partir d'énergie solaire.

Notre travail a porté aussi sur le choix de deux fluides (R1233zd, R-600a ). Le bilan en quasi-statique permet également d'évaluer quel fluide de travail est le plus pertinent et d'avoir une première idée du dimensionnement de certains composants du procédé.

Et comme il est indiqué dans l'article de D Zebbar [39], la machine est plus performante dans la plage de température allant de 60 jusqu'à 120°C avec les fluides frigorigènes R-123, et R-600. Cette étude quasi-statique doit aussi définir les conditions opératoires favorisant le rendement du procédé. Un compromis apparaît nécessaire entre l'élévation du rendement thermodynamique du procédé et la dégradation de celui des capteurs solaires, toutes deux dues à une élévation de la température de la source chaude.

## 2.13 Étude en quasi-statique du procédé CAPILI

La performance du processus CAPLI est évaluée à l'aide des hypothèses simplificatrices suivantes:

- Les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables ;
- L'inertie thermique du système n'est pas prise en compte ;
- Les pertes de charge dues à la circulation des fluides et les pertes thermiques sont négligées
- Les rendements de la pompe et de la turbine sont considérés constants et fixés à 0,6. Le rendement de la turbine hydraulique a été pris volontairement assez faible de manière à prendre en compte, même dans cette étude simplifiée, l'impact négatif du différentiel de pression variable;
- Le rendement de la génératrice incluant son accouplement est constant et fixé à 0,9 ;
- Les volumes des canalisations contenant le fluide de travail sont négligeables ;
- Les variations du nombre de moles de fluide de travail à l'état gazeux dans les évaporateurs, condenseurs et bouteilles séparatrices sont négligeables. Cela revient à considérer que les pressions sont stables dans ces 3 composants et/ou que les volumes gazeux correspondants sont faibles devant le volume d'un cylindre de transfert.



Tableau 4 – Conditions opératoires nominales du cycle CAPILI

Données :	
<b>I :</b>	800 W/m <sup>2</sup>
<b>Surface de collecteur :</b>	20 m <sup>2</sup>
<b>Modèle de collecteur :</b>	VISSMAN - Vitosol 300T
<b>Fluide de travail :</b>	R1233zd
<b>Th :</b>	109,12 °C
<b>Tb :</b>	24,2 °C
<b>Tamb :</b>	10 °C
<b>ηHyT :</b>	0,6
<b>ηPM :</b>	0,9

Pour maximiser les performances du procédé La température Th résulte d'une optimisation à partir des températures des sources et puits de chaleur et des hypothèses retenues, on en déduit les propriétés thermodynamiques du fluide de travail aux différents points (*a* à *e*) du cycle (Tableau IV.2). Pour rappel, dans notre cas le fluide de travail du procédé CAPILI est nécessairement le même que le fluide de travail coté moteur du CHV3T, en l'occurrence le R1233zd, du fait que plusieurs de leurs composants sont mis en commun. De toute façon, ce dernier est un excellent candidat à l'application CAPILI, le R1233zd vient en remplacement du R123, qui était déjà un fluide très prisé pour les applications ORC comme il a dit **H. Semmari**. À cela se rajoute son très faible impact sur l'environnement ainsi que son inflammabilité nulle et sa non-toxicité. [33]

Tableau 5 – Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle CAPILI [33]

	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>c</b>	<b>d</b>	<b>e</b>
<b>T (°C)</b>	24,20	25,09	109,12	35,76	24,20
<b>P (MPa)</b>	0,1260	1,2650	1,2650	0,1260	0,1260
<b>h (kJ/kg)</b>	229,87	231,37	475,99	431,73	412,56
<b>s (kJ/kg,K)</b>	1,10	1,11	1,78	1,78	1,72
<b>u (kJ/kg)</b>	229,77	230,37	457,78	412,90	395,45
<b>v (m<sup>3</sup>/kg)</b>	0,00079	0,00079	0,01440	0,14945	0,13584
<b>qualité</b>	SubcooledLiq	SubcooledLiq	1,00	Superheate dVap	0,95

Dans ces conditions, le rendement thermique  $\eta_{th}$  du procédé CAPILI atteint une valeur très importante (17,48%) due à la détente considérée isentropique du fluide de travail qui s'effectue dans les cylindres de transfert.

D'autre part, **H. Semmari** [33] a comparé ce procédé par celle du cycle organique de Rankine la turbine à vapeur a un rendement isentropique de 70% et avec les mêmes conditions de travail, le rendement thermique atteindrait 12,05%.

Cependant, cette haute efficacité thermique du cycle CAPILI doit être atténuée car la détente de la vapeur ne sera pas parfaitement isentropique, et il est aussi nécessaire de prendre en compte le rendement de la chaîne de transformation hydraulique/mécanique/électrique de la turbine associée à la génératrice.

## 2.14 Choix du fluide de travail

Notre choix se concentre sur ces deux fluides qui sont le R123 et R600a (isobutane).

Le fluide frigorigène est l'élément le plus important d'un système hydraulique. Choisir le bon fluide est essentiel pour garantir les meilleures performances et l'efficacité du système. Chaque fluide possède ses propres caractéristiques du point de vue de la viscosité, des conditions d'utilisation appropriées, des propriétés anti-usure, etc.

Pour un bon choix du fluide frigorigène, les critères suivants doivent être pris en compte en termes d'importance

- 1- Le fluide choisi ne doit pas être interdit par les réglementations nationales,
- 2- les fluides frigorigènes doivent avoir des chutes d'enthalpies considérables, dans le dispositif de détente. Des différences d'enthalpies élevées signifient des puissances et des rendements élevés;
- 3- le fluide frigorigène est facilement maniable à la température ambiante;
- 4- les fluides isentropiques sont les plus appropriés du moment où les surchauffes ne sont pas prévues pour la machine thermo hydraulique;
- 5- une chaleur latente importante du fluide frigorigène permet d'obtenir des équipements moins encombrants ;

## 2.15 Le fluide R123

Ce fluide a été motivé par l'intérêt porté par **Borgogno** dans son travail. Il est utilisé en conditionnement d'air industriel et en climatisation de bâtiment pour le refroidissement des eaux et fluides intermédiaires, dans des installations à grande puissance équipées de compresseurs centrifuges .

## 2.16 Turbine hydraulique adaptée au cycle thermo-hydraulique

Les turbines hydrauliques classiques sont conçues pour travailler avec un différentiel de pression relativement constant à leurs bornes. En effet la hauteur d'eau au sein des barrages varie relativement peu. À l'inverse le procédé CAPILI met en jeux deux phases distinctes, une première à différentiel de pression  $\Delta P_{\max}$  à peu près constante et une seconde avec un différentiel décroissant continûment de  $\Delta P_{\max}$  à un  $\Delta P$  nul. Ces deux phases se succèdent cycliquement, ce qui implique un dimensionnement particulier de la turbine dans le but de maximiser le rendement de conversion hydraulique/mécanique/électrique. Or, estimer le rendement d'une turbine hydraulique de petite puissance sous un différentiel de pression variable s'avère extrêmement compliqué. [33]

## 2.17 Conditions de fonctionnement

Pour une turbine classique, ce sont principalement le débit et le différentiel de pression exploitable qui définissent son fonctionnement et conditionnent son dimensionnement.

Dans le cas du procédé CAPILI, les pressions aux bornes de la turbine hydraulique dépendent directement des températures des sources et puits de chaleur, tandis que le débit de liquide de transfert et la durée des phases à différentiel de pression constant ou décroissant dépendent entre autres de :

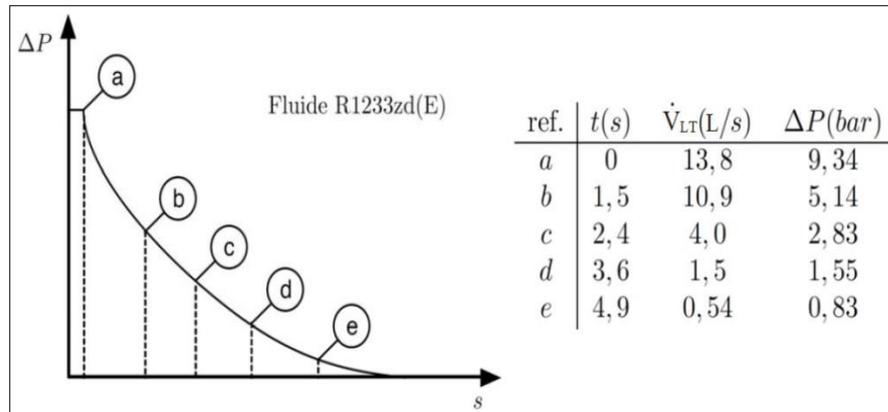
- La puissance de la source de chaleur exploitable.
- Le fluide de travail utilisé.
- Le volume des cylindres de transfert.

