

N° d'ordre : 04/2018 – D/PH

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

— θ —

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI BOUMEDIENE, USTHB  
FACULTE DE PHYSIQUE



## THESE

Présentée pour l'obtention du grade de DOCTEUR en Sciences

*En* : PHYSIQUE

*Spécialité* : Energétique et Mécanique des Fluides

Par :

**RACHEDI Malika**

Sujet :

**CONDITIONS OPTIMALES DE FONCTIONNEMENT D'UN CYCLE  
TRANSCRITIQUE UTILISANT UNE SOURCE DE CHALEUR BASSE  
ENTHALPIE « ANALYSE THERMODYNAMIQUE EN  
DIMENSIONS FINIES »**

*Présenté publiquement le 21 Avril 2018, devant le jury composé de :*

SOUIDI Ferhat	Professeur	à l'USTHB	Président
MERZOUK Mustapha	Professeur	à l'USD. Blida	Directeur de thèse
AMIRAT Madjid	Professeur	à l'USTHB	Co-directeur de thèse
DIZENE Rabah	Professeur	à l'USTHB	Examineur
SEMMAR Djaffar	Professeur	à l'USDB	Examineur
HANINI Salah	Professeur	à l'U. Médéa	Examineur
SALHI Yacine	Professeur	A l'USTHB	Invité

*À mes chers parents*  
*À Kamel mon cher époux*  
*Et à mes enfants adorés*

## Remerciements

*Entreprendre ce travail a été une riche expérience qui au-delà des acquisitions scientifiques m'a permis de travailler en collaboration avec des professeurs : enseignants – chercheurs, qui m'ont permis d'aborder et de m'imprégner de ce riche domaine se rapportant à l'efficacité des systèmes énergétiques, hautement d'actualité.*

*Je tiens à remercier infiniment les professeurs Mustapha Merzouk (directeur de thèse-USDB) et Madjid Amirat (co-directeur de thèse-USTHB) pour la confiance qu'ils m'ont accordée dans la définition de mon thème de recherche et pour la liberté d'action dans la conduite de mes travaux.*

*Ce travail a également pu être mené à bien grâce à la collaboration et aux échanges fructueux effectués avec le professeur Michel Feidt (LEMTA-Université de la Lorraine) et dont les travaux ont été une source d'inspiration. Je remercie le Professeur M. Feidt d'avoir été à l'écoute et qui a toujours accepté de commenter et de répondre à ma correspondance sans aucune hésitation. Pour cela je lui adresse ma profonde gratitude.*

*Que le professeur Pall Valdimarsson (pvald ehf - Islande) soit remercié pour la riche bibliographie qu'il m'a communiquée. Cette bibliographie se rapportant essentiellement au domaine de la géothermie et ses applications.*

*Je tiens également à remercier le professeur Ferhat Souidi (USTHB) d'avoir accepté de présider le jury de soutenance.*

*Les professeurs Rabah Dizene (USTHB), Salah Hanini (Université de Médéa), Djaffar Semmar (USDB) et Yacine Salhi (USTHB) ont eu l'amabilité d'accepter de faire également partie du jury de soutenance, qu'ils trouvent ici l'expression de mon profond respect et mes remerciements.*

*Pour finir, ce travail n'aurait peut être pas pu être accompli sans le soutien indéfectible de mon cher époux Kamel ould Arbi, je le remercie pour sa présence, sa patience et ses encouragements.*

## **RESUME**

Notre étude s'inscrit dans le cadre de l'étude thermodynamique des cycles de production de puissance (électricité) à partir de sources de chaleur de basse ou moyenne température (énergie renouvelable ou chaleur récupérée : dite chaleur fatale).

Dans le contexte de l'analyse thermodynamique des systèmes à dimensions finies, nous avons étudié les conditions optimales de fonctionnement d'une machines thermique évoluant selon un cycle transcritique, et ce, dans les cas endoreversibles et endo-irréversibles.

De part son origine, le réservoir chaud est considéré fini alors que le puits est supposé infini. La représentation des évolutions entre les différents états du cycle dans un diagramme température-entropie (T-s) nous a conduits à approximer ce cycle par une forme triangulaire. Les lois de transfert de chaleur et de la thermodynamique constituent les bases mathématiques de notre modélisation de ce système.

Notre analyse a porté sur un mode de performance se rapportant au régime de fonctionnement à puissance maximale et ce par la recherche de l'efficacité optimum de l'échangeur à l'extrémité chaude. La deuxième loi de la thermodynamique et l'efficacité totale des échangeurs sont utilisées comme contraintes pour l'optimisation. Les températures optimales du fluide moteur, la puissance maximum ainsi que les rendements sont évalués en fonction des paramètres les plus significatifs du système : 1) le rapport des débits calorifiques du fluide moteur au fluide de refroidissement, 2) le rapport de la température du puits à la température d'entrée de la source et 3) le facteur d'irréversibilité.

L'étude paramétrique du cycle, son approximation par une forme triangulaire et son optimisation nous ont permis de déterminer les efficacités optimums des échangeurs de chaleur et les températures optimales de fonctionnement.

Les rendements thermiques obtenus se situent entre 7,34% et 22% dans le cas endoreversible et pour des températures de source variant entre 95°C et 310°C. Dans le cas irréversible les rendements varient entre 7,22% 21,67%, dans la même gamme de température. Alors que le rendement au sens du 2<sup>ème</sup> principe de la thermodynamique peut atteindre 66%

Que ce soit dans le cas de l'endoreversibilité ou de l'irréversibilité, le cycle transcritique donne de meilleurs résultats que le cycle sous-critique. Dans ce cycle, la meilleure adaptabilité du profil de la température du fluide de travail avec celui de la source conduit à une moindre destruction de l'exergie. Notre modèle donne accès également aux températures d'évaporation et de condensation du fluide moteur lui-même ce qui permet d'évaluer le rendement thermique réel et non maximum, celui que l'on obtiendrait en utilisant les températures des réservoirs.

D'autre part nos résultats sont en adéquation avec ce que prédisent plusieurs études expérimentales. Et comme attendu, le rendement de Carnot reste une limite supérieure par rapport à laquelle il n'apparaît pas du tout judicieux de comparer les performances des cycles transcritiques utilisant des sources de chaleur renouvelables de faibles températures (géothermie, solaire thermique). Néanmoins, malgré les faibles performances obtenues, ces ressources pourraient jouer un rôle considérable pour subvenir aux besoins de localités isolées ainsi que dans l'amélioration des rendements des centrales classiques.

**Mots clés :** Thermodynamique, optimisation, ORC-transcritique, dimensions finies, énergies renouvelables, rejets thermiques

## **SOMMAIRE**

Remerciement

Résumé.....	1
Liste des figures.....	5
Liste des tableaux.....	8
Nomenclatures.....	9

## **CHAPITRE 1 : INTRODUCTION ET OBJECTIFS**

1.1 Contexte général.....	11
1.2 Objectives et organisation du mémoire .....	13

## **CHAPITRE 2 : LES SOURCES DE CHALEUR BASSE ENTHALPIE ET LEUR MODE DE RECUPERATION**

2.1 Sources de chaleur basse enthalpie.....	15
- 2.1.1 Bassin solaire avec gradient de salinité (Salt-Gradient Solar Pond).....	15
- 2.1.2 Energie Géothermique .....	17
- 2.1.3 Rejets Thermiques Industriels.....	22
2.2 Cycles Thermodynamiques pour la Récupération des Chaleurs Basses Enthalpie	
- 2.2.1 Le Cycle de Carnot .....	24
- 2.2.2 Le Cycle de Rankine .....	26
- 2.2.3 Le Cycle de Rankine Organique.....	26
- 2.2.4 Le Cycle de Rankine Supercritique.....	29
- 2.2.5 Le Cycle Kalina .....	31

## **CHAPITRE 3 : CRITERES DE SELECTION DES FLUIDES MOTEURS**

3.1 Introduction .....	35
3.2 Catégorisation des fluides moteurs.....	39
3.3 Cycles Transcritique ou sous-critique, quelle option ?.....	47

## **CHAPITRE 4 : THERMODYNAMIQUE A DIMENSIONS FINIES ET CONCEPT DE SYSTEME ENDOREVERSIBLE**

4.1 Introduction.....	54
-----------------------	----

4.2 Second principe de la thermodynamique : de l'entropie et de l'irréversibilité à l'exergie	54
4.3 Analyse Exergétique	55
- 4.3.1 Notion d'exergie – définition	55
- 4.3.2 Analyse	56
- 4.3.2.1 Bilan Energétique	56
- 4.3.2.2 Bilan Entropique	56
- 4.3.3 Le Rendement des Cycles de puissance selon le deuxième principe	58
4.4 Thermodynamique à dimensions finies et concept des systèmes endoréversibles ( <i>Finit Time and Finit Size Thermodynamics : FTT</i> )	60
- 4.4.1 Exemple de cycle endoréversible : Le modèle de Novikov	62
- 4.4.2 Hypothèses d'endoréversibilité posées par Curzon et Ahlborn	64
- 4.4.2.1 Calcul du rendement à Puissance Maximum	67
- 4.4.2.2 Optimisation en temps fini ( $t_H$ )	67
4.5 Généralisation: Méthode d'optimisation et formalisme mathématique	69

**CHAPITRE 5 : OPTIMISATION D'UN CYCLE TRANSCRITIQUE « MODELE ET RESULTATS »**

5.1 Description du cycle transcritique	73
5.2 Analyse mathématique	74
- 5.2.1 Evaluation des taux de chaleur $\dot{Q}_H$ et $\dot{Q}_L$	74
- 5.2.2 Bilan énergétique et évaluation de la puissance fournie par le cycle	74
- 5.2.3 Rendement du cycle trilatéral (ou triangulaire)	75
- 5.2.4 Bilan Entropique	78
- 5.2.5 Récapitulatif et position du problème	80
- 5.2.5. a Méthode de Lagrange	81
- 5.2.5. b Optimisation numérique	82
5.3 Résultats et Discussion	83

- 5.3.1 Vérification du modèle posé : Détermination de l'efficacité $\varepsilon_H$ donnant la puissance maximale.....	83
- 5.3.2 Influence de $\alpha$ sur les conditions optimales de fonctionnement, pour $\varepsilon_T$ donné et $r$ fixé.....	85
- 5.3.3 Influence de « $r$ » sur les conditions optimales de fonctionnement, pour $\varepsilon_T$ donné et $\alpha$ fixé.....	93
- 5.3.4 Discussion des courbes des températures adimensionnelles ( $\theta_a$ et $\theta_b$ ) et extrapolation sur les températures d'évaporation et de condensation $T_a$ et $T_b$ , en fixant $T_L=293$ K .....	94
- 5.3.5 Déduction de l'influence de $r$ et $\alpha$ sur les rendements à puissance optimal.....	99
- 5.3.5-1 Rendement thermique.....	99
- 5.3.5-2 Rendement au sens du deuxième principe de la thermodynamique.....	103
- 5.3.6 Cas du cycle irréversible : Influence du facteur d'irréversibilité « $F$ » .....	105
- 5.3.7 Evolution de la puissance en fonction du rendement.....	107
- 5.3.8 Comparaison des résultats de cette étude à certains résultats de la littérature.....	109
Remarques et observations .....	110
CONCLUSION .....	111
BIBLIOGRAPHIE .....	114
ANNEXE : Copie de la publication effectuée dans le cadre de ce travail	

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 - Evolution de la consommation électrique en Algérie de 1980 à 2010.....	11
Figure 2.1 - Illustration d'un bassin solaire à gradient vertical de concentration en sel.....	16
Figure 2.2 - Illustration du profil de température et du gradient de sel dans un bassin solaire .....	16
Figure 2.3 - Schéma d'un cycle de puissance utilisant un bassin solaire à gradient de sel.....	17
Figure 2.4 - Représentation schématique d'un système géothermique.....	18
Figure 2.5 - Localisation des sources thermales du Nord Algérien.....	19
Figure 2.6 - Diagramme modifié de Lindal montrant le spectre d'application dl'utilisation des fluides géothermiques .....	20
Figure 2.7 - Capacité électrique installée à travers le monde (total 12,6 GWe) .....	21
Figure 2.8 - Capacité électrique installée en MWe pour chaque type de centrale (total 12,6 GWe .....	22
Figure 2.9 - Energie utile et énergie rejetée dans différents secteurs industriels .....	23
Figure 2.10 - Description du cycle de Carnot dans un diagramme T-s .....	25
Figure 2.11 Description du cycle de Rankine dans un diagramme T-s .....	26
Figure2.12 Schéma du Principe de fonctionnement d'un système ORC utilisant un champ de capteurs solaire (Arizona USA) .....	28
Figure2.13 - Cycle de Rankine organique à l'eau thermale de Nigorikawa : Température d'entrée 140°C, de sortie 92°C ; Débit massique de la source 50kg/s .....	29
Figure 2.14 - variation typique de la température lors de l'apport de chaleur à un système sous-critique et à un système sur-critique .....	30
Figure 2.15 - Représentation du Cycle Kalina .....	32
Figure 2.16 - Représentation qualitative de l'augmentation de la température durant l'évaporation d'un mélange à pression constante .....	32
Figure 3.1 - Diagramme (T-s) pour l'eau et quelques fluides organiques.....	36
Figure 3.2- Diagramme T- $\Delta H$ montrant l'évolution de la température de la source (en tiré) et du fluide de travail [33]. (a) Cycle de Rankine organique utilisant le R152a à une pression de 20 bar et une température variant de 31.16°C à 100°C. (b) Cycle de Rankine surcritique utilisant le R143a à une pression de 40 bar et une pression variant de 33.93°C à 100°C...	41
Figure 3.3 - Illustration des diagrammes T-s typiques des fluides de travail (a) fluide mouillant, (b) fluide isentropique (c) fluide séchan .....	43

Figure 3.4 - Diagrammes de phase (T-s) illustrant la pente de la courbe de vapeur saturée pour différents fluides .....	43
Figure 3.5 - distribution (T- $\xi$ ) des 53 fluides étudiés en fonction de la température critique et de $\xi$ .....	45
Figure 3.6 - Effets de la chaleur latente de vaporisation sur l'irréversibilité durant le processus de transfert de chaleur cité dans .....	47
Figure 4.1 - Modèle de la machine thermique endoréversible de Novikov .....	62
Figure 4.2 - Modèle de Curzon-Ahlborn : (gauche) : machine thermique endoreversible (droite) : diagramme de la puissance en fonction du rendement .....	64
Figure 4.3 - Schéma de principe d'une simulation .....	70
Figure 5.1 - Schéma du cycle envisagé dans notre étude .....	73
Figure 5.2 - Représentation du cycle transcritique dans un diagramme T-s .....	74
Figure 5.3 - Cycle transcritique endoreversible .....	76
Figure 5.4 - Cycle transcritique idéal .....	77
Figure 5.5 - Evolution de $\bar{W}$ donnant $\varepsilon_h$ optimum, pour $\alpha=0.001$ et $r= 0.74$ pour différents $\varepsilon_T$ ( $\varepsilon_T=1$ est la valeur qui fournit une solution acceptable c'est à dire $\varepsilon_h < 1$ ) .....	84
Figure 5.6 - Evolution de $\bar{W}$ pour différentes valeurs de $\alpha$ et exhibant $\varepsilon_T$ requis pour une valeur constante de $r$ (0.74) .....	84
Figure 5.7 - Evolution de $\bar{w}$ en fonction de $\varepsilon_H$ montrant le seuil d'existence de $\varepsilon_H(opt)$ pour une gamme de valeurs du rapport des débits calorifiques ( $\alpha = \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_L}$ ) .....	86
Figure 5.8 - Seuil d'existence d'un optimum comparé aux résultats de la figure 5.7 .....	87
Figure 5.9 - Effet de la valeur $r$ sur la puissance adimensionnelle .....	87
Figure 5.10 - (a) et (b) : Evolution de la puissance adimensionnelle montrant la limite de l'existence d'un optimum par rapport à la variation de $\alpha$ , pour $r=0,5$ et $r=0,7$ respectivement .....	90
Figure 5.11 - Evolution de la puissance adimensionnelle montrant la limite de l'existence d'un optimum par rapport à la variation de $\alpha$ .....	91
Figure 5.12 - Evolution de la puissance en fonction de $\varepsilon_H$ confirmant l'existence de conditions optimales pour $r$ variant entre 0,5 et 0,8, $\varepsilon_T=1,5$ .....	93
Figure 5.13 – Températures adimensionnelles optimum $\theta_a$ et $\theta_b$ en fonction de $\alpha$ et pour $r$ constant .....	95
Figure 5.14 - Comparaison des températures adimensionnelles $\theta_a$ et $\theta_b$ en fonction de $\alpha$ pour 2 valeurs de $r$ (0.6 and 0.74) .....	95

Figure 5.15 - Etude de la sensibilité de $\theta_a$ et $\theta_b$ à l'augmentation de $r$ , $\varepsilon_T=1,5$ .....	96
Figure 5.16 - Influence de $r$ sur l'évolution des températures d'évaporation et de condensation.....	97
Figure 5.17 - Influence de la température d'entrée de la source chaude sur l'évolution des températures d'évaporation et de condensation.....	97
Figure 5.18- Effet de l'augmentation du rapport des débits calorifique du fluide de travail au fluide de refroidissement sur l'évolution des températures d'évaporation et de condensation.....	98
Figure 5.19 - Sensibilité de la puissance optimale au niveau de la température de la source pour différentes valeurs de $\alpha$ .....	98
Figure 5.20 - Rendement du cycle trilatéral à puissance optimale en fonction de $\alpha$ pour différente de $r$ .....	99
Figure 5.21 - Rendement à puissance optimal en fonction de $\alpha$ et différentes valeurs de $r$ , comparaison des résultats pour $\varepsilon_T=1,5$ et $\varepsilon_T=1,8$ .....	100
Figure 5.22 - Comparaison des rendements de Carnot, de CNCA à ceux du cycle triangulaire idéal et endoreversible.....	101
Figure 5.23 - Evolution du rendement du cycle triangulaire à puissance maximum en fonction de la température d'entrée de la source chaude pour différentes valeurs de $\alpha$ .....	101
Figure 5.24 - Comparaison entre les rendements du cycle transcritique donnée par l'équation (5.17) et celui obtenu par l'approximation triangulaire .....	102
Figure 5.25 - Evolution du rendement du cycle transcritique endoreversible et idéal en fonction de la température d'entrée de la source chaude.....	103
Figure 5.26 - Evolution de la puissance adimensionnelle et détermination de la valeur optimale pour différentes valeur de $F$ .....	106
Figure 5.27 - Evolution de la puissance adimensionnelle du cycle transcritique endoreversible en fonction du rendement thermique permettant de monter le rendement à puissance maximum et le rendement maximum.....	107
Figure 5.28 - Puissance adimensionnelle en fonction du rendement thermique du cycle transcritique endoreversible, influence du rapport des débits calorifiques du fluide moteur au fluide de refroidissement.....	108
Figure 5.29 - Puissance adimensionnelle en fonction du rendement thermique, influence de la valeur de l'efficacité totale des échangeurs $\varepsilon_T$ .....	108