Alors que le fluide de travail et le volume des cylindres de transfert sont fixés, la puissance exploitable et les températures de fonctionnement dans le cas d'applications solaires sont fortement variables. Afin de définir un premier dimensionnement de la turbine hydraulique un fonctionnement nominal constant a été défini, à savoir :

- Puissance électrique moyenne sur un cycle : 1kW
- Surface de capteurs solaires : 20m<sup>2</sup>
- Températures du fluide de travail au générateur de vapeur et au condenseur :  $T_h \approx 100$  °C et  $T_b \approx 30$  °C.
- Fluide de travail : R1233zd.
- Volume des cylindres de transfert : 20 litres.

Le volume des cylindres de transfert de 20 litres, choisi à l'origine de cette étude, résulte d'un compromis entre l'encombrement du procédé et des durées de phases du cycle pas trop courtes.

Ces paramètres ont été intégrés à l'étude quasi-statique du procédé CAPILI pour permettre de définir un premier profil de variation de différentiel de pression aux bornes de la turbine, étape nécessaire à l'estimation du travail hydraulique exploitable par la turbine (Figure IV-4). Les détails des équations utilisées pour ces calculs sont données .



**Fig.17— Conditions opératoires de la turbine hydraulique pendant un cycle du procédé CAPILI, pour des CT de 20 L chacun.**

La Fig.3.3 montre très clairement que la première phase du procédé CAPILI, qui consiste à envoyer une certaine quantité de vapeur à pression constante dans le cylindre de transfert (CT), est courte comparée à la seconde, qui consiste à isoler ce CT de l'évaporateur pour récupérer l'énergie de la détente supposée isentropique de la vapeur.

Durant cette seconde phase, la quantité de travail hydraulique potentiellement récupérable est relativement importante ; la gaspiller comme cela est envisagé avec d'autres procédés thermo-hydrauliques étudiés précédemment dégraderait nettement les performances énergétiques du cycle. En effet l'énergie à la détente représente plus de la moitié de l'énergie récupérable. Mais c'est

également cette phase qui rend nettement plus complexe la récupération de cette énergie avec un rendement de transformation acceptable. Comme la Figure IV-4 le montre, les pressions et débits durant cette phase varient de manière importante sur une durée relativement courte ( $\approx 5$  secondes par demi-cycles dans le cas le plus défavorable).

C'est à partir de ces données que le CREMHyG a travaillé au dimensionnement d'une turbine hydraulique qui maximiserait le rendement de transformation sur l'ensemble du demi-cycle – en particulier pendant la phase à  $\Delta P$  décroissant – à travers différentes stratégies en agissant sur :

- Le profil des pales de la turbine.
- La possibilité de modifier en continu le distributeur hydraulique.
- La possibilité de moduler la charge électrique de la génératrice.

**Tableau 6 – le rendement thermique et le rendement selon la deuxième loi en fonction de la température**

T°C	$\eta_c$	R-123		R-134a		R-600a		R600		R22		R12	
		$\eta_{th}$	$\eta_{II}$										
60	0.09	0.089	0.977	0.067	0.744	0.089	0.988	0.081	0.9	0.066	0.733	0.053	0.588
65	0.103	0.097	0.941	0.062	0.601	0.099	0.961	0.1	0.970	0.06	0.582	0.063	0.611
70	0.116	0.098	0.844	0.052	0.448	0.114	0.982	0.107	0.922	0.044	0.379	0.056	0.482
75	0.129	0.102	0.790	0.047	0.364	0.122	0.945	0.126	0.976	0.029	0.224	0.035	0.271
80	0.141	0.102	0.723	0.0397	0.281	0.139	0.985	0.136	0.964	0.005	0.035	0.02	0.141
85	0.153	0.103	0.673	0.02	0.130	0.149	0.973	0.143	0.934	-	-	0.002	0.013
90	0.165	0.104	0.630	-	-	0.157	0.951	0.159	0.963	-	-	-	-
95	0.176	0.104	0.590	-	-	0.167	0.948	0.173	0.982	-	-	-	-
100	0.187	0.105	0.561	-	-	0.173	0.925	0.177	0.946	-	-	-	-
105	0.198	0.106	0.535	-	-	0.158	0.797	0.188	0.949	-	-	-	-
110	0.208	0.106	0.509	-	-	0.162	0.778	0.194	0.932	-	-	-	-
115	0.219	0.108	0.493	-	-	0.162	0.739	0.2	0.913	-	-	-	-
120	0.229	0.11	0.480	-	-	0.158	0.689	0.203	0.886	-	-	-	-

## 2.18 Production électrique par cycle organique de Rankine

Le procédé CAPILI ne permettant pas actuellement d'obtenir des rendements convenables, une seconde solution mettant en œuvre un cycle organique de Rankine est ici étudié. Également adaptable au procédé CHV3T, elle permet de conserver la fonctionnalité de trigénération, c'est-à-dire d'assurer les fonctions chauffage et climatisation avec la possibilité de produire de l'électricité à partir d'énergie solaire à basse température. [39]

## 2.19 Conclusion

Une étude générale d'un nouveau procédé (CAPILI) a été présentée dans ce chapitre.

Stitou D indique dans ses recherches que cette étude doit se poursuivre par le développement d'un modèle simplifié en régime dynamique afin d'estimer plus précisément les performances du procédé, en tenant compte d'un rendement réaliste de pompe hydraulique, de la qualité des échanges thermiques au niveau de l'évaporateur et condenseur, du volume des cylindres de transfert, de l'influence de la membrane séparatrice placée dans ces cylindres. Il permettra aussi de proposer un dimensionnement et des solutions technologiques compatibles avec les contraintes auxquelles sont soumis les systèmes embarqués : volume, poids, tenue mécanique aux vibrations et forces inertielles. [33]

Les procédés thermo-hydrauliques pourraient être un bon moyen de répondre aux différents besoins de l'habitat en ayant recours principalement à des sources d'énergies renouvelables disponibles localement. L'utilisation d'un "piston liquide" permettrait d'accroître l'efficacité de la chaîne de conversion entre la partie motrice (coproduction de travail et de chaleur) et la partie réceptrice (consommation du travail et production de chaleur utile et/ou de froid).

Enfin, il semble que la machine en mode moteur atteigne des valeurs des rendements thermique, de Carnot et selon la deuxième loi de la thermodynamique maximales et égales respectivement à 20,3%, 23% et 88% pour des températures du condenseur et de l'évaporateur respectivement égales à 30°C et 120°C.

## *Chapitre 3.*

### *Cylindre de transfert*

**Introduction:**

Une recherche technologique a été menée sur le cylindre de transfert qui est le composant spécifique de ces systèmes thermo-hydrauliques. Des expériences avaient montré qu'une dissolution même très faible du fluide de travail dans le liquide de transfert induisait des émulsions problématiques pendant certaines phases du cycle. Un cylindre de transfert adapté, avec une membrane séparant les deux fluides a été conçu et réalisé en quatre exemplaires. Pour le sous-système de production électrique une solution alternative a consisté à réaliser un cycle de Rankine organique, plus classique, mais qui partage néanmoins le même fluide de travail que le fluide moteur du CHV3T et les mêmes évaporateur et condenseur. [40]

**3.1 Les cylindres de transferts :**

À travers les solutions proposées précédemment, on constate que le cylindre de transfert nécessite d'être complètement redéfini afin de pallier un certain nombre de problèmes technologiques sans que cela n'altère son rôle principal de "piston hydraulique" nécessaire au transfert de travail de la partie motrice vers la partie réceptrice. Ces réflexions nous ont permis d'élaborer un nouveau cahier des charges qui, avec l'aide d'industriels tel que EFFBE (Habsheim)

Pour la conception des membranes et SAMM (Saint Sorlin en Valloire) pour l'aspect chaudronnerie, et avec l'aide de l'ingénieur SATT mis à disposition du projet, nous a permis de concevoir des cylindres de transfert répondant à toutes ces contraintes. La membrane développée en collaboration avec la société EFFBE est composée d'une matrice en tissu, enrobée de part et d'autre d'un élastomère spécialement choisi pour sa compatibilité avec les fluides de travail envisagés. Avec une épaisseur totale de 0,5mm, cette membrane est à la fois souple et résistante de manière à pouvoir se déformer sans effort. Cette membrane est pincée sur sa circonférence entre les deux moitiés du corps de cylindre. Deux bossages successifs présents sur tout le contour de la moitié inférieure du corps de cylindre permettent de créer une contrainte locale sur la membrane et assure l'étanchéité avec l'extérieur. Au centre de la membrane, un trou permet l'intégration de l'assiette sur laquelle est vissé le tube de guidage. En position haute et basse, l'assiette est reçue par des obturateurs inférieur et supérieur.