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Températures en degré, des réservoirs géothermiques, estimées à partir des géothermomètres chimiques pour certaines sources thermales du Nord Est de L'Algérie.....	19
Tableau 3.1 Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC ( $P_C$ : pression critique et $T_C$ : température critique).....	37
Tableau 3.2 Liste des fluides explorés dans l'étude [51].....	46
Tableau 3.3 Revue bibliographique complémentaire.....	50
Tableau 4.1 Performances des centrales de puissance réelles.....	68
Tableau 5.1: Résumé des expressions des rendements.....	78
Tableau 5.2-a Variables de fonctionnement et performances à puissance optimale pour $\varepsilon_T=1.5$ et $r=0.5$ .....	88
Tableau 5.2-b Variables de fonctionnement et performances à puissance optimale pour $\varepsilon_T=1.5$ et $r=0.7$ .....	89
Tableau 5.3 Variables de fonctionnement et performances à puissance optimale pour $\varepsilon_T=1.8$ et $r=0.5$ .....	91
Tableau 5.4 : Intervalles de valeurs du rapport des températures des réservoirs chaud et froid vérifiant l'existence d'un optimum de puissance pour différentes valeurs de $\alpha$ lorsque $\varepsilon_T=1.8$ .....	94
Tableau 5.5 Evolution des rendements aux sens du 1ère et 2ème principe de la thermodynamique pour différentes valeurs de la température de la source chaude : cas où $T_L=293$ K, $\alpha=0,25$ et $\varepsilon_T=1,5$ .....	104
Tableau 5.6 Evolution des rendements aux sens du 1ère et 2ème principe de la thermodynamique pour différentes valeurs de la température de la source chaude : cas où $T_L=293$ K, $\alpha=0,35$ et $\varepsilon_T=1,5$ .....	104
Tableau 5.7 Evolution des rendements aux sens de la 1ère et 2ème Loi de la thermodynamique pour différentes valeurs de la température de la source chaude : cas où $T_L=293$ K, $\alpha=0,45$ et $\varepsilon_T=1,5$ .....	105
Tableau 5.8 Influence de l'irréversibilité sur sur les performances du cycle : $\alpha =0.25$ , $r=0.5$ et $\varepsilon_T=1.5$ .....	106
Tableau 5.9 Comparaison des résultats de la présente étude avec deux cas d'étude de la littérature .....	110

## NOMENCLATURE

*Remarque : cette nomenclature est relative au chapitre 5. Dans les chapitres de 1 à 4, toute grandeur citée est spécifiée dans le texte*

$$\dot{C} = \dot{m} C_p \quad \text{Débit calorifique (kJ/K s)}$$

$C_p$  Chaleur massique (kJ/kg K)

F Facteur d'irréversibilité

h enthalpie spécifique (kJ/kg)

$\dot{m}$  Débit massique (kg/s)

$\dot{Q}$  Taux de chaleur (W)

$$r = \frac{T_L}{T_{HSi}}$$

S Entropie (kJ/ K)

$\dot{S}$  Taux d'entropie (kJ/ K s)

s Entropie spécifique (kJ/kg K)

T Température (K)

v volume spécifique ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

$\dot{W}$  Puissance (W)

### Lettres Grecques

$$\alpha = \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_L}$$

$\eta$  Rendement

$$\theta_a = \frac{T_a}{T_{HSi}}$$

$$\theta_b = \frac{T_b}{T_{HSi}}$$

$\varepsilon$  Efficacité thermique des échangeurs

**Indices:**

a	Relatif à l'extrémité chaude (évaporateur)
b	Relatif à l'extrémité Froide (condenseur)
C	Carnot
CA	Curzon-Ahlborn
CN	Chambadal-Novikov
H	Réservoir Chaud
II	second principe
L	Réservoir froid
Hs <sub>i</sub>	Condition à l'entrée de la source chaude
Hs <sub>o</sub>	Condition à la sortie de la source chaude
TLC	Cycle Trilateral (ou triangulaire)
w	Données relatives au fluide de travail

## CHAPITRE 1

### INTRODUCTION ET OBJECTIFS

#### 1.1 CONTEXTE GENERAL

Les problèmes environnementaux liés au réchauffement climatique ainsi que l'instabilité des prix des sources énergétiques fossiles ont suscité un intérêt scientifique considérable quant aux questions de rationalisation et d'optimisation de l'utilisation de l'énergie. L'accès à l'énergie est un paramètre fondamental du développement humain. Des institutions telles que la Banque Mondiale, les Nations Unies ou l'Union Européenne considèrent l'énergie comme un élément clé pour promouvoir ou améliorer les services de base tels que l'éclairage, l'accès à l'eau potable, les services de santé, l'éducation ou les communications. Mais ce souci du confort et du développement a conduit à une consommation abusive d'une électricité produite à partir de ressources certes naturelles, mais non renouvelables et polluantes engageant simultanément le devenir de notre planète et celui des générations à venir.

Les pays en voie de développement n'ont pas échappé à cette consommation énergétique effrénée. A titre d'exemple, on note en Algérie une hausse moyenne annuelle de 5,6% dans la production de l'électricité. Elle est passée de 7 TWh à 43 TWh entre 1985 et 2010. La consommation annuelle a suivi en moyenne le même taux de croissance (Figure 1.1) Boudries [1].

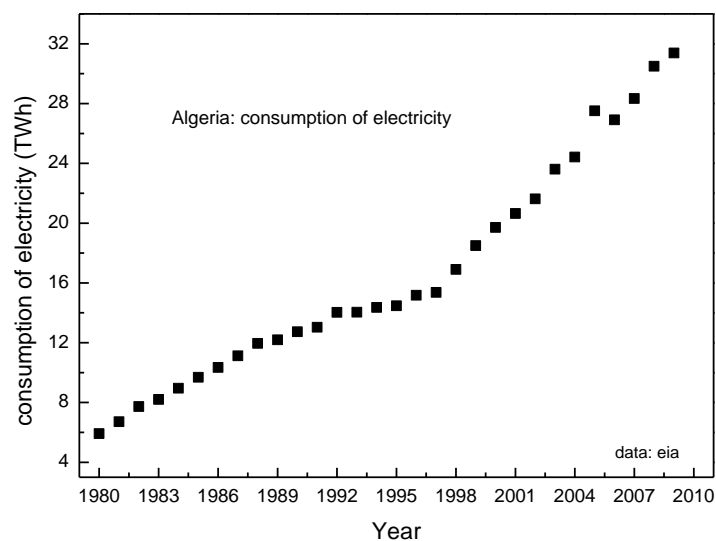


Figure 1.1 : Evolution de la consommation électrique en Algérie de 1980 à 2010[1]

Cependant, de plus en plus de voix se font entendre, appelant à un découplage entre croissance économique et consommation de ressources [2, 3]. Ce découplage ne peut être réalisé que par des investissements massifs dans l'effort de R & D pour des technologies de conversion énergétique durables et par la promotion de politiques d'efficacité énergétique. Des transferts massifs de technologie seront également nécessaires pour assurer un développement plus propre des pays dotés d'une économie émergente.

Selon la feuille de route 'Energie 2050' (Commission Européenne 2011) [4], les émissions de gaz à effet de serre pourraient être réduites de 80% en 2050. Cette voie implique les modifications suivantes du système énergétique actuel:

- Une diminution de l'intensité énergétique des bâtiments (moins 950 TWh par an d'ici 2050) et de l'industrie (moins 450 TWh / an).
- La substitution des combustibles fossiles par l'électricité, par exemple pour le transport et le chauffage urbain.
- Une Production d'électricité propre par un changement massif vers les énergies renouvelables, dont 25% de l'énergie éolienne, 19% du PV(photo-voltaïque), 5% du CSP(concentrateur solaire parabolique), 12% de Biomasse, 2% de géothermie, 12% d'hydroélectricité.
- Un renforcement de la capacité du réseau électrique et de la transmission interrégionale pour absorber les fluctuations quotidiennes et saisonnières.

Les rendements des centrales classiques, fonctionnant avec des turbines à vapeur et des turbines à gaz, sont respectivement de l'ordre de 45% et 35%. Entre (60 et 65)% de l'énergie thermique apportée à ces centrales est perdue et répandue dans l'environnement, suscitant une forme de pollution supplémentaires (la chaleur) qui s'ajoute à celles des émissions des gaz à effet de serre provenant de la combustion des ressources fossiles (charbon, gaz naturel, pétrole ou fioul) dont les réserves sont de surcroît limitées. Dans une récente étude Galanis et ses co-auteurs [5] rapportent qu'approximativement 70% de l'énergie initiale utilisée par les industries canadiennes est perdue et répandue dans l'atmosphère contribuant ainsi à l'augmentation de l'effet de serre. Cette étude rapporte également que la récupération de cette énergie permet une réduction de l'effet de serre égale à 2,5 fois le taux ciblé par le protocole de Kyoto.

Afin d'améliorer les performances des systèmes énergétiques et diminuer leur impact néfaste sur l'environnement les chercheurs se sont intéressés à la récupération et l'utilisation de la chaleur basse température (rejet thermique : appelées chaleur fatale dans la littérature francophone ou bien 'Low grad heat' dans la littérature anglo-saxon). Des méthodes qui peuvent être utilisées pour convertir les chaleurs perdues (basses températures de 80 à 150°C) en électricité suscitent de plus en plus d'intérêt. Ces méthodes peuvent également être associées aux énergies renouvelables telles que la géothermie ou l'énergie solaire.

Le cycle de Rankine a connu donc, ces deux dernières décades, un renouveau grâce à l'utilisation des fluides organiques (Organic Rankine Cycle-ORC) et il s'est avéré très prometteur dans la conversion en électricité des sources de chaleur moyennes et basses températures. Les installations ORC opèrent comme les installations de puissance classiques utilisant de la vapeur d'eau sous pression. Cependant, dans les cycles de Rankine à basse

température, la température d'ébullition est beaucoup plus basse, de ce fait l'eau/vapeur comme fluide moteur n'est pas indiquée à cause de son faible rendement. La disponibilité d'un vaste panel de fluides de travail, aux propriétés physiques variées, permet de proposer des solutions pertinentes dans des gammes de températures et de pressions pour lesquelles la technologie des turbines à vapeur d'eau n'est pas favorable. Le cycle (ORC) fonctionne de manière similaire au cycle à vapeur d'eau, mais utilise un composé organique à la place de l'eau comme fluide de travail. Plusieurs composés organiques possèdent, à même température d'ébullition, une pression de vapeur saturante plus élevée que celle de l'eau permettant une valorisation plus efficace des rejets thermiques. Dans ces conditions l'amélioration du cycle ainsi que la réduction de la taille de la turbine et des autres équipements sont considérables grâce à l'utilisation des fluides organiques.

### **1.2 OBJECTIFS ET ORGANISATION DU MEMOIRE**

Dans la littérature, le cycle ORC sous-critique, dans lequel la vapeur saturée ou légèrement surchauffée est détendue à travers la turbine, est souvent utilisé pour la valorisation de rejets thermiques, la bibliographie en est très riche, Quoilin[3]. Nous y reviendrons plus en détail dans le chapitre correspondant. Cependant il a été observé qu'étant donné que ces rejets thermiques constituaient des réservoirs finis, le cycle de Rankine Organique sous critique était le siège d'une grande destruction de l'exergie. De nouvelles recherches se sont tournées vers les cycles ORC en configuration surcritique ou transcritique qui présentent un potentiel certain en raison de leur simplicité dans la configuration et de leur avantage dans l'efficacité (meilleure exploitation de la source) par l'amélioration des rendements.

Toutefois, les résultats obtenus pour les performances de ces cycles sont très en deçà de ce que prévoit la thermodynamique classique pour les rendements des machines thermiques. La thermodynamique classique fournit des expressions analytiques simples pour les performances d'une variété de cycles proposés pour modéliser le comportement des machines thermiques, néanmoins, ces expressions fournissent des résultats numériques très différents de ceux observés dans les machines thermiques réelles. La principale cause de cet écart est sans doute le fait que les rendements calculés dans les modèles de la thermodynamique classique supposent toujours les processus réversibles (temps infiniment long), de sorte que leurs résultats doivent être considérés comme des limites supérieures pour de tels rendements. De plus, en exigeant un temps infini, les cycles réversibles modélisent des machines thermiques qui produisent une puissance nulle, étant donné qu'elles fournissent un travail fini sur un temps infini. Ainsi, la question principale reste:

➤ *Dans quelles conditions et Quels sont les critères pour atteindre les valeurs de fonctionnement optimales des systèmes thermodynamiques qui sont effectués en temps finis ou en dimensions finies?*

Ce défi a finalement inspiré les scientifiques et un large éventail d'activités de recherche en a découlé.

Dans le but de mieux approcher les performances des machines réelles, une nouvelle branche de la thermodynamique a vu le jour «Thermodynamique en temps ou en dimensions finis (FTT- Finit Time and Finit sise Thermodynamics) ». C'est dans ce cadre que s'inscrit notre travail.

Le présent travail a pour objectif un modèle d'étude et d'optimisation d'un cycle thermodynamique transcritique. Les lois de transfert de chaleur et de la thermodynamique constituent les bases mathématiques de ce modèle. Sous les conditions *de finitude des dimensions* ainsi qu'en tenant compte des irréversibilités internes et externes, nous avons évalué la puissance maximale, les températures optimales de fonctionnement ainsi que les rendements thermiques et exergetiques, et ce, pour différents paramètres du cycle.

Afin de mener à bien notre travail et dans le but de maîtriser le thème dans sa globalité il nous a paru incontournable de :

- ❖ Présenter les sources de chaleur basse enthalpie les plus citées dans la littérature ainsi que les cycles de Rankine organiques les plus adaptés à leur exploitation. Il ressort de ce point l'importance des propriétés des fluides organiques.
- ❖ Consacrer une partie de notre étude (le chapitre 3) aux fluides de travail et aux critères de leur sélection. L'accent a également été mis sur les cycles transcritiques et surcritiques.
- ❖ Présenter un dernier point autour duquel s'articule notre travail. Celui-ci a trait à l'introduction au concept de la thermodynamique des cycles endoreversibles et au formalisme mathématique qui en découle. Les travaux précurseurs de Chambadal, Novikof et ceux de Curzon-Ahlborn y sont présentés. Ces travaux sont à l'origine d'innombrables recherches menées par de nombreux thermodynamiciens pour l'optimisation des cycles thermodynamiques.

Basé sur la théorie citée ci-dessus, notre travail s'est porté sur la détermination des conditions optimales de fonctionnement d'un cycle transcritique endoreversible puis endo-irréversible, utilisant une source de chaleur basse enthalpie. Le type de sources auxquelles nous nous sommes intéressées sont des rejets industriels ou bien des sources thermales dont les températures sont comprises entre 80 et 150°C. L'ensemble de nos résultats est présenté suivie d'une conclusion et des perspectives qui pourraient faire l'objet d'une suite à notre travail.

## CHAPITRE 2

### LES SOURCES DE CHALEUR BASSE ENTHALPIE ET LEUR MODE DE RECUPERATION

#### **2.1 Source de chaleur basse enthalpie**

Des quantités considérables d'énergie thermique de basse température sont disponibles à partir de sources naturelles (solaire, géothermie, biomasse) ainsi que celle provenant des déchets industriels (centrales électriques, usines chimiques, *etc.*). Dans le contexte actuel d'instabilité du coût des combustibles fossiles, l'incertitude sur la sûreté des centrales nucléaires et la pression de l'opinion publique pour la réduction des effets négatifs sur l'environnement, la conversion de ces sources en énergie mécanique et en électricité est sérieusement envisagée à des fins d'efficacité énergétique : un enjeu majeur pour notre futur énergétique.

Ce chapitre explore une variété de sources de chaleur renouvelables ainsi que des rejets thermiques sous-utilisés qui peuvent être considérés pour la production d'électricité, comme, il passe également en revue la technologie des systèmes thermodynamiques qui ont été proposés pour la conversion de cette énergie.

#### **2.1.1 Bassin solaire avec gradient de salinité (Salt-Gradient Solar Pond)**

Un moyen peu coûteux et efficace d'emmagasiner l'énergie véhiculée par le rayonnement solaire thermique est l'utilisation d'un bassin solaire à gradient vertical de concentration de sel (Figure 2.1) : une technologie simple utilisée depuis des décennies. Les bassins solaires sont utilisés dans de nombreux endroits à travers le monde. French rapporte dans son étude [6] les cas d'étude et d'application les plus anciens ainsi que leurs surfaces et leurs capacités.

Le concept consiste en un étang qui maintient une teneur en sel variable. Le gradient de concentration en sel est tel que, l'eau au fond est de la saumure saturée tandis qu'au sommet la concentration de sel est beaucoup plus basse. Cette concentration variable a pour effet de supprimer tout mouvement de l'eau qui pourrait être provoqué par la convection naturelle induite par le gradient de température : ce qui crée une stratification horizontale et une zone non convective. L'énergie rayonnante du soleil qui pénètre dans l'étang est absorbée et transformée en énergie thermique dans le fond, ou zone de stockage, cette énergie thermique peut être stockée pendant des heures, des jours ou des mois [6,7]. La (Figure 2.1) illustre la construction de base d'un bassin solaire.

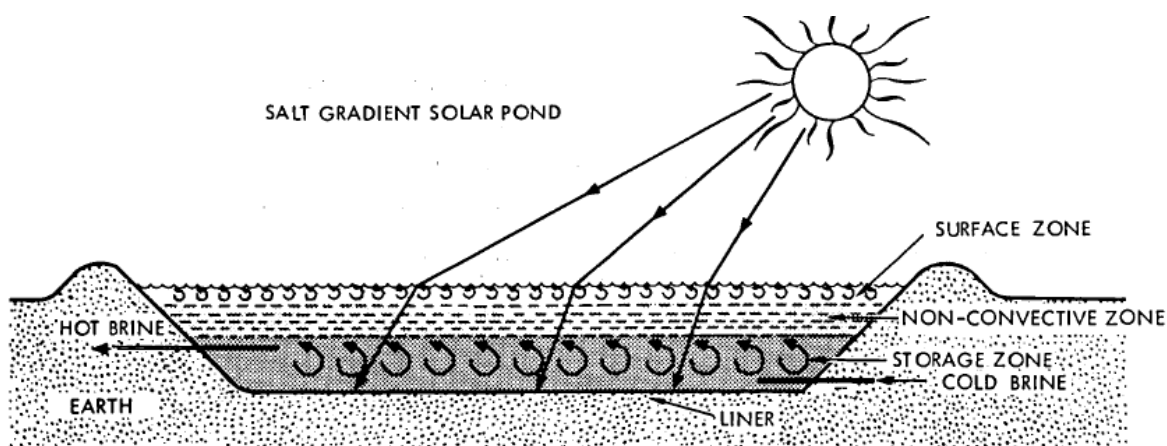


Figure 2.1 illustration d'un bassin solaire à gradient vertical de concentration en sel [6]

La zone non convective est beaucoup plus épaisse et occupe plus de la moitié de la profondeur de l'étang. Elle sert principalement de couche isolante et réduit le transfert de chaleur, alors que la zone la plus profonde est celle où l'énergie thermique est stockée et ne peut remonter à la surface du fait de la grande densité de l'eau dû à sa forte salinité selon Goutham et Krishna [7].