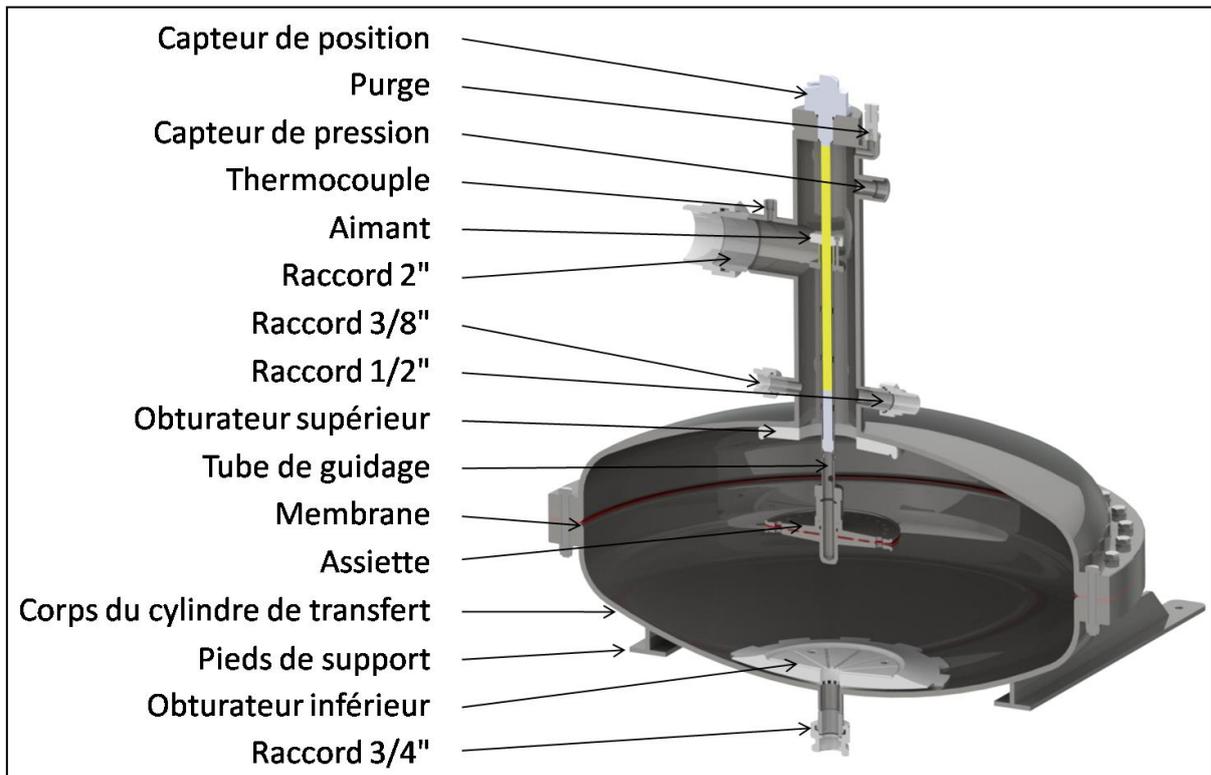


Fig.18— Représentation du cylindre de transfert et détails de sa composition [40]

Ces obturateurs ont plusieurs fonctions : guider le tube de guidage en fin de course, orienter parfaitement l'assiette et limiter les volumes morts côté gaz en épousant presque parfaitement la forme de la membrane. L'obturateur inférieur est également conçu pour permettre l'écoulement des condensats, mais cela induit un léger volume mort. Afin de mesurer le déplacement de la membrane, le tube de guidage est équipé d'un aimant, le tout coulissant autour d'un capteur magnétostrictif qui mesure le déplacement de l'aimant avec une précision d'un demi-millimètre. S'ajoute à cela l'instrumentation nécessaire au suivi et au contrôle du fonctionnement du procédé, thermocouple sur le liquide de transfert et mesure de pression. Pour plus d'informations sur les cylindres de transfert, se reporter aux annexes correspondantes. [34]

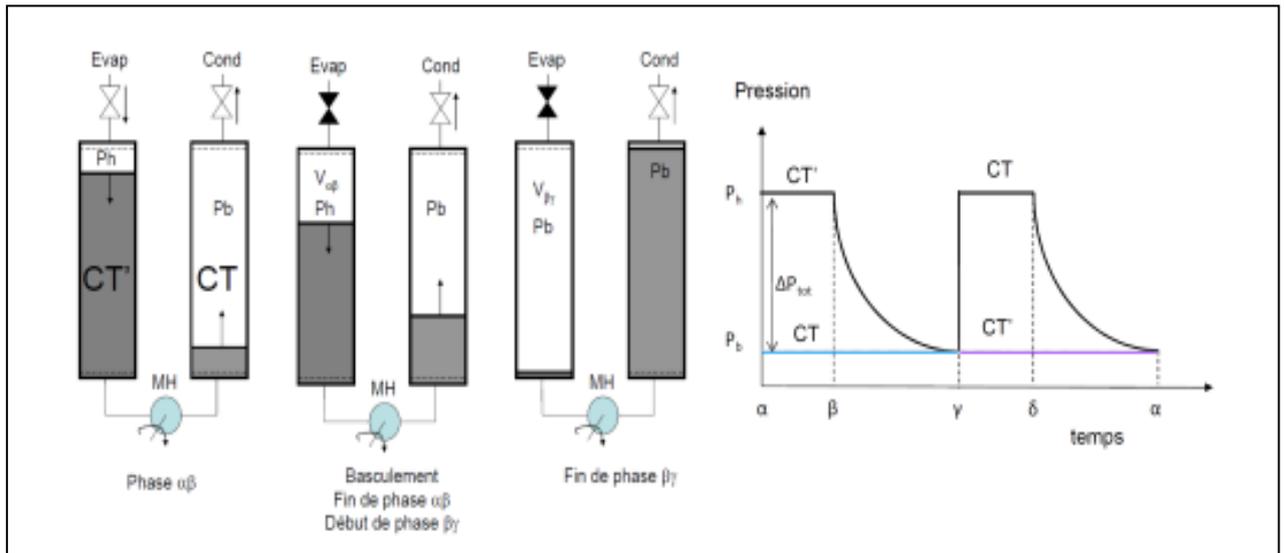
Le processus thermohydraulique est caractérisé par la manière dont le travail est transportée à l'intérieur des cylindres de transfert (CT) grâce au déplacement d'un piston liquid qui est le fluide de travail (de transfert) , ce fluide de transfert est en fait un liquide, donc incompressible.

Et comme il est indiqué dans la thèse de **Rémy BORGOGNO** [34]. Si deux de ces cylindres de transfert contenant chacun un fluide de travail à l'état gazeux sont reliés ensemble via le liquide de transfert, le déplacement de ce dernier d'un cylindre à l'autre correspond à un transfert de travail avec un différentiel de pression très faible (aux pertes de charge près).

C'est ce principe qui est utilisé pour transférer le travail de la partie motrice vers la partie réceptrice avec une efficacité *a priori* supérieure aux systèmes conventionnels. En effet le couplage mécanique entre un ORC et une pompe à chaleur par exemple engendre une chaîne de conversion peu efficace ; même chose avec le couplage entre une installation photovoltaïque et une pompe à chaleur. Dans le cas de la transformation thermo-hydraulique le rendement d'accouplement est a priori très élevé, car les pertes de charge dues au déplacement du piston liquide sont faibles devant les frottements piston/cylindre d'un compresseur classique et le rendement volumétrique est égal à l'unité. Évidemment l'efficacité globale de la chaîne de transformation complète entre les différentes sources et puits de chaleur doit prendre aussi en compte les rendements de conversion thermique/hydraulique des cycles moteur et récepteur. Ces rendements en fonction de la variante du procédé CHV3T. Néanmoins, l'utilisation de cylindres de transfert implique un fonctionnement discontinu du procédé. En effet, une fois que le liquide de transfert s'est déplacé du cylindre moteur  $CT_M$  au cylindre récepteur  $CT_R$  il est nécessaire de ramener ces cylindres à leur états initiaux. Cela ne peut se faire qu'à l'aide d'un jeu de vannes impliquant un fonctionnement en plusieurs étapes. C'est principalement ce fonctionnement discontinu qui va indirectement affecter les performances du système. [35]

Les cylindres de transfert ne sont pas isolés pendant la phase de transfert de travail. Ceux-ci sont connectés via les fluides de travail respectifs aux échangeurs de chaleur, un évaporateur d'un côté et un condenseur de l'autre. Il en résulte un transfert isobare du fluide de transfert d'un cylindre vers l'autre. Les fluides de travail sont différents dans la partie motrice et la partie réceptrice. Ceux-ci sont choisis en fonction de leurs pressions d'équilibre aux températures des sources et puits de chaleurs imposées au procédé. Ainsi, la pression d'équilibre  $P_h$  du fluide de travail moteur ( $w_{FM}$ ) à  $T_h$  est égale à la pression d'équilibre du fluide de travail récepteur ( $w_{FR}$ ) à  $T_{mR}$ . On retrouve la même correspondance à la pression  $P_b$  entre  $w_{FR}$  à  $T_b$  et  $w_{FM}$  à  $T_{mM}$ . Il est ainsi possible de piloter thermiquement le transfert du fluide entre les cylindres de transfert par le contrôle des 3 niveaux de température, à savoir :  $T_h$  la source chaude,  $T_b$  la source froide et  $T_m$  le puits de chaleur intermédiaire.

Avant de formuler le système d'équation à résoudre, il convient de reformuler le problème en faisant abstraction des grandeurs extensives, telles que le volume, la masse ou le nombre de moles des fluides moteurs et récepteurs. En effet, les variables intensives caractérisant l'état thermodynamique résultant du processus de détente/compression ne sauraient dépendre des quantités de matières exactes mises en jeu, mais seulement des rapports prenant part aux différentes transformations. [32]



**Fig.19— Gestion des cylindres de transfert sur un demi-cycle et évolution schématique de leurs pressions au cours d'un cycle complet (phases  $\alpha\beta$ ,  $\beta\gamma$ ,  $\gamma\delta$  et  $\delta\alpha$ ) [34] [42]**

Dans le cas du procédé CAPILI, les pressions aux bornes de la turbine hydraulique dépendent directement des températures des sources et puits de chaleur, tandis que le débit de liquide de transfert et la durée des phases à différentiel de pression constant ou décroissant dépendent entre autres de :

- La puissance de la source de chaleur exploitable.
- Le fluide de travail utilisé.
- Le volume des cylindres de transfert. Le fluide de travail et le volume des CT sont fixés

La puissance exploitable et les températures de fonctionnement dans le cas d'applications solaires sont variables.

Afin de définir un premier dimensionnement de la turbine hydraulique un fonctionnement nominal constant a été défini, à savoir :

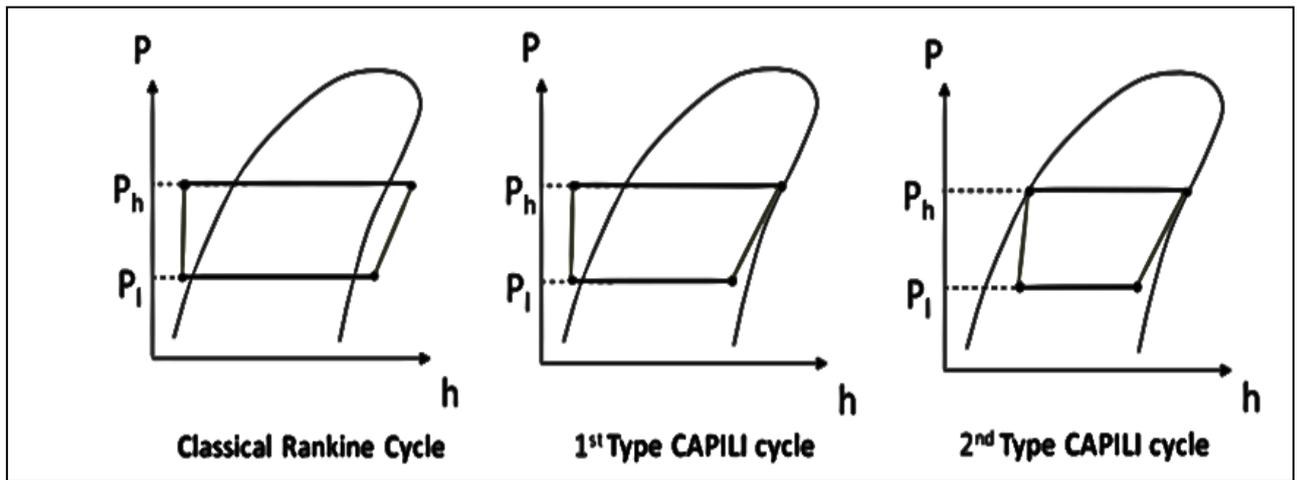


Fig.20— Représentation des cycles CAPILI de 1er et 2e types et cycle de Rankine [41]

On utilise la différence de température qui existe entre la couche supérieure chaude et l'eau de la mer profonde froide de l'océan pour produire de l'électricité grâce à un moteur thermique [2].

Pour être rentable et suffisamment efficace, OTEC plante nécessite une différence de température minimale d'environ 20 C. [40]

Les caractéristiques globales les plus importantes sont la hauteur, le débit et le rendement. En négligeant les pertes, la hauteur peut être exprimée à partir de l'équation de Bernoulli, écrite sur une ligne de courant moyenne de l'entrée 1 à la sortie 2:

$$H = \left( \frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + z \right)_2 - \left( \frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + z \right)_1 \quad (12)$$

La puissance reçue par le fluide est définie comme la puissance hydraulique et elle est calculée par :

$$p_h = \rho g Q_v H \quad (13)$$

On détermine le rendement global  $\eta$  de la machine comme le rapport entre l'énergie apportée au fluide et la puissance mécanique absorbée :

$$\eta = \frac{\rho g Q_v H}{P_a} \quad (14)$$

où  $P_a$  est la puissance mécanique absorbée, il y a trois groupes des pertes: hydrauliques, volumétriques et mécaniques. Ces trois types de pertes sont à l'origine de trois rendements internes. Le rendement hydraulique  $\eta_h$  définit le rapport entre la hauteur réelle fournie par la

machine et la hauteur idéale . Il tient compte des pertes par frottement et par désadaptation du débit :

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \quad (15)$$

Le rendement volumétrique  $\eta_v$ :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_{vf}} \quad (16)$$

$Q_{vf}$ :le débit total de fuite.

Le rendement mécanique  $\eta_m$ :

$$\eta_m = \frac{p_a - p_m}{p_a} \quad (17)$$

$P_m$  la perte mécanique totale.

La résolution de ces équations est accompagnée d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la décomposition des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante.

### 3.2 Choix du moteur hydraulique

#### Vitesse de rotation

$$N = \frac{Q * 1000}{cyc} \quad (18)$$

Q:Le débit (l/m)

N: Vitesse de rotation(tr/min)

Cyc: cylindrée du moteur.( $m^3/tr$ )

**Puissance** : La puissance hydraulique nécessaire pour assurer le fonctionnement du moteur.

$$p = \frac{Q * \Delta p}{60000} \quad (19)$$

P: la puissance hydraulique (W)

$\Delta p$ : pression coté refoulement (pa)

Q: le débit (l/min)

La masse  $m_R$  de fluide de travail présente dans le cylindre de transfert récepteur peut être évaluée de deux façons :

$$m_R = \rho_1 V_R \quad (20)$$

$$m_R = \rho_{1m}(V_R - \Delta V)$$

La masse de fluide de travail dans le cylindre de transfert coté moteur est :

$$m_M = \rho_{cm} V_M \quad (21)$$

$$m_M = \rho_c(V_M - \Delta V)$$

Ces quatre relations peuvent être combinées pour faire apparaître les rapports de masse requis entre les deux cylindres de transfert, sachant que par construction  $V_R = V_M$  :

$$\frac{\rho_1}{\rho_{cm}} = \frac{m_R}{m_M}$$

$$\frac{\rho_{1m}}{\rho_c} = \frac{m_R}{m_M}$$

La conservation du volume total :

$$\Delta D = \rho_{1m}\rho_{cm} - \rho_1\rho_c = 0 \quad (22)$$

Il n'y a pas un échange de chaleur et de travail entre les deux cylindres de transfert et l'environnement, équation porte sur la conservation de l'énergie interne totale des 2 cylindres de transfert est donc :

$$m_E[u_{1m}(p_m, \rho_{1m}) - u_1] + m_M[u_{cm}(p_m, \rho_{cm}) - u_c] = 0 \quad (23)$$

la production d'entropie  $\Delta S_m$  du système complet (CTR + CTM) au cours des transformations  $l \rightarrow lm$  et  $c \rightarrow cm$ .

$$m_E[u_{1m}(p_m, \rho_{1m}) - u_1] + m_M[u_{cm}(p_m, \rho_{cm}) - u_c] = 0$$

$$\Delta S_m = m_R[S_{1m}(p_m, \rho_{1m}) - S_1] + m_M[S_{cm}(p_m, \rho_{cm}) - S_c] = 0$$

Pour un écoulement:

- d'un fluide *incompressible* (on peut considérer que la masse volumique reste constante)
- irrotationnel (le rotationnel de la vitesse du fluide est nul, ce qui traduit un écoulement non tourbillonnaire, ce qui revient à dire que le champ de vitesse dérive d'un potentiel)
- d'un fluide *parfait* (les effets visqueux sont négligeables et pas de pertes de charges)

Alors, en régime permanent, le long d'une ligne de courant, et si l'on néglige les transferts de chaleur, on vérifie :

$$\frac{v^2}{2 \cdot G} + z + \frac{p}{\rho g} = cst \quad (24)$$

$p$  : la pression en un point (en Pa ou  $N/m^2$ )

$\rho$ : la masse volumique ( $kg/m^3$ )

$v$  : la vitesse du fluide (m/s)

$g$  : l'accélération de la pesanteur ( N/kg )

$z$  : l'altitude

On trouve souvent d'autres formulations du théorème de Bernoulli dans des contextes plus généraux.