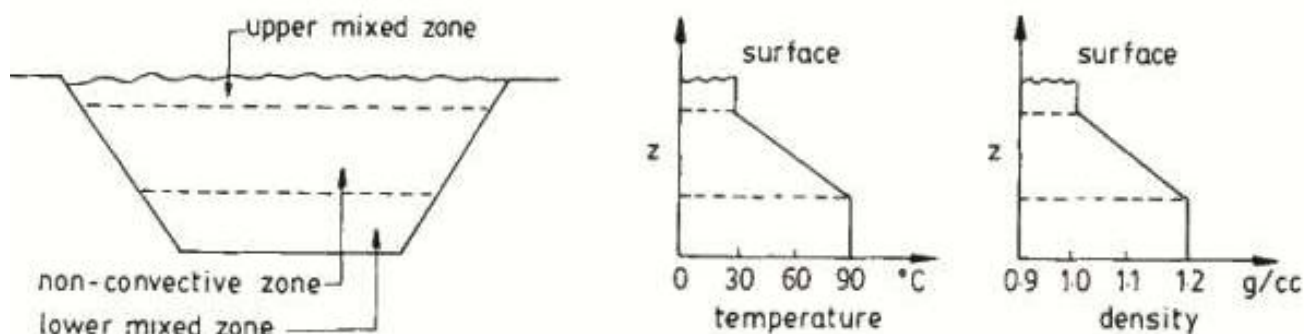


Figure 2.2 : Illustration du profil de température et du gradient de sel dans un bassin solaire [7]

Par conséquent un bassin solaire non convectif est un moyen peu coûteux pour la création d'un réservoir chaud qui pourrait être destiné à un système énergétique donné. L'eau salée chaude peut être utilisée dans une installation de production d'électricité pour entraîner la turbine et le générateur électrique et ce avec des fluides appropriés [8, 9, 10], (Figure 2. 3).

Comme il pourrait également faire l'objet d'une source de chaleur pour des procédés industriels et commerciaux, le chauffage, la climatisation ainsi que les besoins en eau chaude d'habitations collectives ou individuelles dans les régions isolées.

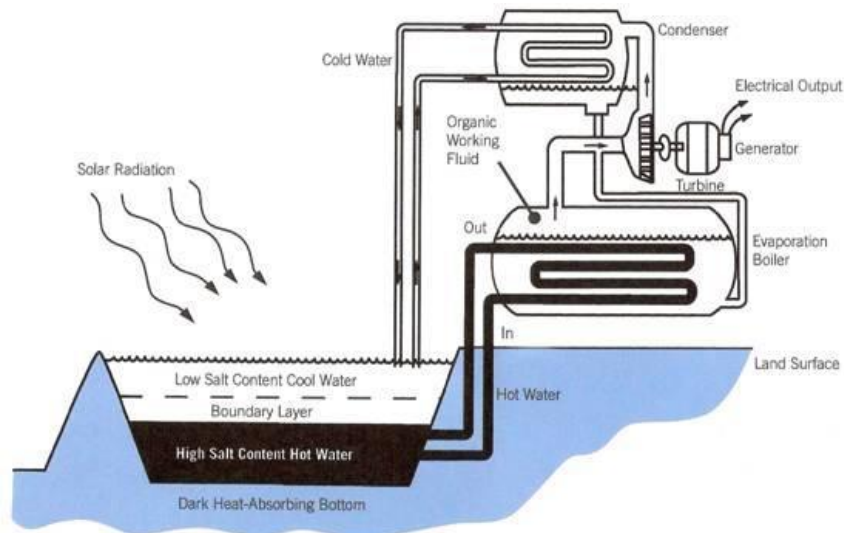


Figure 2.3 : Schéma d'un cycle de puissance utilisant un bassin solaire à gradient de sel [8]

Parmi les centrales électriques existantes à travers le monde utilisant les bassins solaires nous citons les installations suivantes [6, 8]:

- La centrale de 5 MW en Israël (mer morte) utilisant un bassin de 250000 m<sup>2</sup>
- La centrale de 70 MW à l'Université du Texas à El Paso [WWW.solarpond].
- La centrale de 2 kW à Alice Springs, Australie.
- La centrale de 20 kW à Bhavnagar en Inde.

Les travaux de recherche visant à déterminer les paramètres améliorant l'efficacité des bassins solaires se poursuivent, déterminant notamment l'importance des épaisseurs des différentes zones ; l'effet de l'ombrage provoqué par des parois verticales a également été exploré [11, 12].

Des progrès ont été réalisés dans les domaines de la modélisation thermique des bassins solaires afin d'optimiser l'exploitation, le choix du site, le dimensionnement ainsi que l'effet des conditions d'utilisation diurnes et nocturnes [13, 14].

### **2.1.2 Energie géothermique**

Depuis des temps immémoriaux, des manifestations géothermiques telles que des volcans, des geysers ainsi que des sources d'eau chaudes apparaissant à la surface de la Terre ont amené l'homme à penser intuitivement que la Terre était chaude à l'intérieur. La température du noyau de la terre est estimée à 6000°C et celle du manteau à 4000°C à sa base, et de l'ordre de 1000°C au niveau supérieur jouxtant la croûte terrestre. Cette énergie est attribuée à deux origines, une partie provient de la chaleur libérée lors de la création de la Terre, mais l'essentielle est générée par la désintégration continue d'éléments radioactifs présents dans la terre, tels que les isotopes de l'uranium ( $U^{235}$ ,  $U^{238}$ ), le thorium

( $\text{Th}^{232}$ ) ainsi que le potassium ( $\text{K}^{40}$ ). La Terre recèle un gisement thermique évalué à  $12,6 \cdot 10^{24}$  MJ, et celui de la croûte terrestre est de l'ordre  $5,4 \cdot 10^{21}$  MJ, ce qui fait d'elle un immense réservoir énergétique mais dont seulement une fraction peut être exploitée par l'humanité selon Dickson&Fanelli [15].

En moyenne la température augmente à partir de la surface terrestre d'environ  $3^\circ\text{C}$  tous les 100 m ce qui correspond à un gradient géothermique normal. Néanmoins, dans des zones géothermiques favorables, le 'gradient géothermique' peut être jusqu'à 10 fois plus important [15]. Jusqu'à présent, l'utilisation la plus répandue de cette énergie a été limitée aux zones où les conditions géologiques permettent à un support (eau en phase liquide ou vapeur) de «transférer» la chaleur des zones chaudes profondes vers ou à proximité de la surface, générant ainsi des ressources géothermiques, sources d'eau chaude et de geysers, qui, en fait, ne représentent qu'une petite partie des quantités d'eau chaude qui reste sous terre piégée dans des failles et les roches poreuses. Ce stock d'eau chaude naturelle est appelé réservoir géothermique (Figure 2.4). Cependant, même dans les régions où ces eaux souterraines n'existent pas des techniques novatrices, dans un proche avenir, pourraient offrir de nouvelles perspectives dans ce secteur.

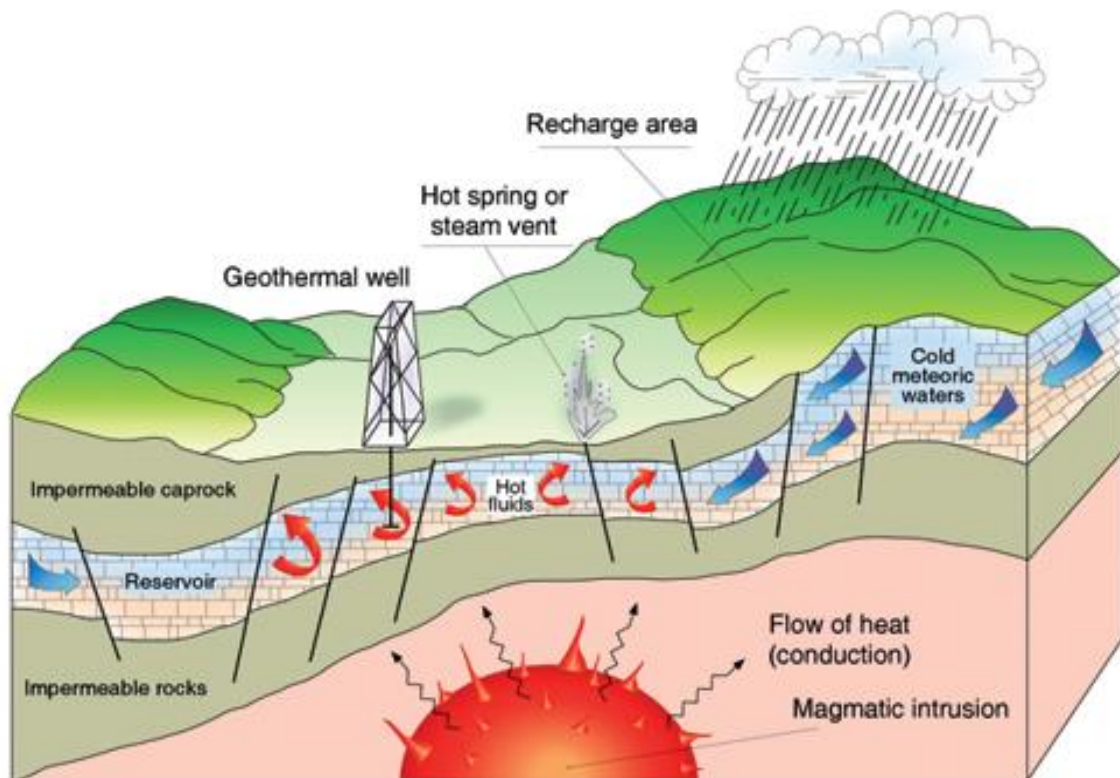


Figure 2.4 : Représentation schématique d'un système géothermique [15]

Les réservoirs géothermiques sont classés en catégories selon le niveau de leurs températures. On a ainsi les réservoirs basse énergie dont les températures sont inférieures à  $90^\circ\text{C}$ , les réservoirs moyenne énergie dont les températures sont comprises entre  $90^\circ\text{C}$  et

150°C et enfin pour des températures dépassant les 150°C les réservoirs sont classés haute énergie.

Les ressources géothermales les plus abondantes à travers le monde sont les sources basses et moyennes températures en phase liquide. On dénombre par exemple au Nord de l'Algérie 200 sources thermales. Des études effectuées par Fekraoui et Kedaid [16, 17] estiment la température de certains de ces réservoirs à 120°C. L'ensemble des sources thermales du Nord Algérien sont recensées sur la carte de la (Figure 2.5), alors que les sources les plus significatives du pays sont données par la table 2.1.

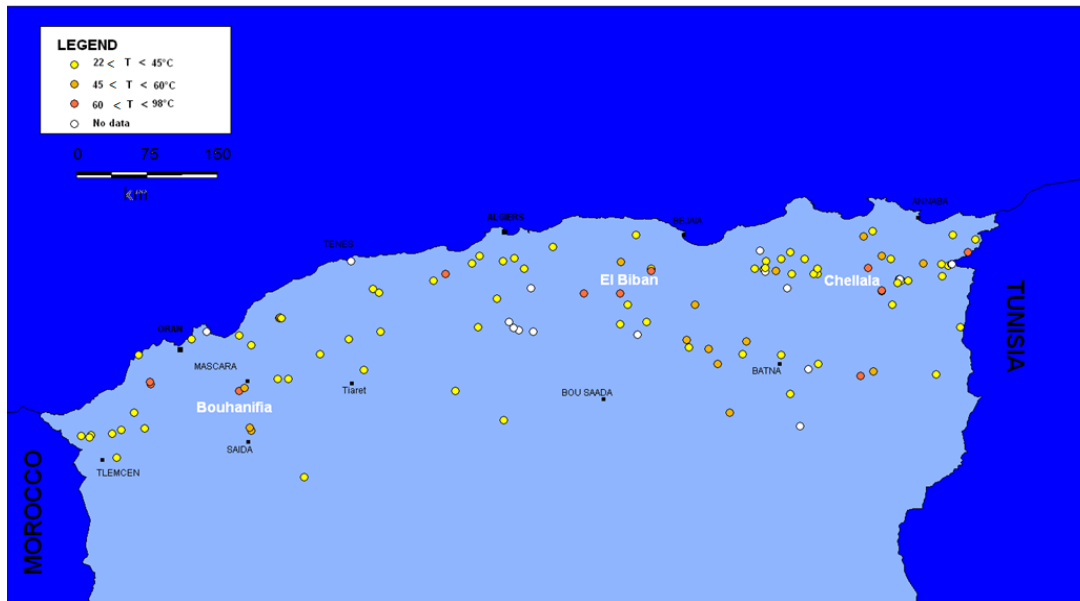


Figure.2.5 Localisation des sources thermales du Nord Algérien [16].

**Tableau 2.1** Températures en degré des réservoirs géothermiques estimés à partir des géothermomètres chimiques pour certaines sources thermales du Nord Est de L'Algérie [17]

Sources	T <sub>surface</sub> °C	T <sub>réservoir</sub> °C
Hammam. Chellala	94	122
Hammam Sidi Trad	60	102
Hammam Beni Salah	37	91
Hammam Beni Hachni	62	108
Hammam Guerfa	59	105

L'utilisation de l'énergie géothermique recouvre un large spectre d'application que ce soit pour les basses températures ou les hautes températures. Parmi les applications on peut citer le chauffage d'habitat (en Algérie certains auteurs se sont penchés sur cette application, Rachedi [18]), la climatisation ainsi que la réfrigération et enfin la production

d'électricité. Une grande variété d'applications est résumée sur le diagramme bien connu de Lindal représenté sur la (Figure 2.6).

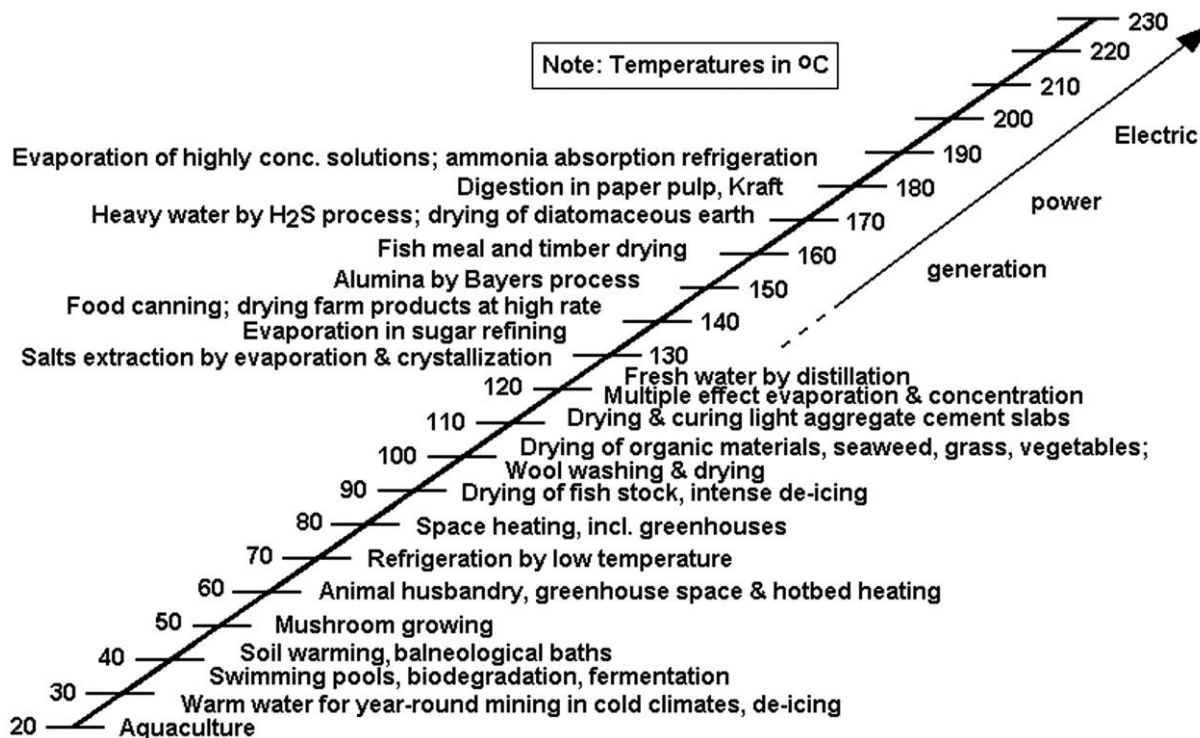


Figure 2.6 : Diagramme modifié de Lindal montrant le spectre d'application dans l'utilisation des fluides géothermiques [19]

Nous remarquons sur ce diagramme que la production de l'électricité n'est considérée qu'à partir de 150°C, c'est-à-dire par l'utilisation de fluides géothermiques provenant de réservoirs à haute énergie. Cependant les concepteurs de centrales géothermiques disposent actuellement d'une large gamme de design d'installations de puissance tendant à exploiter des sources dont les températures peuvent descendre jusqu'à 90°C et même 80°C. Actuellement il existe plusieurs configurations de centrales géothermiques :

- Les centrales à vapeur d'eau à mono-condensation (single-flash steam power plants) ;
- Les centrales à vapeur d'eau à double-condensation (double-flash steam power plants) ;
- Les centrales à vapeur d'eau sèche ;
- Les centrales à cycle binaire.

Les 3 premiers cas utilisent des cycles à vapeurs classiques (la vapeur d'eau est le fluide moteur actionnant la turbine). Par contre le dernier cas est utilisé lorsque les sources sont de basse et moyenne énergie et ce, grâce au renouveau qu'a connu le cycle de Rankine par l'utilisation des fluides organiques purs ou bien composés. Dans toute la suite de notre dissertation nous ne nous intéresserons qu'aux fluides dont la température est comprise entre 80°C et 150° C. À titre d'information nous donnons ci-dessous (figure 2.7 et tableau 2.2) les résultats de recherches inventoriant les capacités d'électricité produite à travers le

monde par tous les types de sources et d'installations géothermiques confondus. Ces données fournies par R. Bertani [20,21] regroupent les résultats les plus récents (2015 et prévision pour 2020).