- Pour des fluides compressibles :

Lorsque les effets de compressibilité dans un fluide ne sont plus négligeables (vitesse des particules de fluide comparable à la vitesse du son dans le fluide), il devient nécessaire d'apporter une correction au terme caractérisant l'énergie potentielle élastique du fluide, dans le cas idéal d'un gaz parfait on a :

$$\frac{v^2}{2g} + z + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{p}{\rho g} \right) = cst \quad (25)$$

où  $\gamma$  est le rapport des capacités calorifiques du fluide :  $C_p/C_V$  .

- Formulation thermodynamique :

$$\frac{v^2}{2g} + z + \frac{h}{g} = cst$$

Où  $h$  désigne l'enthalpie spécifique (i.e. par unité de masse).

$$h = U + \frac{p}{\rho}$$

(  $U$  désigne l'énergie interne spécifique du fluide.)

### Échange d'énergie

Dans le cas d'un écoulement d'un point A vers un point B avec échange d'énergie (présence d'une pompe ou d'une turbine), dans notre cas on a 2 cylindres l'expression devient :

$$\frac{I}{2}\rho \cdot v_A^2 + P_A + \rho \cdot g \cdot z_A + \frac{P}{Q_v} = \frac{I}{2}\rho \cdot v_B^2 + P_B + \rho \cdot g \cdot z_B \quad (26)$$

$Q_v$  : représente le débit-volume du fluide (en m<sup>3</sup>/s)

$P$  représente la puissance (en watt) de la machine.  $P > 0$  dans le cas d'une pompe (la puissance est reçue par le fluide) et  $P < 0$  dans le cas d'une turbine (la puissance est fournie par le fluide).

Cette équation traduit en fait le bilan de l'énergie :

- 1- la densité volumique d'énergie cinétique (énergie cinétique par unité de volume,  $m$  étant la masse du volume  $V$  de fluide) :

$$e_c = \frac{1}{v} \cdot \frac{I}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{I}{2} \cdot \rho \cdot v^2$$

La loi de bilan s'écrit donc:

$$e_c + e_z + e_p = cst \quad (27)$$

### 3.3 Calcul des différents paramètres du cylindre

Le calcul des différents états dans le cylindre de transfert résulte d'un système de 4 équations correspondant à la détente isentropique 3-4, à la compression 1-2, au bilan d'énergie résultant

du mélange entre l'air dans le cylindre à la température maximale et l'air admis (transformation 2-3), au bilan d'énergie correspondant à l'échappement à une température variable pendant la transformation 4-1

La températures d'évaporation et de condensation constantes, en l'occurrence  $T_b=12^\circ\text{C}$  et  $T_{mR}=35^\circ\text{C}$ , avec un volume de cylindre de transfert  $V_{CT} = 40\text{L}$ .

Soit à basse température (0—10c)

Soit à haute t (80—90)

Volume 20—40L

P=1 à 15bar

**Tableau 7 — Exemple de dimensionnement d'un cylindres de transfert de chaleur/de refroidissement**

<b>cylindres de transfert de chaleur/de refroidissement</b>	
<b>Diamètre</b>	100 – 2000 mm
<b>Longueur des ballots</b>	300 – 5000 mm

### 3.4 Bilan thermique dans le cylindre :

$$Q_m \Delta \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = P + \Phi_{th} \quad (28)$$

Le fluide étant parfait son écoulement ne dissipe pas d'énergie : il n'y a donc pas de transfert thermique. Par ailleurs, l'énergie interne massique -en tant que fonction de la température et de la masse volumique- est constante pour une évolution isotherme incompressible.

Ainsi

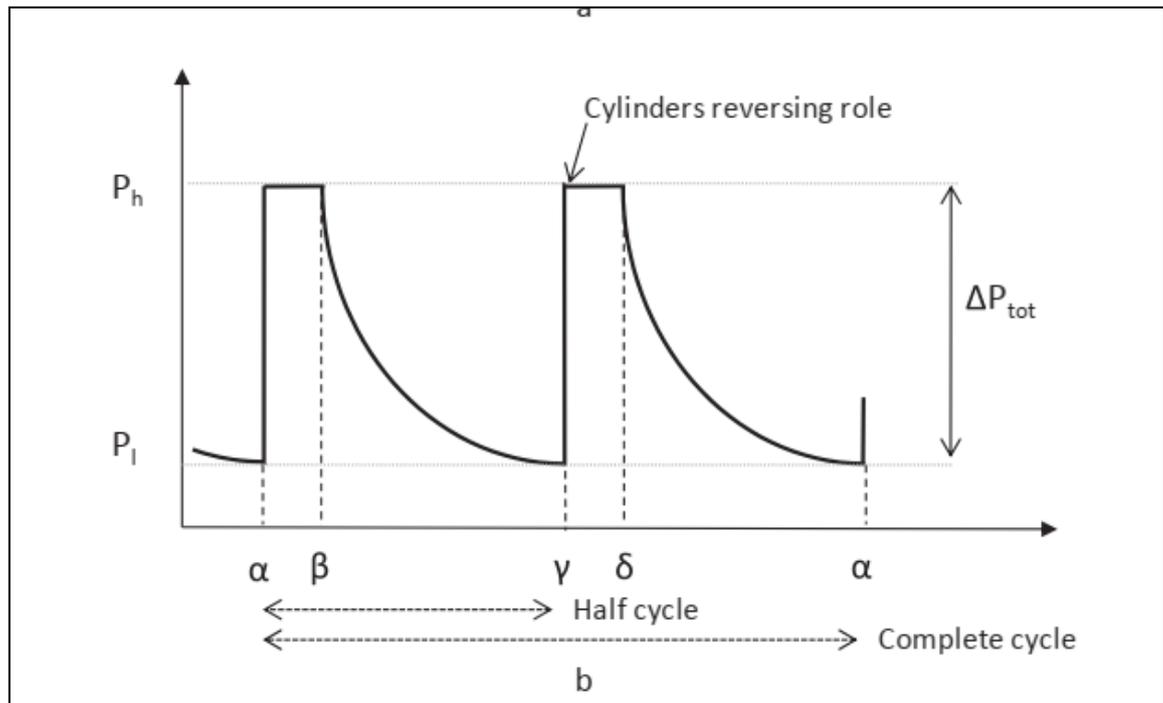
$$\Delta H = \Delta(p/\mu) = \Delta P/\mu \Delta H = \Delta(P/\mu) = \Delta P/\mu.$$

En multipliant l'équation bilan par :

$$\mu/Qm = 1/Qv\mu/Qm = 1/Qv,$$

on trouve l'équation de Bernoulli qui traduit en fait la conservation de l'énergie mécanique:

$$(p_B + 1/2 \mu \left[ \frac{v^2}{g} \right]_B) = (p_A + 1/2 \mu \left[ \frac{v^2}{g} \right]_A) + P/Q_v$$



**Fig.21—Déroulement schématique des étapes et avec l'ouverture de vanne correspondante, (b) évolution de la pression de fonctionnement dans les cylindres de transfert selon les différentes phases du cycle CAPILI. [34]**

Le calcul des performances du cycle moteur de la machine a été fait selon les fluides frigorigènes R123 et R-600.

Les condenseurs et les évaporateurs sont des échangeurs de chaleur à contre-courant en utilisant le R123 comme fluide de travail. Les évaporateurs et les condenseurs sont des échangeurs de chaleur ayant des comportements thermiques différents. Dans le cadre d'un prédimensionnement du système, il est nécessaire de définir un modèle permettant d'évaluer les températures d'entrée et de sortie des fluides chaud et froid les traversant. La Figure II-7 schématise l'évolution des profils de température le long du parcours fluide, en supposant que les échangeurs sont disposés dans une configuration contre-courant et selon les hypothèses suivantes :

- Pas de surchauffe des vapeurs ni sous refroidissement du liquide dans le condenseur.