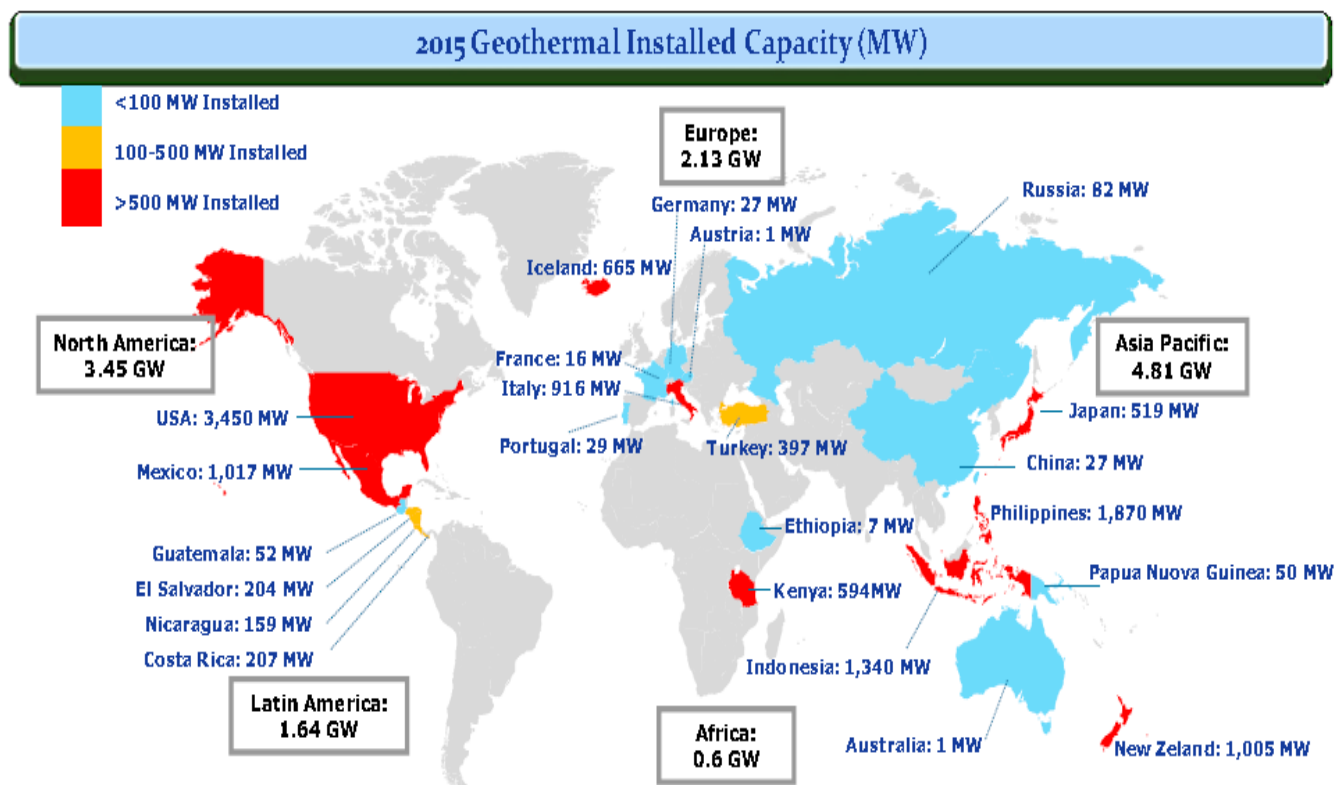


Figure 2.7 : Capacité électrique installée à travers le monde (total 12,6 GWe) [20]

La technologie des installations binaires joue un rôle très important dans le marché moderne de la production de l'électricité par l'exploitation des sources géothermiques. Lors de l'utilisation des fluides géothermiques provenant de réservoirs à haute énergie et ce à l'aide des cycles standards à mono ou doubles condensation, la récupération de la chaleur résiduelle contenue dans les fluides géothermique pourrait être exploitée dans un cycle binaire pour la production d'électricité additionnelle contribuant à l'amélioration du rendement global de toute l'installation.

L'exploitation des sources dont les températures sont comprises entre 90°C et 180°C ne peut s'effectuer que grâce aux installations binaires, cependant, la puissance électrique générée à travers le monde par ce type d'installation s'élève à 1,79 GWe (en 2015) [20]. Ceci ne représente que 14% de la production mondiale même si 46,6% des centrales géothermiques sont du type binaire, (Figure 2.8).

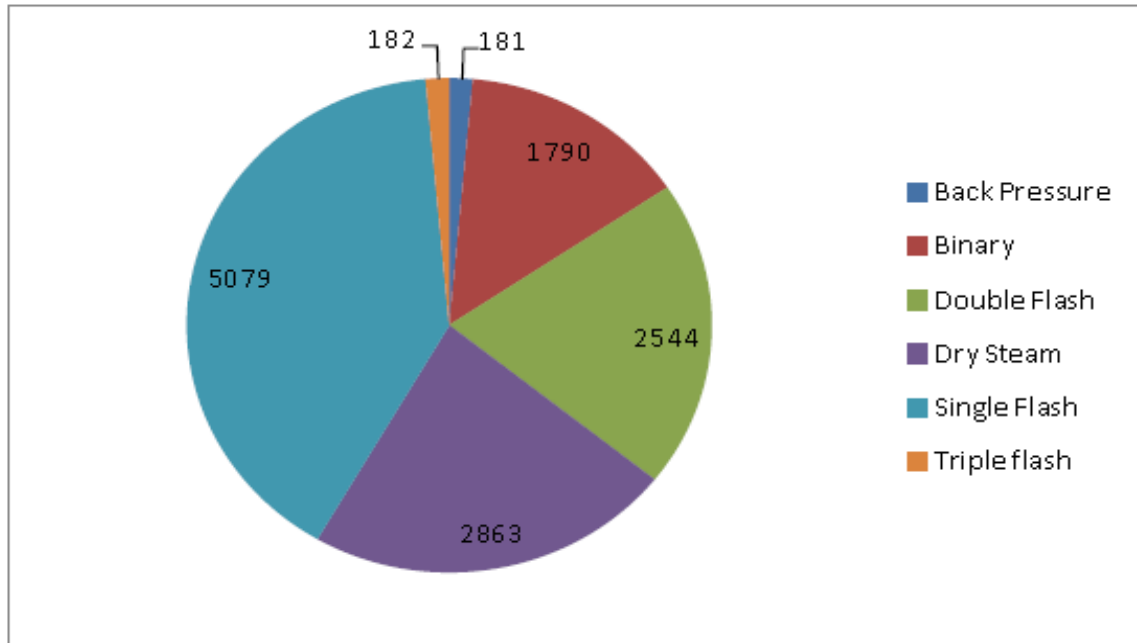


Figure 2.8 : Capacité électrique installée en MWe pour chaque type de centrale (total 12,6 GWe) [20]

A titre indicatif, les travaux de Aneke [22] nous révèlent les performances de la centrale réalisée en Alaska-USA « Chena Hot Springs » réalisée en 2006. C'est une centrale produisant 225 kW, qui utilise une source de seulement 74°C. C'est la plus basse source géothermique à travers le monde utilisée pour produire de l'électricité. Une seconde unité a été réalisée ainsi qu'une 3<sup>ème</sup> en cours de réalisation totalisant une puissance de 730 kW pour subvenir aux besoins d'une localité isolé.

### 2.1.3 Rejets thermiques industriels

De nombreux procédés industriels ont besoin de grandes quantités d'énergie thermique, dont une grande partie est finalement évacuée vers l'environnement, que ce soit vers l'atmosphère ou vers les courants d'eau naturels (rivière, mer). La récupération de cette chaleur résiduelle représente une grande opportunité pour réduire la consommation d'énergie dans l'industrie [23].

Nous pouvons citer à titre d'exemple que la température des produits de combustion à la sortie de la chaudière pour un cycle de puissance de Rankine et la température du gaz à basse pression à la sortie d'une turbine de Brayton dépassent souvent 500 °C, Nguyen et al [24]. L'industrie chimique ainsi que les usines de métallurgie et d'incinération représentent d'autres exemples de procédés industriels qui exploitent d'énormes quantités d'énergie de haute qualité et rejettent un pourcentage important de cette énergie à travers des effluents gazeux ou liquides chauds.

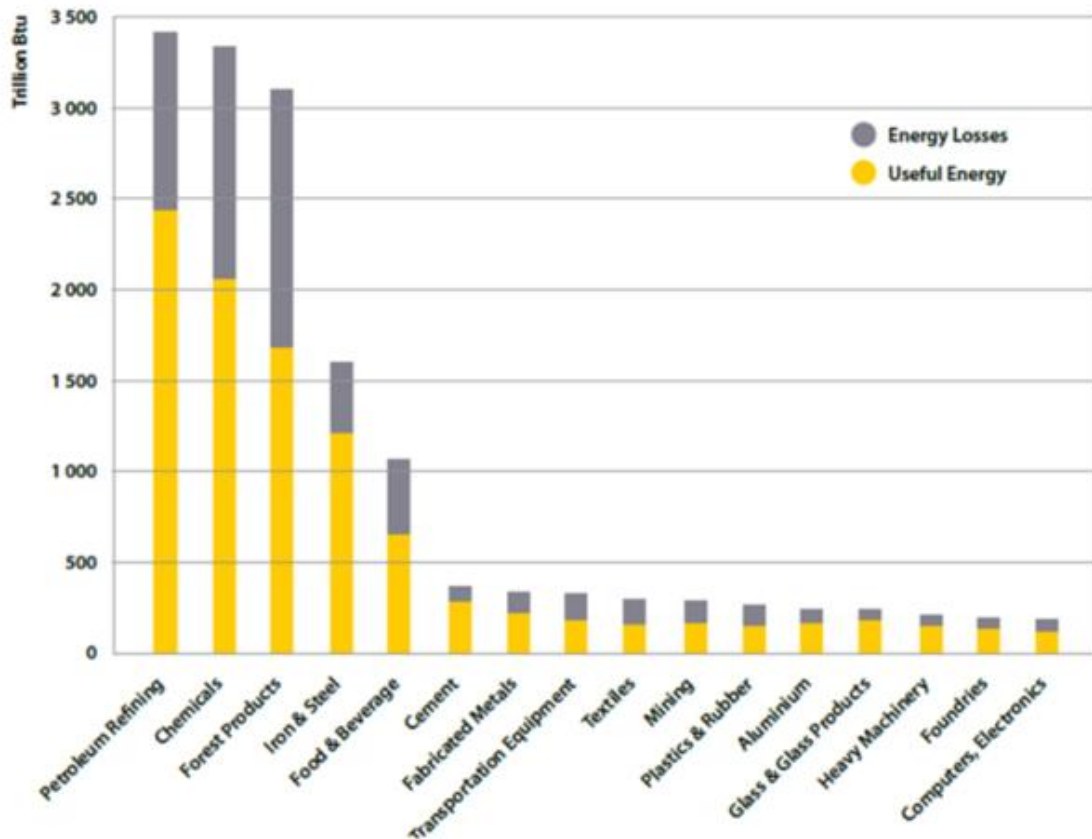


Figure 2.9 Energie utile et énergie rejetée dans différents secteurs industriels [16]

Dans plusieurs autres secteurs de l'industrie, des chaleurs résiduelles inévitables de moyennes et basse température entre  $80^{\circ}\text{C}$  et  $150^{\circ}\text{C}$ , sont très abondantes. Ce sont ces sources qui font l'objet de ce travail. Cependant, ces chaleurs de faibles enthalpies si elles ne sont pas utilisées pourraient constituer une préoccupation environnementale en plus du manque à gagner en coût et en efficacité des systèmes énergétiques.

La (Figure 2.9), ci-dessus, montre l'énergie utile et les pertes d'énergie dans les principaux secteurs industriels, indiquant que ces pertes d'énergie sont assez conséquentes et présents dans chaque secteur de l'industrie.

En résumé, les ressources calorifiques de faibles à moyenne enthalpie sont très abondantes, et constituent un énorme potentiel à explorer. Cependant, la température modérée de ces sources de chaleur ne peut pas être convertie efficacement en énergie électrique par des procédés classiques. Dans ce contexte, la recherche sur la façon de convertir cette chaleur est d'une grande importance. Différents cycles thermodynamiques tels que le cycle de Rankine organique, le cycle Rankine surcritique, le cycle Kalina ainsi que le cycle de Goswami ont été proposés et étudiés pour la conversion de sources de chaleur de faible intensité en électricité. D'innombrables travaux aussi bien expérimentaux que théoriques s'attellent à faire le point : d'une part sur les meilleures configurations et schémas de cycles pour l'amélioration des performances et d'une autre part sur les critères de sélections de fluides de travail dont le choix s'est avéré crucial pour l'exploitation d'une source d'un niveau de température donné.

## **2.2 Cycles Thermodynamique pour la Récupération de Chaleurs Basses Enthalpie**

La conversion de l'énergie calorifique en travail mécanique, en électricité ou une autre forme énergétique (notamment la production de froid) est régie par des séries de procédés thermodynamiques qui constituent un cycle thermodynamique. Les systèmes de production d'énergie sont classés sur la base du fluide de travail utilisé, en cycle à vapeur ou en cycle à gaz. Dans un cycle à vapeur, le gaz qui actionne la turbine est obtenu à partir de l'évaporation d'un fluide. Un exemple d'un tel cycle est le cycle classique de Rankine. Dans un cycle à gaz, comme le cycle Brayton, le fluide de travail reste sous forme gazeuse durant toutes les étapes du cycle. Avant d'aller plus en détail dans la description des cycles thermodynamiques faisant l'objet de notre étude, rappelons le principe de fonctionnement du cycle de Carnot.

### **2.2.1 Le cycle de Carnot**

Le cycle de Carnot est le cycle thermodynamique le plus efficace qui peut être réalisé à l'aide de 2 réservoirs thermiques donnés [25], examinons le, tel qu'il est illustré dans le diagramme T-s de la (Figure 2.10). Le fluide caloporteur, qui est de l'eau, suit les quatre étapes suivantes :

- une évaporation isotherme isobare de 4 à 1 ( $T_H$  constant),
- une détente isentropique (adiabatique) de 1 à 2,
- une condensation isotherme isobare de 2 à 3 ( $T_L$  constant),
- une compression isentropique (adiabatique) de 3 à 4.

Le rendement de toute machine thermique étant défini comme le rapport entre le travail effectué par le système et la quantité de chaleur fournie par le réservoir chaud, il est donc donné par :

$$\eta_{thermique} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} \quad (2.1)$$

$$Q_{reversible} = \int T ds \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} Q_H &= T_H (s_2 - s_1) \\ Q_L &= T_L (s_2 - s_1) \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$W_{net} = Q_H - Q_L = (T_H - T_L)(s_2 - s_1) \quad (2.4)$$

Où:

-  $W$  est le travail utile et  $s$  l'entropie spécifique; alors que  $T_H$  et  $T_L$  sont respectivement les températures absolues des réservoirs chaud et froid.

-  $Q_H$  et  $Q_L$  sont les quantités de chaleur, fourni par le réservoir chaud et celle rejetée vers le réservoir froid, respectivement.

Le rendement d'une machine thermique fonctionnant selon le cycle de Carnot est par conséquent donné par l'expression suivante et est appelé le rendement de Carnot:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.5)$$

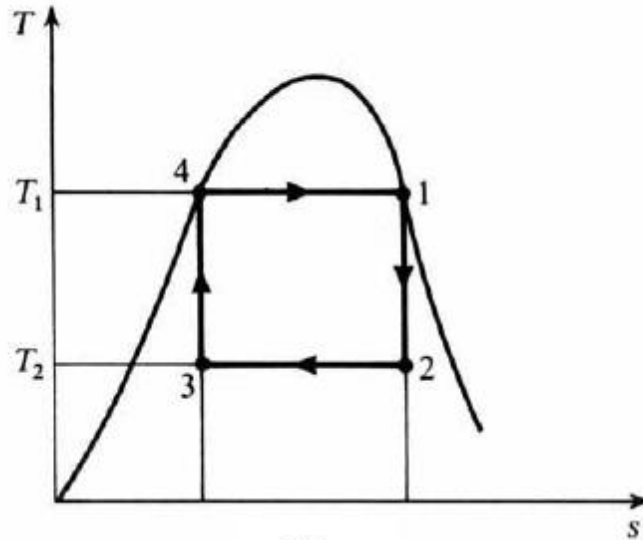


Figure 2.10 : Description du cycle de Carnot dans un diagramme T-s [25]

Le rendement thermique de toutes les machines irréversibles, c'est-à-dire les machines réelles, qui fonctionnent entre deux réservoirs thermiques, sera toujours inférieur au rendement de la machine de Carnot fonctionnant entre les deux mêmes réservoirs thermiques. Le rendement de Carnot est la limite supérieure qu'aucune machine réelle, c'est-à-dire, machine souffrant d'irréversibilités, ne pourra jamais atteindre [25,26]. En outre, on constate, d'après l'équation (2.5), que le rendement de la machine de Carnot croît à mesure que  $T_H$  augmente et que  $T_C$  diminue. Il en est de même pour les machines thermiques réelles.

On peut donc conclure que le cycle de Carnot ne peut être retenu comme cycle de puissance à vapeur idéal. Ceci est dû au fait que Sadi Carnot l'ait modélisé sur des conditions parfaites. Bien que, utiles comme point de départ, Il ne montre pas les conditions de fonctionnement des machines thermiques réelles. Pour ces considérations, d'autres cycles ont été développés pour les moteurs thermiques, tel que le cycle de Rankine (centenaire). Ce cycle utilise de la vapeur d'eau comme fluide de travail et est l'approche du cycle de Carnot dans les systèmes énergétiques réels largement utilisés pour générer de l'électricité à travers le monde.

### **2.2.2 Le cycle de Rankine**

Le développement du cycle de Rankine résulte des difficultés pratiques de conception d'un système utilisant le cycle de Carnot. La (Figure 2.10) montre que l'évolution 3-4 consiste à comprimer un mélange liquide-vapeur en un liquide saturé. Cette évolution est difficilement

réalisable pour deux raisons. Premièrement, il n'est pas facile de contrôler le phénomène de condensation de façon à produire un mélange liquide-vapeur dont le titre résultant est précisément celui qui est recherché à l'état 3. Deuxièmement, Il est difficile de concevoir une pompe qui peut comprimer un mélange diphasique. Par contre, il est plus aisé de permettre au processus de condensation d'atteindre son terme à l'état 3, ce qui conduit à ce que l'on appelle *le cycle de Rankine* (Figure 2.11).

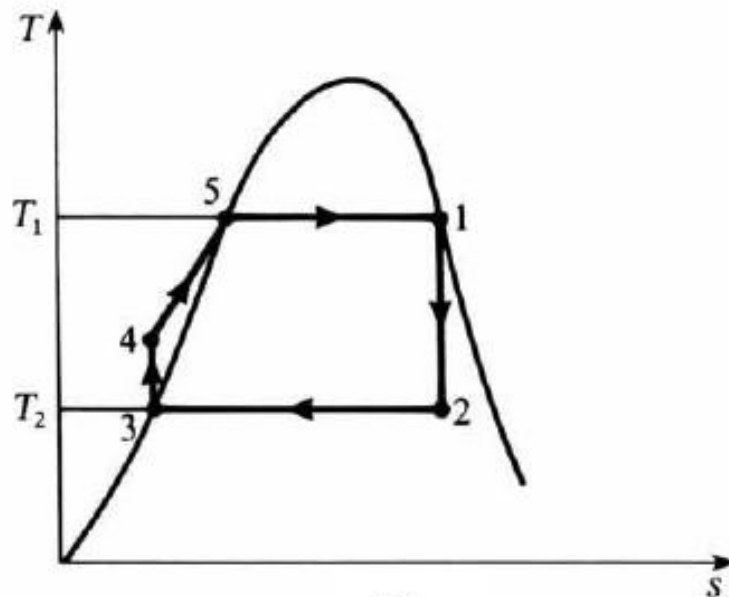


Figure 2.11 Description du cycle de Rankine dans un diagramme T-s [27]

Pour ce nouveau cycle, le fluide de travail est entièrement liquide au point 3 et peut donc être comprimé plus facilement jusqu'à la pression nécessaire pour s'écouler dans la chaudière au point 5. Du fait de ces modifications, à l'état 4 du cycle de Rankine, le fluide n'est pas à la température de saturation correspondant à la pression régnant dans la chaudière. Par conséquent, de la chaleur doit être fournie au fluide pour le faire passer de l'état de liquide sous-refroidi à l'état 4, vers un état de liquide saturé à l'état 5. Ce processus est évidemment un processus à pression constante et non pas à température constante. Les irréversibilités introduites dans le cycle, du fait des modifications apportées, font que le rendement du cycle de Rankine est toujours inférieur au cycle de Carnot non modifié [25,26, 27].