- Pas de surchauffe dans l'évaporateur. [34]

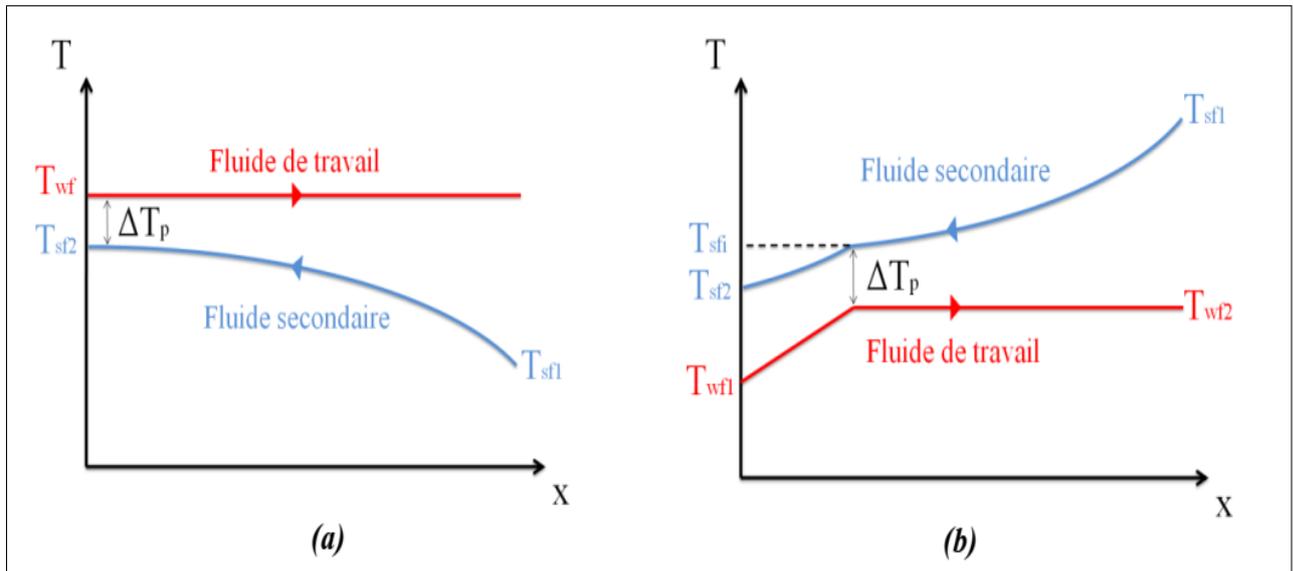


Fig.22— Modélisation des échangeurs thermiques, (a) Condenseur, (b) Évaporateur [34]

### 3.5 Température d'évaporation

On a choisi une température de  $95^{\circ}$

Tableau 8 — Différents rendements pour le R123 en fonction de la température  $T_1$

$T_1$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$P_1$ (bar)	$\eta_{th}$	$\eta_c$	$\eta_{\Pi}$
50	2,1	0,156	0,157	0,994
55	2,4	0,140	0,144	0,973
60	2,9	0,123	0,131	0,941
65	3,3	0,108	0,117	0,919
70	3,7	0,094	0,104	0,899

Tableau 9 — Valeurs des différents rendements le R600a en fonction de la température au niveau du condenseur  $T_1$

TL ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\eta_{th}$	$\eta_c$	$\eta_{\Pi}$
45	0,124	0,124	0,999
50	0,109	0,110	0,985
55	0,094	0,096	0,977
60	0,080	0,083	0,969

### 3.6 Calculs des débits :

Le débit volumique  $q_v$  :

$$q_v = S \cdot v \quad (28)$$

$S$  : section du cylindre de transfert , en  $m^2$ .

$v$  : vitesse d'écoulement du fluide de travail , en  $m \cdot s^{-1}$ .  $q_v$  en  $m^3 \cdot s^{-1}$ .

Si nous voulons trouver la masse de liquide qui s'est déplacé, c'est-à-dire trouver le débit massique  $q_m$ , il faut multiplier le débit volumique par la masse volumique du liquide :

$$q_m = \rho \cdot S \cdot v \quad (29)$$

Relation entre le débit massique  $q_m$  et le débit volumique  $q_v$  :

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{\rho \cdot S \cdot V}{\rho} = S \cdot V \quad (30)$$

On applique le théorème de Bernoulli entre deux points (1) et (2) (entrée et sortie)

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2$$

Hypothèses :

-  $p_1 = p_2 = p_{atm}$

-  $Z_2 = 0$  ;  $Z_1 = h$  (plan de référence en 2)

$S \gg s$   $V_2 \gg V_1$  donc  $V_1 = 0$  (négligeable)

Donc :  $v_2 = \sqrt{2gh}$  (Formule de Torricelli)

$V_2$  est la vitesse théorique  $V_{th}$ , par conséquent le débit théorique du fluide de travail dans le cylindre de section  $S_2$ , est donné par :  $Q_{th} = V_{th} \cdot S_2$

$$Q_{th} = S_2 \sqrt{2gh}$$

La vitesse est plus petite que la vitesse théorique. On écrit :  $V_r = \phi_1 \cdot V_{th}$

$$V_r = \phi_1 \sqrt{2gh}$$

$$\phi_1 = \frac{V_r}{V_{th}}$$

$\phi_1$  : Coefficient plus petit que 1 ( $\phi_1 < 1$ ), appelé coefficient de vitesse.

La section du fluide à la sortie de cylindre est :  $S_r = \phi_2 \cdot S_{th}$ ,

$$\phi_2 = \frac{S_r}{S_{th}}$$

$\varphi_2$  : coefficient plus petit que 1 ( $\varphi_2 < 1$ ), appelé coefficient de contraction de section.

Donc on peut calculer la vitesse , qui indépendante à la masse volumique, elle dépend uniquement de la hauteur H, c'est-à-dire si on réduit la hauteur on v'a réduire la vitesse .

Donc le débit réel à la sortie de cylindre est donc :

Puisque le cylindre a un certain épaisseur, nous avons un facteur qui va intervenir lors du calculs de débit .

$$Q_e = S_r \cdot V_r = \varphi_2 \cdot S_{th} \cdot \varphi_1 \cdot \sqrt{2gh} = \alpha S_{th} \cdot \sqrt{2gh} = \alpha \cdot Q_{th}$$

$$\alpha = \frac{Q_r}{Q_{th}}$$

$\alpha$  : coefficient plus petit que 1 ;  $\alpha = \varphi_1 \cdot \varphi_2$ , appelé coefficient de débit.

Dans un écoulement où la variation d'énergie potentielle peut être négligée, si l'on écrit l'équation de Bernoulli en deux points le long d'un cylindre de transfert , on obtient :

$$\frac{1}{2} \rho v^2 + p = \frac{1}{2} \rho v_2^2 + p_2$$

On a  $v_1=0$  et  $P_1=P_2=P_{atm}$

Pour calculer les débits volumiques pour certains diamètres , on fixe la hauteur H (H=2m) et on varie le diamètre entre ( 100mm \_500mm ) :

On a :  $v_2 = \sqrt{2gh}$

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 2} = \frac{6,32 \text{ m}}{\text{s}}$$

$$qv = S \cdot v_2$$

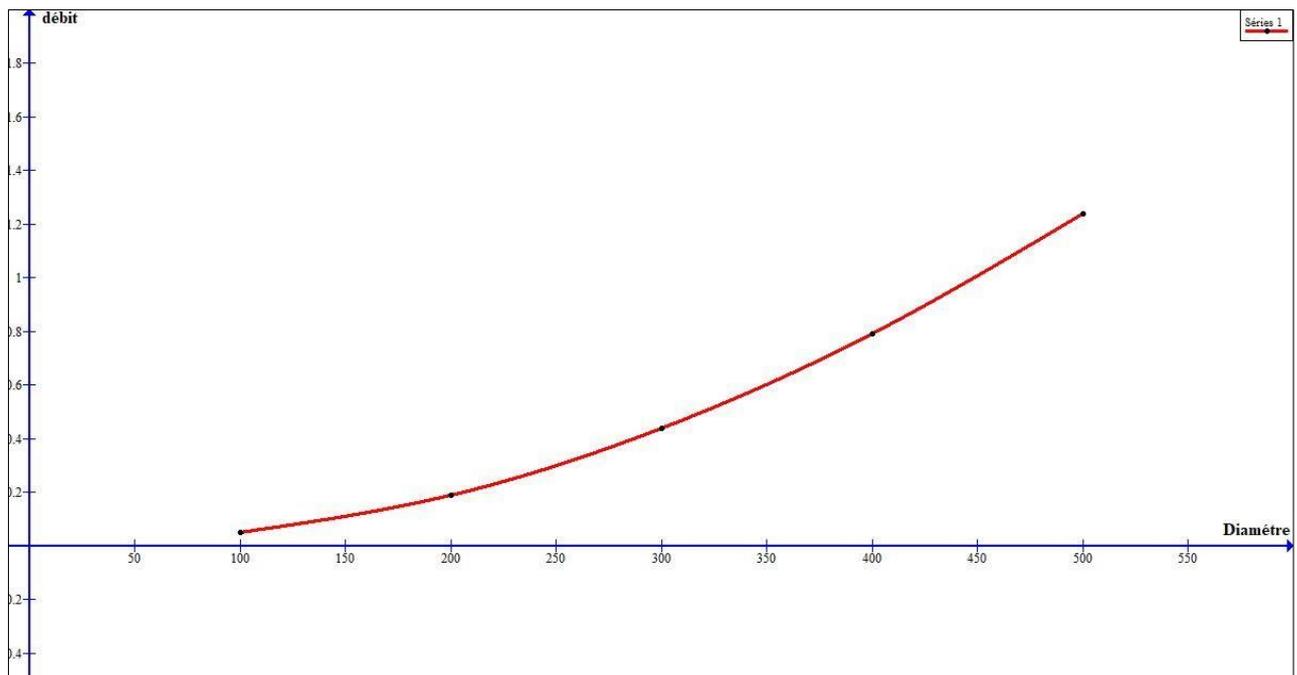
Pour d=100mm :  $qv = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v_2$

$$qv = \frac{\pi (100 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 6,32$$

$$qv = 0,05 \text{ m}^3/\text{S}$$

On calcule les débits en variant le diamètre :

Diamètre (mm)	100	200	300	400	500
Débit( $m^3/S$ )	0,05	0,19	0,44	0,79	1,24



**Fig.23—Représentation graphique de la fonction reliant le diamètre au débit**

Selon la courbe, on remarque alors le phénomène suivant : lorsque le diamètre du cylindre de transfert augmente, le débit augmente également.

Si on varie la hauteur, le débit volumique varie aussi , donc on calcule ces débits pour certains hauteurs du cylindre de transfert, en fixant un diamètre de ( $d=300\text{mm}$ ) .

$$\text{On a : } v_2 = \sqrt{2gh}$$

Pour ( $h=1,5\text{m}$ ) :

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5}$$

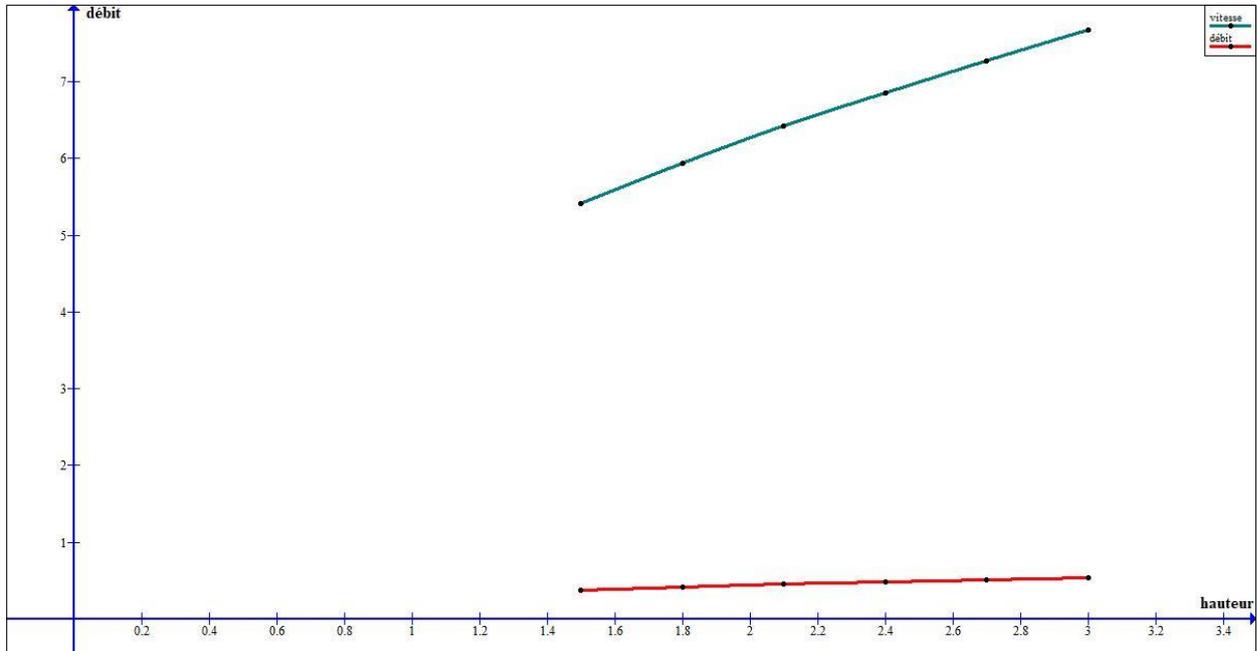
$$v_2 = 5,42 \text{ m/s}$$

Et donc on obtient le débit :

$$qv = \frac{\pi(300 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 5,42$$

$$qv = 0,38 \text{ m}^3/\text{S}$$

Hauteur (m)	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3
Vitesse (m/s)	5,42	5,94	6,42	6,86	7,27	7,67
Débit ( $\text{m}^3/\text{S}$ )	0,38	0,42	0,45	0,49	0,51	0,54



**Fig.24— Représentation graphique de la fonction reliant le diamètre au débit**

On remarque une augmentation de débit en fonction de certains hauteur du cylindre , plus la vitesse de passage est grande, plus le débit d'écoulement sera important

Ces calculs étudient l'impact du diamètre et de hauteur d'un cylindre de sur le débit

### 3.7 Les pressions le long du cylindre

En introduisant les hauteurs du fluide de travail  $h_i$ , l'équation précédente s'écrit:

$$H_1 + \frac{V_1^2}{2g} = H_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

Le cylindre de transfert de rayon  $R$  et de longueur  $L$  dans lequel on étudie l'écoulement induit par une différence de pression  $\Delta p = p_1 - p_2$  entre l'entrée et la sortie du cylindre .

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p = \frac{1}{2}\rho v_2^2 + p_2$$

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot h + \frac{1}{2} \rho v_2^2$$

La différence de pression en deux points du fluide en équilibre est égale au poids du cylindre ayant pour base l'unité de surface et pour hauteur la dénivellation entre les deux points.

### **3.8 Conclusion**

Dans ce chapitre, on a essayé de faire une analyse et des calculs pour le cylindre de transfert, pour avoir l'impact de dimensionnement du cylindre aux différents paramètres.

De plus certaines interrogations subsistent, donc une simulation numérique sera capable de répondre à ces interrogations, et d'obtenir des résultats bien précis.

### **Conclusion générale :**

Le développement technologique des systèmes énergétiques a fait conduire à un nouveau concept de procédé dit ' thermo-hydraulique '. Le présent travail fait l'objet d'étude du procédé thermo-hydraulique « CAPILI » moteur.

Le travail porte sur l'étude et l'analyse thermodynamique du cylindre de transfert de la machine thermo hydraulique en mode moteur. Il en ressort que la machine en mode moteur est plus performante avec le fluide R600. La machine affiche un rendement thermique maximal avoisinant 20.3 % et aussi un rendement selon la deuxième loi avoisinant 88.6%.

En perspective, il faut effectuer une étude numérique du cylindre de transfert et évaluer les performances thermodynamiques de la machine pour d'autres fluides de travail.

## Bibliographie

- [1] A.HUSSINE. Troisième Année Licence (L3). Chapitre 1. Machines hydrauliques
- [2] Sunil J. Kulkarni, Pallavi M. Kherde, A Review on Studies and Research on Heat Recovery, Regeneration and Cogeneration, International Journal of Latest Research and Review.
- [3] Sutton, G.P. et Biblarz, O. (2010). Rocket Propulsion Elements, 8e édition. Wiley, Hoboken, N.J., 784 p.
- [4] Allen, D. V., Stancliffe, A. et White, O. W. (1983). Emergency Power for the F-16 Aircraft. Dans Gas Turbine Conference & Exhibit. American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y., p. 83–GT–189.
- [5] Yang, G., Park, D., Kim, C. T. et Kwon, S. (2010). Hydrogen Peroxide-Based Gas Generator Design and Performance Testing as an Aircraft Emergency Power Unit. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, volume 132, numéro 11, p. 114504–114504–6.
- [6] Akkerman, J. (1978). Hydrazine Monopropellant Reciprocating Engine Development. ASME Journal of Engineering for Industry, volume 101, numéro 4, p. 456–462.
- [7] Schultheis, S. K. (1972). Portable Underwater Thermal Power System (Rapport technique AD0738444). Naval Undersea Research and Development Center, San Diego, Ca, 16 p.
- [8] Raade, J. W., McGee, T. G. et Kazerooni, H. (2003). Design, Construction, and Experimental Evaluation of a Monopropellant Powered Free Piston Hydraulic Pump. Dans 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress, volume 72. American Society of Mechanical Engineers (ASME), p. 651–658.
- [9] McGee, T. G., Raade, J. W. et Kazerooni, H. (2004). Monopropellant-Driven Free Piston Hydraulic Pump for Mobile Robotic Systems. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, volume 126, numéro 1, p. 75–81.
- [10] gabriel vézina. Conception d'un moteur à combustion interne à piston effectuant la combustion d'un monoergol liquide en anaérobie. Sherbrooke (québec) canada mars 2019
- [11] Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault. Cycles thermodynamiques des machines thermiques. Engineering school. Institut polytechnique de Grenoble, 2008, pp.153. ffccl-00556977f
- [12] B. Geoffroy, Distribution à soupapes, Techniques de l'ingénieur, Mécanique: Machines hydrauliques, aérodynamiques et thermiques no. B 2805, 1995.
- [13] C. D. West, Liquid piston Stirling engines. New York, USA: Van Nostrand Reinhold Company, 1983.
- [14] G. Walker & J. R. Senft, Free Piston Stirling Engines, Edited by C. A. Brebbia and S.A. Orszag, vol 12, 282 pages., 1985.
- [15] F. K. M. Aloysius Obodoako and C. Everbach, Design and Development of a liquid piston Stirling engine. E90 Senior Design Projet, Report, May 2006.