### 2.2.3 Le cycle de Rankine Organique

Le cycle de Rankine a connu ces dernières décades un renouveau grâce à utilisation des fluides organiques (Organic Rankine Cycle : ORC) et il s'est avéré très prometteur dans la conversion en électricité des sources de chaleur moyennes et basses températures. Les installations ORC opèrent comme les installations de puissance classiques utilisant de la vapeur d'eau sous pression. Cependant, dans les cycles de Rankine à basse température, la température d'ébullition est beaucoup plus basse, de ce fait l'eau/vapeur comme fluide moteur n'est pas

indiquée à cause de son faible pouvoir d'exploitation de ces sources. Dans ces conditions l'amélioration du rendement du cycle ainsi que la réduction de la taille de la turbine ainsi que les autres équipements est considérable grâce à l'utilisation des fluides organiques. Le cycle de Rankine organique a été proposé et utilisé pour différentes applications, notamment :

- **Electricité à partir du solaire thermique :** La plupart des centrales électriques solaires utilisant les concentrateurs paraboliques, réalisées de part le monde, utilisent des cycles classiques à vapeur d'eau. Cependant, la technologie des cycles à vapeur n'est pas disponible à petites échelles et n'est pas adaptée, non plus, aux sources de chaleur à basses et moyennes températures. Dans une récente étude [28], Prabhu analyse l'optimisation et la viabilité économique des machines thermiques basées sur des systèmes ORC, pour la production d'électricité à partir de capteurs solaires thermiques. Selon cette étude ces installations seraient optimales pour un système à deux cascades utilisant le toluène comme fluide de travail haute température et le butane pour la partie basse température. Le fluide transportant la chaleur issue de collecteurs solaires est le therminol VP-1. Il a été recommandé que l'installation doive inclure le stockage pour la production continue d'électricité. Les auteurs suggèrent que de telles unités de capacité comprises entre 1 et 10 MWe seraient économiquement attrayantes pour les communautés isolées.

La (Figure 2.11) représente le schéma de principe de fonctionnement de la centrale électrique utilisant un fluide organique comme fluide moteur (n-pentane) et dont la construction a été achevée en 2006 en Arizona. Sa capacité est de 1MWe et présente un rendement de 20% [29,5]

Il est cependant, important de noter que les fluides organiques sont nombreux et qu'il n'est pas possible de privilégier de prime à bord l'utilisation de l'un par rapport à l'autre [30]. Ceci est principalement dû à la forte interdépendance entre la nature du fluide, les conditions de travail du cycle et de sa configuration. Il en découle que le choix du fluide de travail doit faire partie du design du système ORC envisagé, et ce, quelque soit la source de chaleur utilisée.

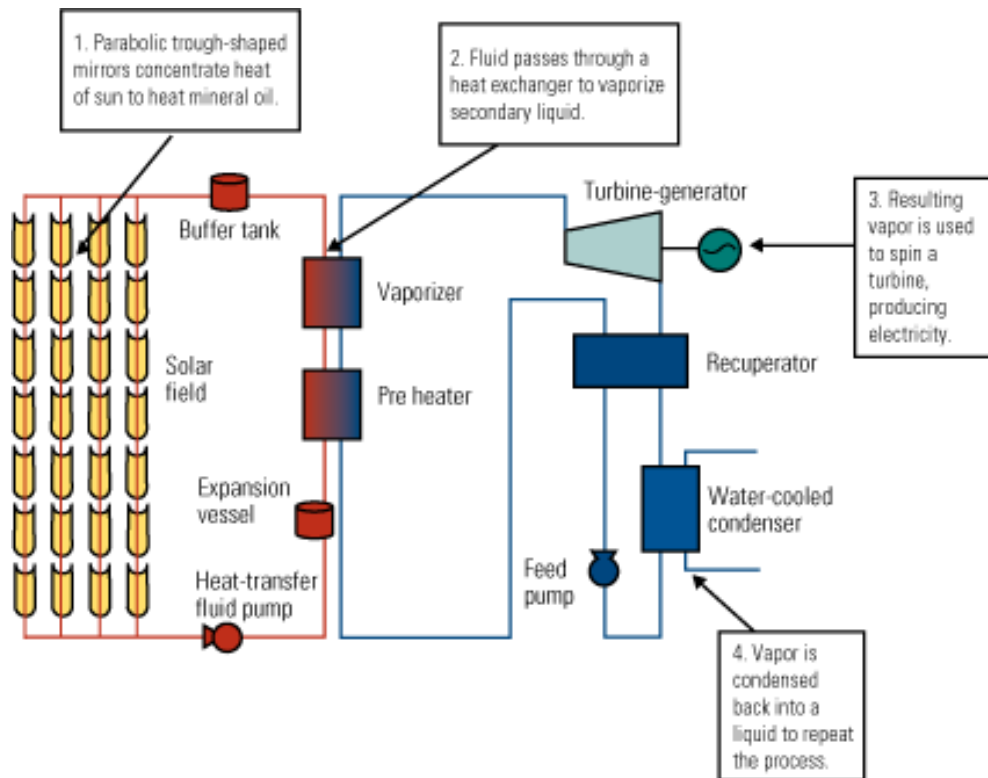


Figure 2.12 Schéma du Principe de fonctionnement d'un système ORC utilisant un champ de capteurs solaire (Arizona USA) [5]

- **Electricité à partir de cycle binaires géothermiques:** Le type de centrale électrique géothermique à mono condensation est inapproprié pour les sources géothermiques, en phase liquide, à basse température (notamment en dessous de 150 °C).

Dans ce type d'installation, la chaleur du fluide géothermique est transférée à un fluide secondaire, le fluide géothermal lui même ne rentre pas en contact avec les parties tournantes de l'installation. Selon DiPippo [31], ce type d'installation pourrait être très avantageux pour des sources inférieures à 150°C. Notons également que ces installations ont zéro émission vers l'environnement. Les cas d'études ou de réalisations sont très abondants dans la littérature.

Une évaluation, effectuée par DiPippo [32], des rendements thermique et exergétique de différentes installations en cours d'exploitation, montre que les cycles de Rankine à fluides organiques ont de faibles rendements thermiques (5 à 10%), le rendement exergétique est dans l'intervalle (24 à 45%). En optant pour un choix approprié du fluide de travail un système binaire peut être conçu pour des températures de sources géothermiques variant entre 85 et 150°C [15].

Deux unités pilotes ont été construites au Japon produisant chacune 1 MWe. La première utilise l'isobutane comme fluide de travail et une source combinée de vapeur et de saumure à 130°C, voir (Figure 2.13). Le second prototype utilise le R 114 (C<sub>2</sub>Cl<sub>2</sub>F<sub>4</sub>) et une saumure à une température de 140°C. Les rendements calculés à partir de la première et de la seconde loi de la thermodynamique sont respectivement 9,81% et 21,6% pour ce dernier.

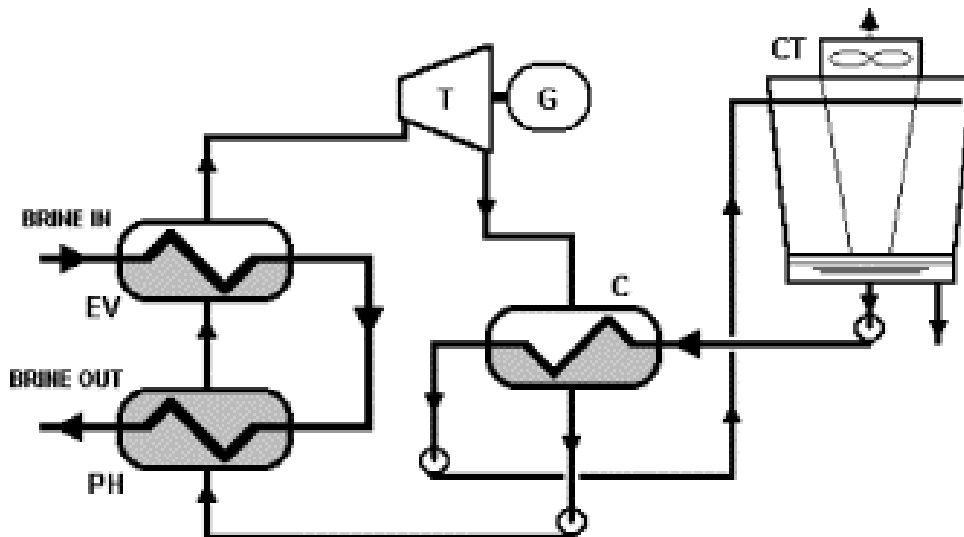


Figure 2.13 Cycle de Rankine organique à l'eau thermale de Nigorikawa [32] :  
Température d'entrée 140°C, de sortie 92°C ; Débit massique de la source 50kg/s

La centrale de puissance à Altheim (Autriche), utilise de l'eau géothermale pour la production d'électricité et le chauffage d'habitations. La source dont la température est de 106°C et le débit de 86 l/s produit une puissance thermique de 12,4 MWth. La puissance électrique nette produite est de 1000 kWe. Cependant selon Saleh et al [33], cette centrale a utilisé initialement le perfluoropentane qui est néfaste pour l'environnement et de faible rendement thermique.

#### 2.2.4 Cycle de Rankine surcritique

Dans ces systèmes l'apport de chaleur est fourni au fluide de travail après qu'il soit élevé à une pression supérieure à celle du point critique. Cependant, il faut faire la distinction entre système surcritique et système transcritique. Le premier est essentiellement un cycle de Brayton utilisant un fluide restant dans une seule phase tels que : l'air, les gaz de combustion, le réfrigérant C318 ainsi que le propane et l'hexane qui sont des fluides à l'étude pour des installations nucléaire surcritiques. D'un autre côté, dans un système transcritique la sortie de la turbine s'effectue à une pression sous-critique, le fluide de travail est alors à l'état liquide après son passage dans le condenseur. Il est ensuite pompé jusqu'à une pression supérieure à la valeur critique, c'est à ce niveau de pression que se fait l'apport de chaleur pour augmenter la température.

Plus de 400 installations transcritiques sont opérationnelles aux USA, en Europe, en Russie et au Japon. Parmi les plus modernes le rendement dépasse les 45%. Il est clair qu'en plus des avantages économiques d'un tel rendement, les impacts environnementaux sont aussi réduits [5]. Néanmoins, ces installations (cycle à vapeur) fonctionnent avec des températures d'entrée en turbine proche de 600°C, cet ordre de grandeur sort du cadre de cette étude.

Les systèmes transcritiques utilisant d'autres fluides que l'eau, ne sont pas aussi développés technologiquement que ceux basés sur les ORC sous-critique. Pourtant ils offrent un avantage thermodynamique important qui se manifeste par l'analyse du processus de

transfert de chaleur entre le réservoir chaud (eau géothermale, fluide de capteur solaire, rejets industriels,...) et le fluide de travail. L'écoulement de la source chaude dans l'évaporateur est refroidi, comme illustré par la ligne (1) de la (Figure 2.14). Cette situation est contraire à celle qui prévaut dans les centrales classiques sous-critiques dont la température du réservoir chaud est maintenue sensiblement constante par la combustion continue de carburant.

Dans les cycles ORC, le fluide de travail est évaporé à pression constante (sous-critique) comme illustré par la ligne (3) de la (Figure 2.14). Par conséquent, sa température moyenne au cours de ce processus est considérablement plus basse que celle de la source chaude, ce qui produit une grande destruction de l'exergie. D'autre part, si la pression du fluide de travail est plus grande que la valeur critique, la température du fluide moteur continue d'augmenter durant le processus de transfert de chaleur illustré par la ligne (2) de la (Figure.2.14).

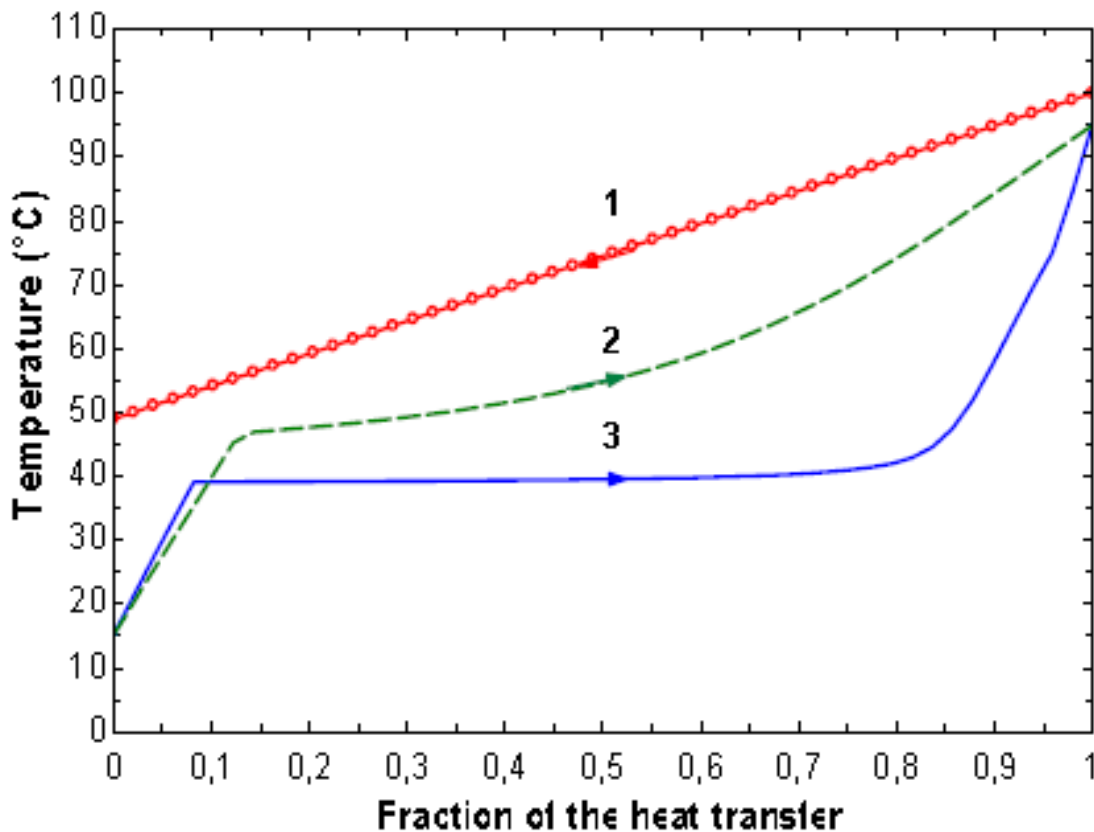


Figure 2.14 : variation typique de la température lors de l'apport de chaleur à un système sous-critique et à un système sur-critique [5].

Par conséquent la destruction de l'exergie est considérablement réduite, de ce fait, l'énergie transférée au fluide est beaucoup plus élevée. Ce qui conduit à une meilleure exploitation de ce type de source.

Compte tenue de cette situation, certaines études, Chen [34] et Yamagachi [35], ont examiné le potentiel de certains fluides de travail organiques utilisés dans des cycles sous-critiques comparés à d'autres fluides utilisés dans des cycles transcritique et surcritiques. Un intérêt considérable se manifeste actuellement dans la littérature à l'égard des cycles transcritiques et sur-critique utilisant le CO<sub>2</sub> comme fluide de travail, cet intérêt pour le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) dont la température et la pression critique sont respectivement 31,1°C et 7,38MPa est motivé par les faits que:

- Il est non toxique et ininflammable ;
- il est abondant, abordable, inerte et ne nécessite pas de recyclage ;
- il est compatible avec les matériaux de construction standards et lubrifiants ;
- sa densité est élevée et donc la taille des composants du cycle est réduite.

### **2.2.5 Le Cycle Kalina**

La particularité du cycle Kalina, inventé ou bien mis au point par le chercheur Russe Dr Alexander Kalina (1983) [36], réside dans son fluide de travail. Il s'agit d'un mélange de deux fluides dont les températures d'ébullition sont différentes. Etant donné qu'un mélange s'évapore graduellement à travers une gamme de température, une plus grande quantité de chaleur pourra être extraite de la source de chaleur contrairement à l'utilisation d'un fluide de travail pur. La (Figure 2.15) schématise les différentes étapes du cycle Kalina.

Ce cycle consiste en un évaporateur, une turbine, un condenseur, une pompe hydraulique, un séparateur, un régénérateur, une valve de détente ainsi qu'un absorbeur. Il utilise comme fluide de travail un mélange (eau – ammoniac) à forte concentration.

Le mélange (eau-ammoniac) arrive dans l'évaporateur. En récupérant la chaleur de la source chaude il s'évapore partiellement. Il est alors envoyé dans le séparateur où le courant diphasique est séparé en deux phases : liquide et vapeur. La vapeur riche en ammoniac est dirigée vers la turbine et produit un travail. La phase liquide (pauvre en ammoniac) est refroidie dans le régénérateur, puis subi une détente et arrive dans l'absorbeur. La vapeur issu de la turbine est mélangé à ce liquide froid qui l'absorbe. Le liquide total résultant passe alors dans le condenseur à la sortie duquel on obtient à nouveau le mélange initial à forte concentration d'ammoniac qui est pompé vers l'évaporateur pour recommencer un nouveau cycle, la (Figure 2.16) illustre l'augmentation isobarique de la température d'un mélange eau-ammoniac.

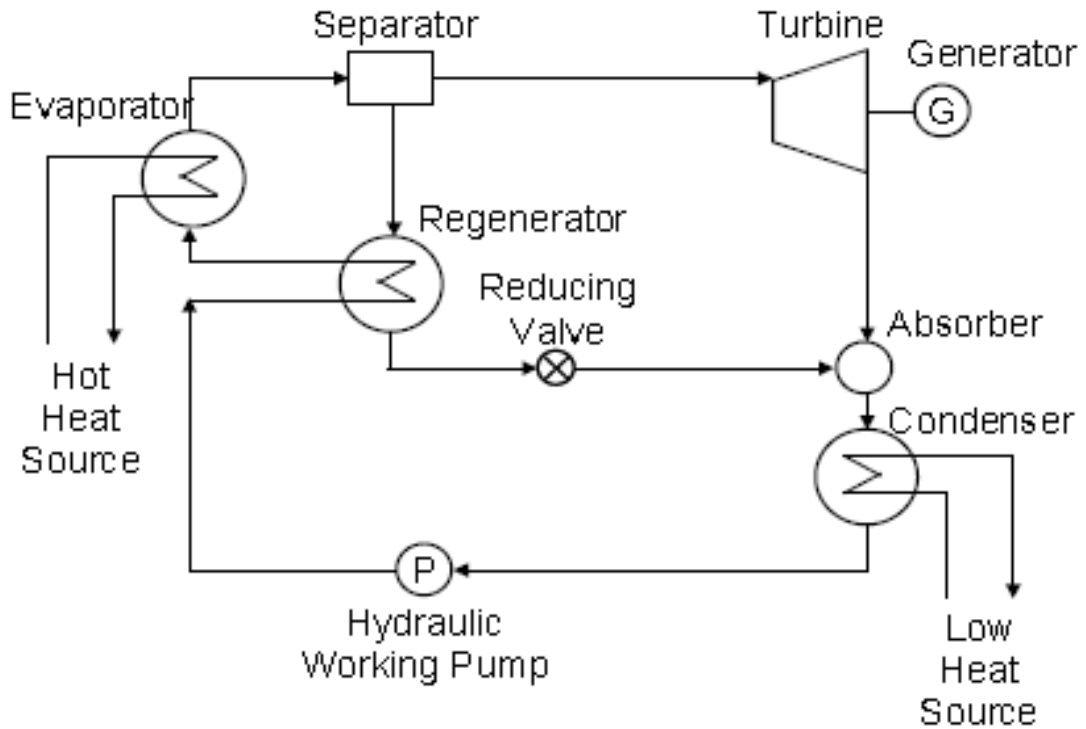


Figure 2.15 Représentation du Cycle Kalina

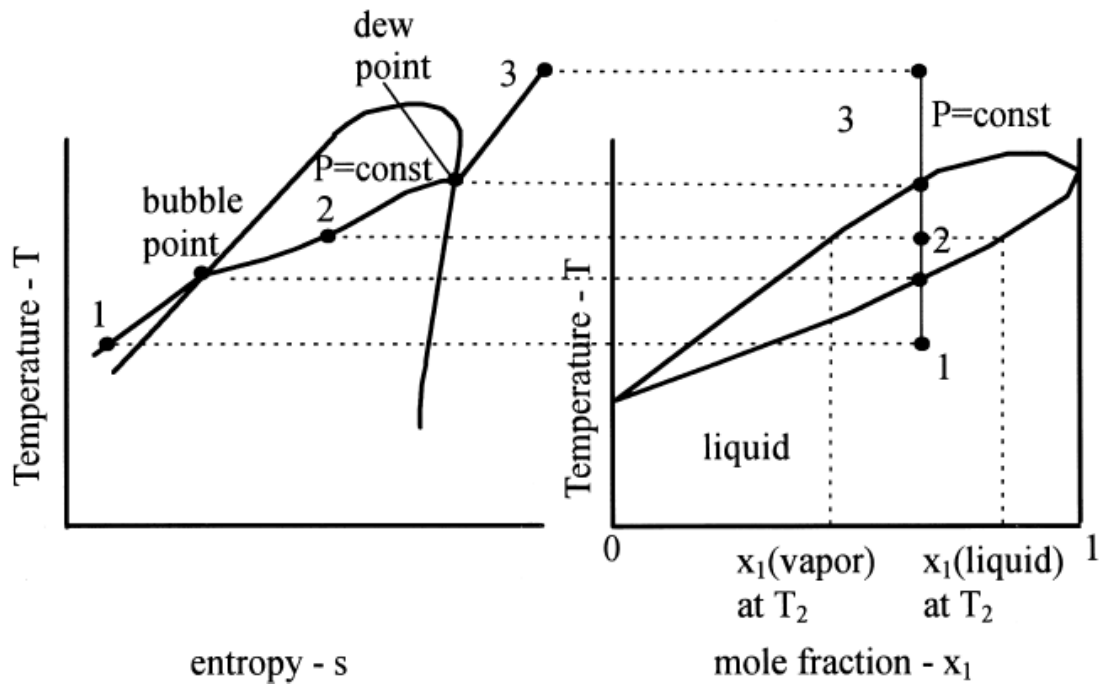


Figure 2.16 Représentation qualitative de l'augmentation de la température durant l'évaporation d'un mélange à pression constante

Une autre caractéristique du cycle Kalina est sa flexibilité : la concentration en  $\text{NH}_3$  peut être ajusté tout au long du cycle afin d'obtenir la température d'ébullition souhaitée. Sachant que la température d'ébullition de  $\text{NH}_3$  pur à pression atmosphérique est en fait égale à  $-33^\circ\text{C}$

alors que celle de l'eau est de 100°C, en augmentant le taux de NH<sub>3</sub> dans le mélange on peut réduire sa température d'ébullition.

Les travaux de Kalina [36], ainsi que ceux d'autres auteurs, Micak [37] et El-Sayed [38], ont montré que le cycle Kalina utilisant le mélange NH<sub>3</sub>/ H<sub>2</sub>O comme fluide de travail présente de meilleures performances que le cycle classique de Rankine.

El-Sayed et Tribus [38] ont montré dans leur étude que le rendement thermique du cycle Kalina était supérieur de 10 à 30% par rapport au rendement du cycle de Rankine. Dans une autre étude, Kalina et Leibowitz [39] ont présenté un cycle de puissance, basé sur la technologie du cycle Kalina et utilisant une source géothermique. Les résultats de cette étude montrent que pour une source de 180°C et une température ambiante de 15°C, la puissance fournie par la turbine est de 3850 kW alors que les rendements thermiques et exergétiques sont respectivement de 10,04% et 47,98%. Selon ces auteurs, du point de vue énergétique, les champs géothermiques de basse et moyenne enthalpie sont les applications les plus favorables à la technologie Kalina.

Selon la littérature consultée il existerait quatre centrales électriques utilisant le cycle Kalina. Le premier prototype connu de nos jours, utilisant un réservoir géothermique, se trouve à Husavik en Islande. Cette centrale a été construite pour produire 2000 kWe à partir d'une source géothermale dont le débit et la température sont respectivement 90 kg/s 124°C. L'eau géothermale issue de l'évaporateur ainsi que l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur sont utilisées pour le chauffage de l'habitat, permettant ainsi une totale exploitation de la source. La centrale de Husavik a rencontré beaucoup de succès.

Cependant, dans une étude comparative détaillée, Di Pippo [32] compare les calculs des rendements thermiques et exergétiques de différentes centrales ORC existantes à ceux obtenus par la centrale de Husavik. Les résultats obtenus contredisent les déclarations très optimistes des adeptes du cycle Kalina qui déclarent que la puissance fournie par ce cycle est de 15 à 50% supérieure à celle obtenue par des installations ORC opérant avec le même niveau de source. L'auteur met en avant un paramètre indéniablement en faveur du cycle de l'installation de Husavik, ce dernier est dû aux conditions environnementales Islandaise. En fait la centrale de Husavik dispose d'un courant d'eau suffisant et de température assez basse (5°C) pour la condensation du fluide de travail à la sortie de la turbine. Les simulations effectuées sous les mêmes conditions par Di Pippo [32], (pour les autres centrales) montrent que les différences dans les performances ne sont que de 3% en faveur du cycle Kalina qui est un cycle plus complexe.

Dans une autre étude réalisée par Bombarda et al [40], toujours dans le but de comparer le cycle Kalina aux cycles ORC, les auteurs effectuent une étude dans laquelle ils évaluent les performances des deux types de cycles pour la conversion en électricité des gaz d'échappement d'un moteur Diesel. Les puissances nettes obtenues sont de 1615 kWe et 1603 kWe, respectivement pour le cycle Kalina et le cycle ORC utilisant l'hexaméthylsiloxane comme fluide de travail. Ils observent par contre que pour obtenir ce niveau de puissance, le cycle Kalina nécessite une pression de travail de 100 bar alors qu'elle n'est que de 10 bar pour le cycle ORC. Les auteurs de cette étude concluent que pour des sources de chaleur de basse à moyenne température, l'adoption du cycle Kalina n'est pas justifiée, au vu : des pressions

exigées, de la complexité du cycle, de l'importance des surfaces des échangeurs et surtout de l'utilisation de matériaux résistants aux hautes pressions et surtout non corrosifs à cause de l'ammoniac.

Un autre Cycle utilisant le mélange eau-ammoniac a été proposé par le Dr Yogi Goswami. Il consiste en la combinaison d'un cycle de Rankine pour la production d'électricité et d'un cycle d'absorption-réfrigération dont les avantages sont la production de puissance et de froid en même temps. Ce cycle vise également une meilleure exploitation des sources de chaleur de températures modérée et l'obtention de meilleurs rendements comparé aux cycles produisant de la puissance ou du froid séparément. Les travaux de Goswami et de ses collaborateurs sont menés depuis pratiquement deux décennies et ont conduit à des résultats très fructueux notamment dans l'analyse de ce types de cycles, l'évaluation des rendements ainsi que les puissances électrique et de froid, le lecteur intéressé peut se référer à ces études [41, 42, 43, 44, 45], qui exposent l'essentiel des résultats de l'équipe de Goswami (université de la Floride).

En conclusion, dans ce chapitre l'accent a été mis, d'une part sur l'importance de la récupération des rejets thermiques industriels ainsi que la récupération des chaleurs des sources renouvelables pour la production d'électricité, d'autre part la configuration des cycles thermodynamiques et le choix de leurs fluides de travail se sont révélés d'une importance capitale dans l'exploitation de ces sources.

## CHAPITRE 3

### CRITERES DE SELECTION DES FLUIDES MOTEURS

#### **3.1 Introduction**

La sélection du fluide de travail joue un rôle crucial dans une installation ORC. Son choix est déterminé par le niveau de température de la source, la température ambiante ou bien la température du fluide de refroidissement ainsi que d'autres critères (exemple : critères environnementaux, économiques etc.). En fait, les propriétés des fluides ont un impact considérable sur les performances, les conditions de fonctionnement des systèmes ORC ainsi que sur l'environnement.

L'eau a toujours été considérée comme un bon fluide de travail possédant de nombreux avantages. C'est un fluide abondant dont le coût est relativement bas, de haute capacité thermique et stable chimiquement, de faible viscosité, non toxique et ininflammable, et enfin sans conséquence pour l'environnement (zéro ODP (potentiel de dépletion ozonique), zéro GWP (Potentiel Réchauffement Global). Cependant, l'eau ne peut être utilisée économiquement pour la génération d'électricité à partir d'une source de chaleur basse enthalpie et ce à cause de son point d'ébullition relativement élevée (99,974°C, 101,325 kPa).

A cette fin, les réfrigérants, qui sont essentiellement des composés organiques présentant de faibles températures d'ébullition, montrent un potentiel certain pour ce type de procédé (ORC). Sur la Figure 3.1, on observe une illustration des diagrammes de phase (T-s) de l'eau ainsi que quelques fluides organiques. L'ammoniac et le mélange (eau-ammoniac) qui sont des fluides non organiques ont aussi suscité un intérêt considérable.

Pour des préoccupations environnementales, les fluides moteurs tels que les réfrigérants CFC (chlorofluorocarbures : R-11, R-12, R-113, R-14 et R-115) ont été abandonnés à la fin de l'année 1995 dans les pays développés, et complètement éliminés en 2010 dans les pays en voie de développement. Pour ce qui est des HCFC (hydro-chlorofluorocarbures qui sont des CFC hydrogénés : R-21, R-22, R-123, R-124, R-141b, R-142b) ils seront abandonnés en 2020 dans les pays développés et en 2030 dans les pays en voie de développement.

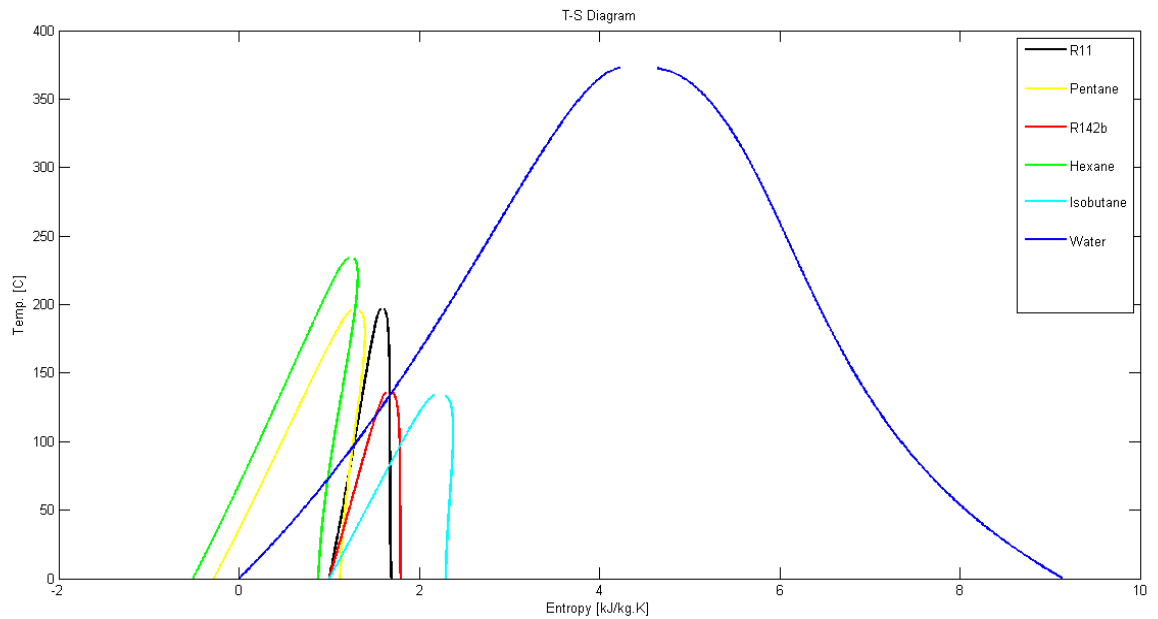


Figure 3.1 Diagramme (T-s) pour l'eau et quelques fluides organiques

Ces dernières années plusieurs études ont été réalisées dans le but de mettre en évidence les facteurs intervenant dans l'amélioration des performances des cycles de Rankine organiques. Nous retiendrons que le challenge réside dans [5, 33, 34, 35, 46, 47, 48, 49, 50, 51] (nous reviendrons en détail sur ces études et leurs auteurs dans la suite de notre dissertations):

- le choix du fluide caloporteur ou moteur ;
- le design particulier du cycle ;
- la production d'une puissance maximale ;
- le fait que le procédé doit avoir de bons rendements thermique et exergetique et la meilleure exploitation possible de la source, en tenant compte de la température de celle-ci ainsi que des données climatiques du site ;
- la minimisation des surfaces des échangeurs (évaporateur, condenseur, récupérateur) qui constitue la majeure partie du coût de l'installation (dans cette perspective le paramètre étudié est la conductance totale des échangeurs UA produit de la surface d'échange par le coefficient de transfert thermique global de l'échangeur).

En plus de ces critères, ces fluides doivent remplir des conditions de sécurité et de protection de l'environnement.

De ce qui précède, il découle que : plus grande est la puissance, plus importants sont les rendements et plus petites sont les conductances des échangeurs, meilleur est le fluide sélectionné. Néanmoins, Il n'y pas de fluide *'idéal'* et un compromis doit être fait pour atteindre le fluide le plus adéquat à la source et aux conditions de refroidissement. Sur le tableau 3.1, on retrouve la liste des fluides qui sont des candidats potentiels pour être utilisés comme fluide de travail dans les cycles de Rankine organiques.

**Tableau 3.1** Liste des fluides potentiels envisagés dans la littérature comme fluides de travail dans les cycles ORC ( $P_c$ : pression critique et  $T_c$ : température critique) [52]

<b>Catégorie et nom</b>		<b><math>P_c</math> (bar)</b>	<b><math>T_c</math> (°C)</b>
<b>Hydrocarbons (HCs)</b>			
Ethane	R-170	48.7	32
Propene	R-1270	45.3	91
Propane	R-290	41.8	96
Cyclopropane	HC-270	54.8	124
Propyne	–	56.3	129
Isobutane	R-600a	36.4	135
Isobutene	-	39.7	144
N-butane	R-600	37.9	152
Neopentane	–	31.6	160
Isopentane	R-601a	33.7	187
N-pentane	R-601	33.6	196
Isohexane	–	30.4	225
N-hexane	–	30.6	235
N-heptane	–	27.3	267
Cyclohexane	–	40.7	280
N-octane	–	25	296
N-nonane	–	22.7	321
N-decane	–	21.0	345
N-dodecane	–	17.9	382
Benzene	–	48.8	298
Toluene	–	41.3	319
p-Xylene	–	34.8	342
Ethylbenzene	–	36.1	344
N-propylbenzene	–	32	365
N-butylbenzene	–	28.9	388
<b>Perfluorocarbons (PCFs)</b>			
Carbon-tetrafluoride	R-14	36.8	-46
Hexafluoroethane	R-116	30.5	20
Octafluoropropane	R-218	26.8	73
Perfluoro-N-pentane	PF-5050	20.2	149
Decafluorobutane	R-3-1-10	23.2	113
Dodecafluoropentane	R-4-1-12	20.5	147
<b>Chlorofluorocarbons (CFCs)</b>			
Trichlorofluoromethane	R-11	43.7	197
Dichlorodifluoromethane	R-12	39.5	111

Trichlorotrifluoroethane	R-113	33.8	213
Dichlorotetrafluoroethane	R-114	32.4	145
Chloropentafluoroethane	R-115	30.8	79
<b>Hydrofluorocarbons (HFCs)</b>			
Trifluoromethane	R-23	48.3	26
Difluoromethane	R-32	57.4	78
Fluoromethane	R-41	59.0	44
Pentafluoroethane	R-125	36.3	66
1,1,1,2-Tetrafluoroethane	R-134a	40.6	101
1,1,1-Trifluoroethane	R-143a	37.6	73
1,1-Difluoroethane	R-152a	44.5	112
1,1,1,2,3,3,3-Hepta- fluoropropane	R-227ea	28.7	101
1,1,1,3,3,3-Hexa- fluoropropane	R-236fa	31.9	124
1,1,1,2,3,3-Hexa- fluoropropane	R-236ea	34.1	139
1,1,1,3,3-Penta- fluoropropane	R-245fa	36.1	153
1,1,2,2,3-Penta- fluoropropane	R-245ca	38.9	174
Octafluorocyclobutane	RC-318	27.8	114
1,1,1,2,2,3,3,4-Octa fluorobutane	R-338mccq	27.2	159
1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	R-365mfc	32.7	187
<b>Hydrofluoroolefins (HFOs)</b>			
2,3,3,3-Tetra fluoropropene	HFO-1234yf	33.8	94.7
<b>Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)</b>			
Dichlorofluoromethane	R-21	51.8	178
Chlorodifluoromethane	R-22	49.9	96
1,1-Dichloro- 2,2,2-trifluoroethane	R-123	36.6	183
2-Chloro- 1,1,1,2-tetrafluoroethane	R-124	36.2	122
1,1-Dichloro-1-fluoroethane	R-141b	42.1	204
1-Chloro-1,1-difluoroethane	R-142b	40.6	137
<b>Siloxanes</b>			
Hexamethyldisiloxane	MM	19.1	245
Octamethyltrisiloxane	MDM	14.4	291

Decamethyltetrasiloxane	MD2M	12.2	326
Dodecamethylpentasiloxane	MD3M	9.3	354
Octamethylcyclotetrasiloxane	D4	13.1	312
Decamethylcyclopentasiloxane	D5	11.6	346
Dodecamethylcyclohexasiloxane	D6	9.5	371
<b>Alcohols</b>			
Methanol	–	81.0	240
Ethanol	–	40.6	241
<b>Fluorinated ether</b>			
Pentafluorodimethylether	RE125	33.6	81
Bis-difluoromethyl-ether	RE134	42.3	147
2-Difluoromethoxy- 1,1,1-trifluoroethane	RE245	34.2	170
Pentafluoromethoxyethane	RE245mc	28.9	134
Heptafluoropropyl- methyl-ether	RE347mcc	24.8	165
<b>Ethers</b>			
Dimethyl-ether	RE170	53.7	127
Diethyl-ether	R-610	36.4	193
<b>Inorganics</b>			
Ammonia	R-717	113.3	132
Water	R-718	220.6	374
Carbon dioxide	R-744	73.8	31

### **3.2 Catégorisation des fluides moteurs**

Selon les études, des paramètres basés sur une combinaison des critères cités ci-dessus, ont été considérés pour analyser les performances des cycles envisagés.