- [16] C. D. West, Hydraulic heat engines. AERE-R-6522, UKAEA Atomic Energy Research Establishment, Harwell, UK; 1970.
- [17] Y. W. Wong and K. Sumathy, Solar thermal water pumping systems : a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 62, pp. 89-108, 1999.
- [18] C. D. West, Liquid piston Stirling engines. New York, USA: Van Nostrand Reinhold Company, 1983.
- [19] Bari, S., Hossain, SN. Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger. *ApplThermEng*2013;61:355–63.
- [20] C. D. West, Dynamic analysis of the Fluidyne. In: Proceedings of 18th intersociety energy conversion engineering conference, Orlando, Florida, USA,. p. conf-830812- 830849, 1983.
- [21] H. G. Elrod, The Fluidyne heat engine: how to build one, how it works. Office of Naval Research Report: AD-A006 367, UK; 1974.
- [22] Max KELLER NGANGUE. etude theorique, conception, realisation, et essai preliminaire d'un moteur à air chaud à pistons liquides. universite de pau et des pays de l'adour.
- [23] J. Van de Ven, P. Gaffuri, B. Mies, and G. Cole, Developments towards a liquid piston Stirling engine. In International Energy Conversion Engineering Conference, Cleveland, Ohio, 2008.
- [24] J. D. Van de Ven and P. Y. Li, Liquid piston gas compression. *Appl. Energy*, vol. 86, n°10, pp. 2183-2191, Oct. 2009.
- [25] J. D. Van de Ven, Mobile hydraulic power supply: Liquid piston Stirling engine pump, *Renew. Energy*, vol. 34, n°11, pp. 2317-2322, Nov. 2009.
- [26] E. Orda and K. Mahkamov, Development of Low-tech solar thermal water pumps for use in developing countries. school of engineering. *Journal sol. Energy - Tans ASME*, vol 126, p.768-773, 2004.
- [27] R. P. Klüppel and J. M. Gurgel, Thermodynamic cycle of a liquid piston pump. *Renew. Energy*, vol. 13, n°2, pp. 261-268, 1998.
- [28] S. Yatsuzuka, Y. Niiyama, K. Fukuda, K. Muramatsu, and N. Shikazono, Experimental and numerical evaluation of liquid-piston steam engine. *Energy*, vol. 87, pp. 1-9, Jul. 2015.
- [29] T.C.B. Smith. Power dense thermofluidic oscillators for high load applications. In: Proceedings of 2nd International Energy Conversion Engineering Conference. Providence, Rhode Island, 2004.
- [30] S. Mauran, M. Martins, D. Stitou et H. Semmari. A novel process for engines or heat pumps based on thermal-hydraulic conversion. *Applied Thermal Engineering*, vol. 37, p. 249-257, May 2012.
- [31] M. Martins, S. Mauran, D. Stitou, P. Neveu. A new thermal-hydraulic process for solar cooling. *Energy*, vol. 41, p. 104-112, 2012.

- [32] K. Mahkamov, E. Orda, B. Belgasim, I. Makhkamova, A novel small dynamic solar thermal desalination plant with a fluid piston converter. *Applied Energy*, vol 156, p. 715-726, 2015.
- [33] Stitou D. Transformation Conversion, Stockage Transport de l'énergie thermique par procédés thermochimiques et thermo-hydrauliques, Laboratoire PROMES - UPR CNRS 8521. Génie des procédés. Université de Perpignan, 2013.
- [34] Borgogno, R., Procédé thermo-hydraulique solaire appliqué à la trigénération dans le secteur résidentiel, thèse pour obtenir le grade de docteur, Université de Perpignan. 07/2017
- [35] D., Zebbar S., Horr S., 2016. Theoretical study of the building principal of internal and external energy balances structures in diesel engine, *Recueil de mécanique*, vol.1 (1), pp.41-48.
- [36] M. Martins, "Nouveau procédé thermo-hydraulique appliqué au rafraîchissement au solaire de l'habitat. Analyse et optimisation thermodynamiques.," Université de Perpignan via Domitia, 2010.
- [37] H. Semmari, "Production d'électricité par procédé thermo-hydraulique. Application à l'exploitation de l'énergie thermique des mers.," Université de Perpignan via Domitia, 2012.
- [38] Zebbar, D., Guelib, A., Kherris, S., Zebbar, S., Mostefa, K., Kaddouri, N., 2019. Thermodynamic study and analysis of thermohydraulic cycle for power generation.
- [39] TRIGEBAT - Colloque PI Energie 2 – CNRS, Nantes. Cycles thermodynamiques à rendement maximal pour la trigénération dans l'habitat, Novembre 2009
- [40] Le Groupe Clarke Energy. Organic\_Rankyne. Distributeur et prestataire service, Moteur à gaz. France. 2009
- [41] A Sultana .Thermodynamique, Energétique et Systèmes réactifs – TES M. Pistek (12/2015-05/2016 (12/2015- 05/2016)
- [42] Huang JC, Krock HJ, Oney SK. Revisit ocean thermal energy conversion system. *Mitigation and Adaptation Strategies for Global Change* 2003;8:157e75.
- [43] Azizi, A., Etude et analyse d'un transformateur thermo-hydraulique alimenté par une source géothermique, Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de master académique en «Installations Energétiques», 2014/2015.
- [44] LEMMON, E.W. and JACOBSEN, R.T, An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1-trifluoroethane (HFC-143a) for temperatures from 161 to 500 K and pressures to 50 MPa. *J. Phys. Chem. Ref. Data*, **29** (2001), pp. 521-552

**Résumé :**

Ce travail est consacré à l'étude et à l'analyse thermodynamique du cylindre de transfert de la machine thermo hydraulique en mode moteur. L'étude thermodynamique du cycle CAPILI moteur a permis de calculer le rendement thermique et le rendement selon la deuxième loi de la thermodynamique pour les différents fluides de travail. Plus encore, il en ressort que la machine est plus performante avec le fluide de travail R600. Enfin on y retrouve aussi présenté dans cette étude les aspects les plus importants du dimensionnement du cylindre de transfert de la machine thermohydraulique.

**Mots clés :** thermohydraulique , CAPILI, piston liquide , cylindre de transfert, température.

**Abstract :**

This work is devoted to the study and thermodynamic analysis of the transfer cylinder of the thermo-hydraulic machine in engine. The thermodynamic study of the CAPILI engine cycle has made it possible to calculate the thermal efficiency and the efficiency according to the second law of thermodynamics for the different working fluids. Moreover, it is shown that the machine is more efficient with the working fluid R600. Finally, the most important aspects of the design of the transfer cylinder of the thermo-hydraulic machine are also present in this study

**Key words:** thermo-hydraulic, CAPILI , liquid piston , transferring cylinder , temperature

**ملخص :**

يتمحور هذا العمل حول الدراسة والتحليل الديناميكي الحراري لأسطوانة النقل للآلة الحرارية الهيدروليكية في وضع محرك ، كما تسمح الدراسة الديناميكية الحرارية لعملية "كابيلي" بحساب الحصيلة الطاقوية ، والكفاءة وفقاً للقانون الثاني للديناميكا الحرارية لمختلف سوائل أو غازات العمل . إضافة إلى ذلك فإن الآلة في هذه الحالة تكون ذات كفاءة أفضل مع السائل R600 .

أخيراً ، تطرقنا في هذا العمل إلى أهم جوانب تصميم أسطوانة النقل للآلة الحرارية الهيدروليكية.

**الكلمات المفتاحية :** الحرارية الهيدروليكية ، كابيلي ، المكبس السائل ، أسطوانة النقل ، درجة الحرارة