Le rapport de la surface totale d'échange à la puissance totale fournie a été utilisé comme fonction objectif par Hettiarachchi et al [46] pour l'optimisation d'un cycle ORC, destiné à la production d'électricité à partir de sources géothermales basses températures. La température d'évaporation et de condensation ainsi que la vitesse d'écoulement de l'eau géothermale et de l'eau de refroidissement ont été variées dans la méthode d'optimisation. Les performances optimales du cycle ont été comparées dans les cas des fluides suivants : HCFC123, n-pentane, PF5050 et l'ammoniac. Parmi ces fluides l'ammoniac présente une fonction objectif minimale et permet une meilleure utilisation de l'eau géothermale bien que le rendement du cycle soit inférieur à celui des autres fluides. Les auteurs concluent néanmoins, que dans l'utilisation des ressources géothermiques basses températures une puissance maximale à la

sortie du cycle est plus avantageuse qu'un rendement élevé. Cependant, l'utilisation de l'ammoniac n'apparaît pas très judicieuse, toujours selon les auteurs, et devrait être limitée dans les applications géothermales basses températures à cause de la présence de vapeur humides à la sortie de la turbine et de la haute pression d'évaporation.

N. Galanis et al [5], basés sur la première loi et la deuxième loi de la thermodynamique, ont illustrés les performances et les limites opérationnelles des installations de puissance à partir des sources de chaleurs basse enthalpie. Trois types de cycles de Rankine ont été envisagés selon le fluide moteur utilisé :

- Un cycle organique avec R123, R141b, n-pentane et n-butane, le choix a été effectué par rapport aux courbes de saturation dans le diagramme T-s, qui montrent que ces fluides présentent moins de risque de saturation à la sortie de la turbine ;
- Un cycle trans-critique fonctionnant au CO<sub>2</sub> avec apport de chaleur dans la zone sur-critique ;
- Un cycle avec fluide binaire, mélange eau-ammoniac.

La gamme de température des sources étudiées est 300, 200 et 100°C. Il ressort de cette étude, que pour une source de 100°C, le CO<sub>2</sub> et le mélange eau-ammoniac ont de meilleures performances que les autres fluides (plus de puissance nette fournie, grand  $W_{net}/W_{max}$  (rendement au sens de la deuxième loi de la thermodynamique)), notons également que la puissance fournie par un cycle au CO<sub>2</sub> est supérieure à celle du cycle à l'eau-ammoniac mais nécessite une puissance de fonctionnement et une surface totale des échangeurs beaucoup plus grandes que celle du cycle de Rankine à l'eau-ammoniac. Ces résultats sont en accord avec ceux de Hettiarachchi [46]. B.Saleh et al [33] ont mené une étude détaillée sur 31 fluides purs destinés à être utilisés dans des cycles ORC. Les performances des Fluides ont été comparées pour des conditions d'exploitation similaires entre 100 et 30°C. Ces conditions peuvent être assimilées à des cas d'applications géothermales basse enthalpie. Dans cette étude les auteurs ont traité différents cycles répondants aux exigences de la courbe de saturation dans le diagramme (T-s) qui s'est révélée donc d'une grande importance. Une pente négative de la courbe de vapeur saturée implique une vapeur humide à la sortie de la turbine (fluide mouillant), d'où la nécessité de la surchauffe à l'entrée de la turbine, ce qui réduit les performances du cycle. Dans le cas d'une pente positive de la courbe de vapeur saturée un récupérateur peut être utilisé pour améliorer le rendement du cycle. Dans la même étude, une analyse pinch (point de pincement dans l'évaporateur) a également révélé que dans le cas d'utilisation d'une source géothermale ou il est préconisé d'extraire une quantité de chaleur maximale d'un débit minimum de fluide chaud, les auteurs rapportent que pour une source de 120°C le maximum a été récupéré par un cycle sur-critique. Durant le processus de récupération de la chaleur dans un cycle surcritique le fluide moteur ne passe pas par deux phases distinctes comme c'est le cas dans les cycles organiques sous-critiques. L'augmentation progressive de la température du fluide de travail dans l'échangeur conduit à une meilleure exploitation de la source et par conséquent moins de destruction d'exergie. Les (Figures 3.2 (a,b)) montre l'allure des températures des fluides moteurs : le R152a dans un

cycle organique de Rankine classique et le R143a dans un cycle de Rankine surcritique pour la même température maximum et le même pincement de température dans l'évaporateur [33].

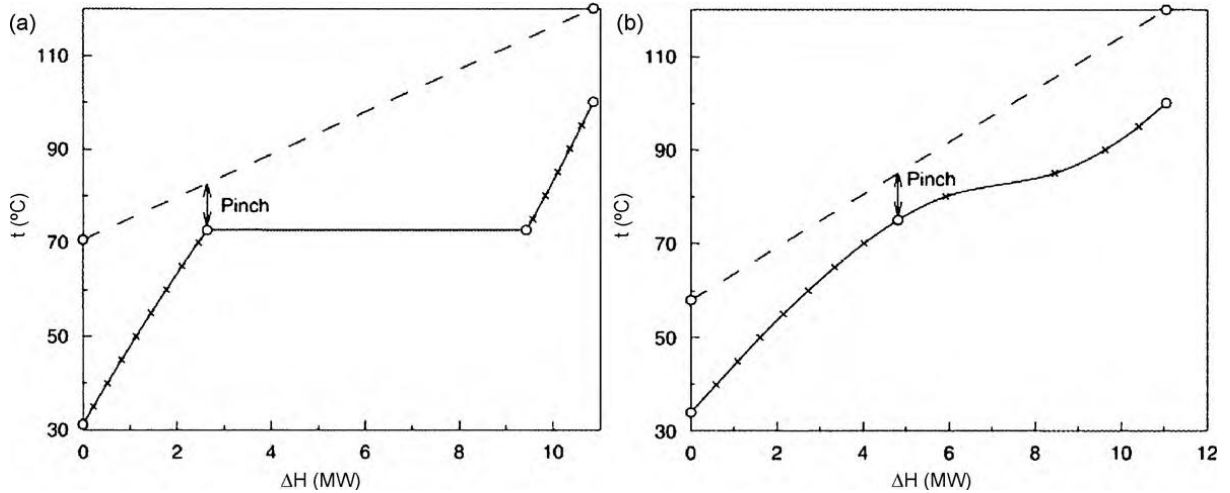


Figure 3.2 : Diagramme  $T-\Delta H$  montrant l'évolution de la température de la source (en tiré) et du fluide de travail [33]. (a) Cycle de Rankine organique utilisant le R152a à une pression de 20 bar et une température variant de 31,16°C à 100°C. (b) Cycle de Rankine surcritique utilisant le R143a à une pression de 40 bar et une pression variant de 33,93°C à 100°C.

L'allure de la courbe de saturation des fluides de travail et leurs températures critiques sont donc des paramètres cruciaux dans le choix d'un fluide moteur et de la configuration d'un cycle de production d'électricité à partir de chaleurs récupérées.

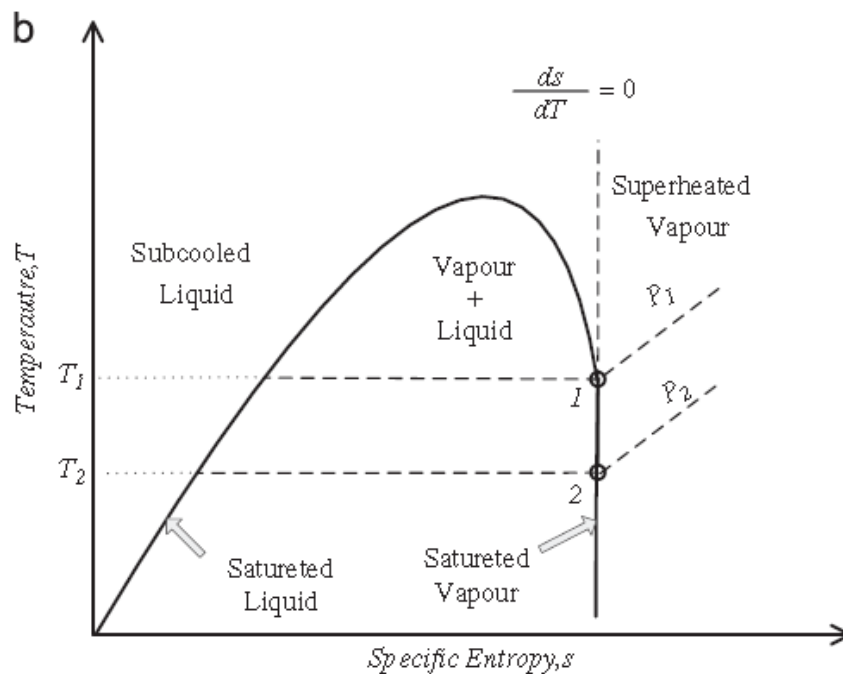
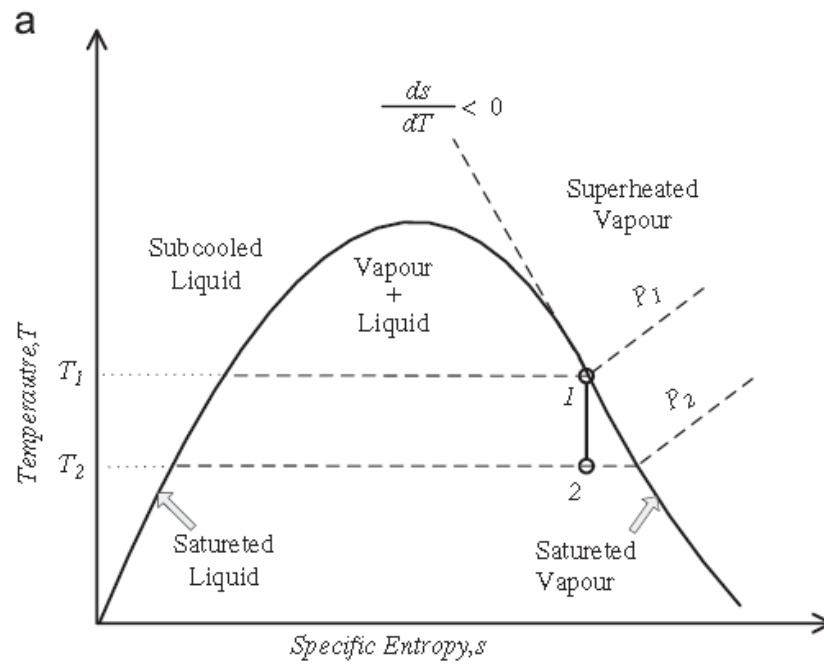
Dans cet esprit Liu et al [50] ont introduit le paramètre  $\xi$  ( $= ds/dT$ ), donné par l'équation (3.1), pour classer les fluides moteur,  $\xi$  représentant l'inverse de la pentes de la courbe de saturation dans le diagramme  $T-s$ . Les fluides sont donc classés de la sorte (Figure 3.3) et (Figure.3.4):

- $\xi < 0$  : fluide mouillant
- $\xi = 0$  : fluide isentropique.
- $\xi > 0$  : fluide séchant

$$\xi = \frac{C_p}{T_H} - \frac{((n.T_{rH})/(1-T_{rH})) + 1}{T_H^2} \Delta H_H \quad (3.1)$$

Où :

- $T_H$  est la température d'évaporation du fluide organique
- $T_{rH}$  est la température d'évaporation réduite ( $= T_H/T_{crit}$ )
- $\Delta H_H$  est la chaleur latente de vaporisation du fluide
- L'exposant « $n$ » est suggéré prenant en général la valeur 0,375 ou 0,38 [49]



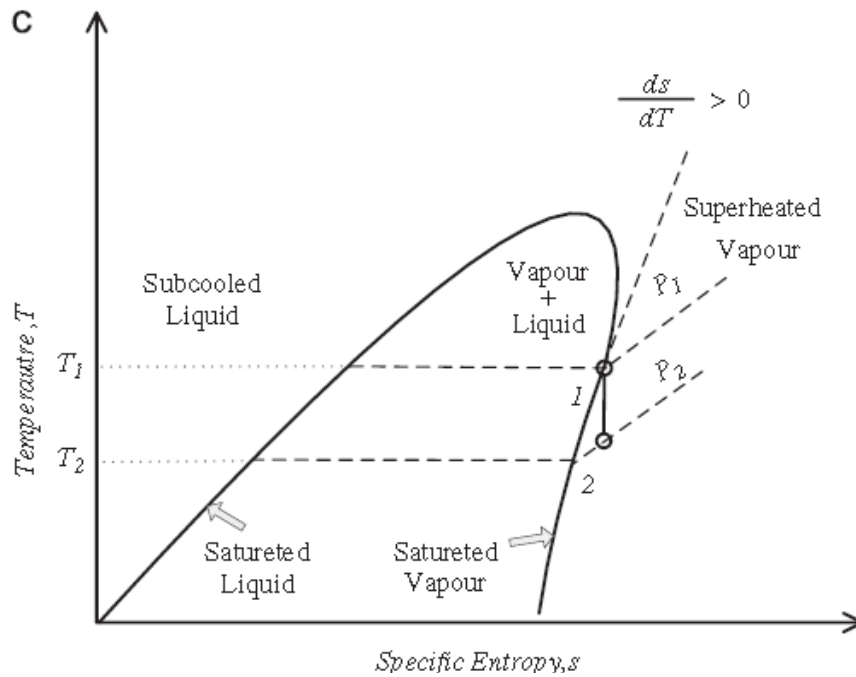


Figure 3.3 : Illustration des diagrammes  $T$ - $s$  typiques des fluides de travail (a) fluide mouillant, (b) fluide isentropique (c) fluide séchant [49]

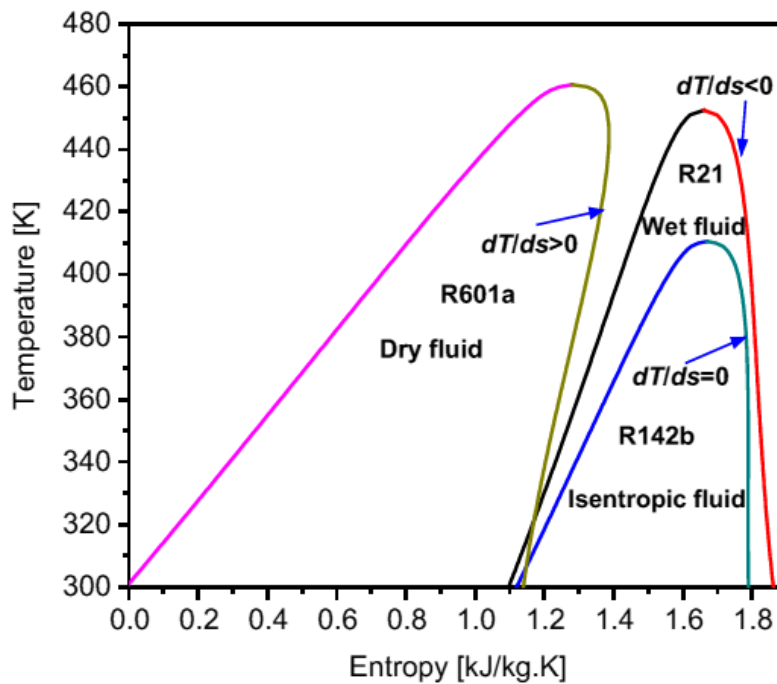


Figure 3.4 Diagrammes de phase ( $T$ - $s$ ) illustrant la pente de la courbe de vapeur saturée pour différents fluides

Il est important de noter que l'équation (3.1) a été développée avec des simplifications et que sa validité a été vérifiée par Liu et al [50] aux points d'ébullition normale des fluides.

Chen et Goswami [51] se sont également intéressés à la catégorisation des fluides organiques sur la base de la définition de la pente ( $ds/dT$ ) de la courbe de vapeur saturé. Cependant les calculs effectués sur la base de l'équation 3.1 ont montrés de grands écarts en dehors du point normal d'ébullition. De ce fait, ils préconisent de calculer  $\xi$  directement en utilisant les données de l'entropie et de la température à partir des tables thermodynamiques si elles sont disponibles.

H. Chen, Y. Goswami et al [51] ont mené une investigation détaillée sur 35 fluides afin d'étudier l'influence de leurs propriétés sur les performances des cycles de Rankine organique et sur-critique. De cette étude il ressort que le paramètre  $\xi$  (calculé à partir des tables thermodynamiques), la valeur de la chaleur latente de vaporisation, la densité, la capacité calorifique ainsi que la température critique jouent un rôle crucial dans le choix du fluide de travail. Au vue de la diversité des critères, il n'existe pas de meilleur fluide et un compromis doit être fait lors de la sélection.

Dans [51] les auteurs constatent que parmi, les critères et les exigences, la température critique et la valeur de  $\xi$  sont des paramètres importants qui suggèrent quel type de cycle, un fluide peut servir et à quelle température de fonctionnement il peut être soumis. Ils établissent une classification des fluides selon leur distribution sur une charte qu'ils ont appelé (T-  $\xi$  chart), voir (Figure 3.5 a et b), sur cette charte on retrouve la représentation de 35 fluides en fonction de leurs températures critiques et de  $\xi$ .

A titre d'exemple, on constate sur la (Figure 3.5a), que l'eau se situe pratiquement à l'extrémité gauche faisant d'elle le fluide le plus mouillant et possédant la plus haute température critique. Ces caractéristiques font que ce fluide soit tout à fait inapproprié pour la conversion des sources de chaleur basse enthalpie. Pour l'ammoniac la température critique est beaucoup plus basse, il a une valeur de  $\xi$  ( $=-10,48 \text{ J/kg K}^2$ ), néanmoins il nécessite une surchauffe car tout comme l'eau c'est un fluide mouillant. L'utilisation de l'ammoniac reste également peu recommandée dans les cycles de Rankine surcritique ou transcritique du fait de sa pression critique relativement élevée (11,33 MPa). La liste détaillée des fluides explorés est présentée sur le tableau 3.2.

A la lumière de cette étude nous retenons que les fluides R-32, R-125, R-143a sont des fluides mouillants ayant des températures critiques supérieures à 320 K (ne posant pas de problème pour la condensation) et ont des pressions critiques raisonnables. Ces fluides pourraient être très prometteurs pour des cycles de Rankine surcritique ou transcritique pour la conversion des sources géothermales basses enthalpie en électricité.

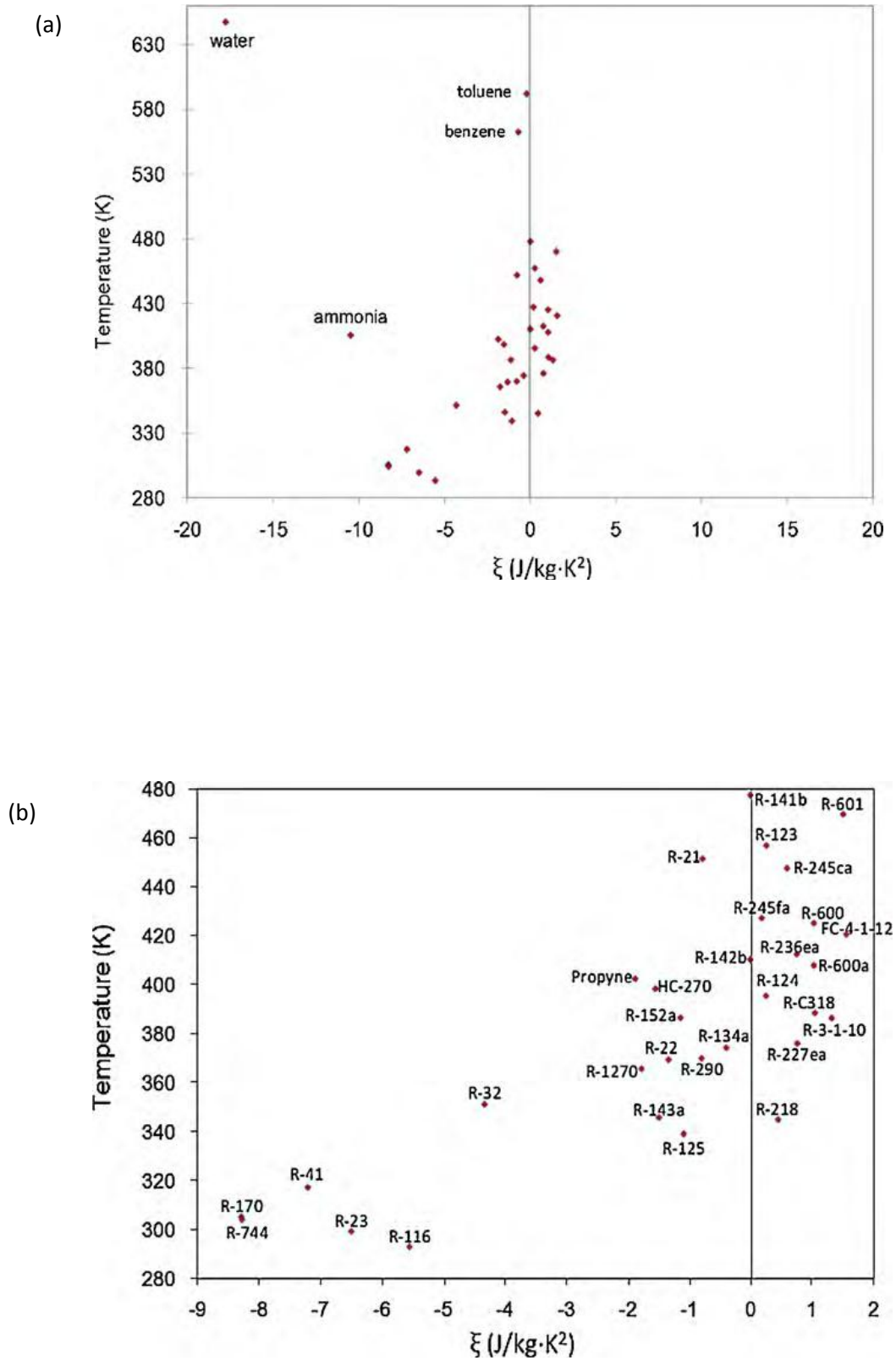


Figure 3.5 ( $T$ - $\xi$ ) distribution des 35 fluides étudiés en fonction de la température critique et de  $\xi$  [51]

**Tableau 3.2** : Liste des fluides explorés dans l'étude [51]

SHRAE number	Name	Molecular weight	$T_c$ (K)	$P_c$ (MPa)	Vapor $C_p$ (J/kg K)	Latent heat $L$ (kJ/kg)	$\xi$ (J/kg K <sup>2</sup> )
R-21	Dichlorodifluoromethane	102.92	451.48	5.18	339.85	216.17	-0.78
R-22	Chlorodifluoromethane	86.47	369.30	4.99	1069.13	158.46	-1.33
R-23 <sup>a</sup>	Trifluoromethane	70.01	299.29	4.83	3884.02	89.69	-6.49
R-32	Difluoromethane	52.02	351.26	5.78	2301.61	218.59	-4.33
R-41 <sup>a</sup>	Fluoromethane	34.03	317.28	5.90	3384.66	270.04	-7.20
R-116 <sup>a</sup>	Hexafluoroethane	138.01	293.03	3.05	4877.91	30.69	-5.54
R-123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane	152.93	456.83	3.66	738.51	161.82	0.26
R-124	2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	136.48	395.43	3.62	908.70	132.97	0.26
R-125	Pentafluoroethane	120.02	339.17	3.62	1643.89	81.49	-1.08
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	102.03	374.21	4.06	1211.51	155.42	-0.39
R-141b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	116.95	477.50	4.21	848.37	215.13	0.00
R-142b	1-Chloro-1,1-difluoroethane	100.50	410.26	4.06	1036.52	185.69	0.00
R-143a	1,1,1-Trifluoroethane	84.04	345.86	3.76	1913.97	124.81	-1.49
R-152a	1,1-Difluoroethane	66.05	386.41	4.52	1456.02	249.67	-1.14
R-170 <sup>a</sup>	Ethane	30.07	305.33	4.87	5264.72	223.43	-8.28
R-218	Octafluoropropane	188.02	345.02	2.64	1244.87	58.29	0.45
R-227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	170.03	375.95	3.00	1013.00	97.14	0.76
R-236ea	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	152.04	412.44	3.50	973.69	142.98	0.76
R-245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	134.05	447.57	3.93	1011.26	188.64	0.60
R-245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	134.05	427.20	3.64	980.90	177.08	0.19
HC-270	Cyclopropane	42.08	398.30	5.58	1911.81	366.18	-1.54
R-290	Propane	44.10	369.83	4.25	2395.46	292.13	-0.79
R-C318	Octafluorocyclobutane	200.03	388.38	2.78	896.82	93.95	1.05
R-3-1-10	Decafluorobutane	238.03	385.33	2.32	928.83	77.95	1.32
FC-4-1-12	Dodecafluoropentane	288.03	420.56	2.05	884.25	86.11	1.56
R-600	Butane	58.12	425.13	3.80	1965.59	336.82	1.03
R-600a	Isobutane	58.12	407.81	3.63	1981.42	303.44	1.03
R-601	Pentane	72.15	469.70	3.37	1824.12	349.00	1.51
R-717	Ammonia	17.03	405.40	11.33	3730.71	1064.38	-10.48
R-718	Water	18.00	647.10	22.06	1943.17	2391.79	-17.78
R-744 <sup>a</sup>	Carbon dioxide	44.01	304.13	7.38	3643.72	167.53	-8.27
R-1270	Propene	42.08	365.57	4.66	2387.36	284.34	-1.77
	Propyne	40.06	402.38	5.63	2100.54	431.61	-1.87
	Benzene	78.11	562.05	4.89	1146.72	418.22	-0.70
	Toluene	92.14	591.75	4.13	1223.90	399.52	-0.21

<sup>a</sup> Indiquant que la température critique du fluide est en dessous de 320K, pour ces fluides la température de condensation pour le design est considérée égale à 290K.

L'effet de la chaleur latente de vaporisation des fluides organiques jouent aussi un rôle déterminant dans l'efficacité d'un cycle. En effet, il reflète la capacité d'absorption de la chaleur de la source par les fluides moteurs. Néanmoins, il faut distinguer les sources de hautes températures et les sources de basses températures comme celles qui nous intéressent.

Une étude, présentée dans [52] par Bao et Zhao, montre qu'une chaleur latente de vaporisation élevée permet au fluide de travail de récupérer une grande partie de la chaleur disponible lors du processus de changement de phase. Par conséquent le besoin de régulation de la surchauffe est évité de même que l'utilisation d'un régénérateur pour l'amélioration du rendement ne s'imposera pas. Cependant, les fluides organiques de faible chaleur latente de

vaporisation, seraient un choix plus judicieux, lorsque la source de chaleur est de faible à moyenne température. Une chaleur latente de vaporisation faible permet au processus de transfert de chaleur vers le fluide moteur, dans l'évaporateur, de se produire pratiquement à température variable (Figure 3.6).

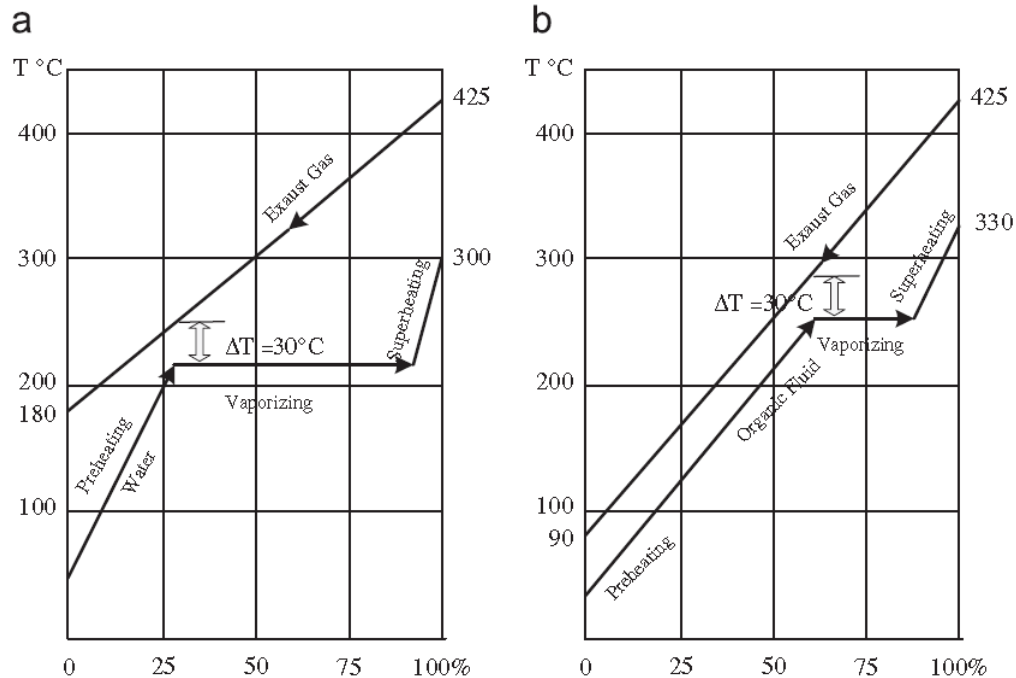


Figure 3.6 : Effets de la chaleur latente de vaporisation sur l'irréversibilité durant le processus de transfert de chaleur cité dans [52]

Par conséquent le profil de température du fluide moteur suit l'allure de celui du fluide chaud de la source dans l'évaporateur (Figure 3.6) cité dans [52], de ce fait l'irréversibilité est réduite durant le processus de transfert de chaleur. Pour résumer, il faut donc retenir que pour une source de chaleur récupérée (chaleur fatale) ou bien une source géothermique utilisant une installation binaire, l'utilisation d'un fluide organique de faible chaleur latente de vaporisation est préconisée il en découlera globalement de meilleures performances pour la centrale.

### 3.3 Cycles Transcritique ou sous-critique, quelle option ?

L'ensemble des études citées dans la littérature s'accordent sur le fait que le cycle de Rankine surcritique ou transcritique est une meilleure alternative que le cycle organique de Rankine car dans ce dernier la température du fluide moteur ne présente pas une bonne concordance avec celle la source de chaleur (Figure.3.2).

Lorsque de l'énergie est extraite d'une source de chaleur de récupération (ou d'une source géothermale), la température du fluide de cette source diminue et le profil de sa température décroît le long de l'échangeur à haute température. Il est bien établi que dans un cycle utilisant un réservoir chaud fini, un meilleur rendement et une plus grande puissance sont obtenus lorsque le profil de la température du fluide de travail augmente en suivant l'allure

de celle de la source [33,52] alors que dans le cycle de Rankine classique l'évaporation se fait à température constante d'où une plus grande destruction de l'exergie. Donc, la décision du choix d'un fluide de travail dépend grandement de l'adaptabilité des températures de fonctionnement au profil de la température de la source.

Une étude comparative entre un cycle transcritique utilisant le dioxyde de carbone et un ORC utilisant comme fluide moteur le R 123 a été réalisé par Y. Chen et al [34], cette étude montre que pour des conditions de fonctionnement identiques le cycle transcritique fournit une puissance légèrement supérieure à celle de l'ORC. Le dioxyde de carbone a été également considéré dans le cas d'un cycle utilisant une source d'énergie solaire avec une température proche de 200°C [35], un prototype a été réalisé par les auteurs et leurs résultats montrent que le cycle s'est avéré prometteur.

D'autres études menées par Cayer et al [53,54], s'intéressant à des sources de chaleurs plus basses (100°C), ont porté sur l'analyse paramétrique de ce type de cycle et son optimisation, les fluides utilisés sont le CO<sub>2</sub>, l'éthane et le R125. L'étude a montré qu'une analyse basée uniquement sur la première loi n'est pas suffisante pour déterminer les meilleurs paramètres du cycle et de choisir le fluide le plus approprié. Le rendement thermique, la puissance nette fournie, le rendement au sens du deuxième principe ainsi que le produit de la surface des échangeurs par le coefficient global d'échange thermique (UA) sont autant de paramètres qui orientent vers le choix d'un fluide donnée. Néanmoins l'éthane et le CO<sub>2</sub> ont des températures critiques inférieures à 320 °C et pourraient poser des problèmes pour la condensation dans certaines régions (ex : l'Algérie) contrairement au R-125 [51]. Les cycles transcritiques dans lesquels la transition vers la phase vapeur est effectuée à température variable alors que le processus de condensation se fait à température constante ont été théoriquement approximés par une forme triangulaire (TLC : trilatéral cycle).

Dans une étude sur les cycles surcritiques, en les approximant par un triangle, Schuster [55] a trouvé que des TLC opérant avec des fluides organiques présentent des rendements de 8% plus élevés que ces mêmes fluides opérant en ORC classique c'est-à-dire souscritique.

La bibliographie est très riche dans ce domaine, sans plus de détails, nous avons présenté ci-dessous dans le tableau 3.3 les résultats de différentes autres études.

A la lumière de ce qui précède et sur la base d'une étude bibliographique détaillée, il ressort que les propriétés thermodynamiques des fluides sont des paramètres clefs dans le design des procédés constituant les cycles Organique de Rankine. Ces derniers, ont montré leur pertinence dans l'utilisation optimale de l'énergie et la réduction de la destruction de l'exergie. Nous retiendrons donc que les critères qui suivent sont d'une grande importance dans le choix des fluides moteurs et de leurs impacts sur les performances des cycles :

- Pour une source de chaleur et un puits donnés la Puissance nette fournie, le rendement thermique et le rendement au sens de la deuxième loi de la thermodynamique doivent être aussi élevés que possible.

- Dans le cycle souscritique, la pression critique du fluide doit être supérieure à la pression dans l'évaporateur.
- La pression de condensation doit être supérieure à la pression atmosphérique pour éviter les fuites du fluide moteur.
- Densité de vapeur : Plus grande est la densité de vapeur, plus faible sera le volume spécifique ainsi que le débit volumique. De faibles débits volumiques sont souhaités afin d'obtenir des composants plus petits et par conséquent des machines thermiques plus compactes et moins coûteuses. Par ailleurs, des volumes spécifiques plus grands occasionnent de plus grandes pertes de charges dans les échangeurs et nécessiteront un travail plus important au niveau de la pompe.
- Ligne de vapeur saturée (diagramme T-s) : Les fluides ont été classés en : séchant, isentropique ou mouillant. L'utilisation d'un fluide mouillant peut conduire à la formation d'un taux d'humidité important à la fin de la détente dans la turbine. La formation de gouttelettes pourrait causer de sérieux dommages aux aubes de la turbine. La formation de gouttelettes est évitée par la surchauffe de la vapeur d'où un évaporateur plus grand et un coût plus élevé. L'utilisation d'un fluide séchant ou isentropique pourrait palier au problème.
- Plus grande est la variation de l'enthalpie dans la turbine plus importante sera la puissance fournie.
- De grands coefficients de transfert convectifs et de grandes conductivités thermiques conduisent à des transferts thermiques avantageux entre le réservoir chaud, le fluide de travail et le puits.
- Une capacité thermique ( $C_p$ ) élevée du fluide moteur permet : d'une part une meilleure récupération de la chaleur à partir de la source et d'autre part une réduction du débit volumique.
- Et enfin le fluide doit être chimiquement et thermiquement stable.

Les études citées au cours de ce chapitre révèlent en outre, hormis l'importance des critères cités ci-dessus, dans le choix des fluides moteurs pour l'obtention des meilleures performances, le design particulier du cycle est aussi d'une grande importance. Il est apparu clairement que l'attention est de plus en plus focalisée sur les cycles Transcritiques (ou surcritiques) pour la valorisation des chaleurs moyenne et basse enthalpie et leur transformation en électricité.

Tableau 3.3 Revue bibliographique complémentaire

Etudes	Application	Cycle	Fluides	Fonctions objectives	Fluides recommandés ou conclusion
[56] (2001) Gu, Z. et Sato, H.	Géothermie $T_s=229,4C^\circ$	Supercritique avec régénérateur	Propane	Rendements Thermique et Rendement au sens du 2 <sup>ème</sup> principe - Puissance	Résultats supérieurs à ceux d'une autre étude utilisant un cycle sous critique
[57] (2001) Hung, T. C.	Chaleur résiduelle $T_s=327^\circ C$	Soucritique	Benzène( $C_6H_6$ )- Toluène( $C_7H_8$ )- p-Xylène( $C_8H_{10}$ ) – R113 et R123	Rendement thermique et Irréversibilité dans les échangeurs	Les fluides (Benzène Toluène et p-Xylène) présentent moins d'irréversibilité que le R113 et R123. Le p-Xylène ( $C_8H_{10}$ molécule lourde) permet de meilleures performances. Pour des températures élevées il est préconisé d'utiliser $C_6H_6$ , $C_7H_8$ et $C_8H_{10}$ alors que pour les basses températures l'étude recommande le R113 et le R123.
[58] (2007) Wei, D. et al	Chaleur résiduelle $T_s= 340-380^\circ C$	Soucritique	HFC-245fa	Puissance maximum	La plus grande destruction de l'exergie se situe dans l'évaporateur et impact important de la température ambiante sur la dégradation de la puissance.
[48] (2010) Lakewe, A. A., Bolland, O.	Chaleur résiduelle $T_s=80\text{à}200^\circ C$	soucritique	R134a-R123-R227ea-R290 et n-pentane	Puissance maximum et minimiser la taille des échangeurs  Rendement exergetique	Pour une température comprise entre 80 et 160°C le R227ea fournit le maximum de puissance. Dans la gamme de température 160-200°C le R245fa produit la puissance la plus élevée. Il existe une pression optimale pour laquelle la surface des échangeurs est minimale. Cette pression varie en fonction de la température de la source et de la nature du fluide. Pour les températures avoisinant 80°C, la puissance maximale et la surface minimale des échangeurs restent du même ordre de grandeur pour les différents fluides.
[59] (2010) Nguyen, T. Q. et al	Chaleur résiduelle industrielle, $T_s=100-250^\circ C$	Soucritique	Eau-ammoniac, propane, Benzène, i –pentane et n-heptane.	Rendement thermique et puissance maximum	Dans cette étude le Benzène donne les meilleurs rendements

### Chapitre 3: Critères de sélection des fluides moteurs

<p>[60] (2011) Shengjun, Z. et al</p>	<p>Géothermie <math>T_s=80-100^{\circ}\text{C}</math></p>	<p>Supercritique et transcritique</p>	<p>*Souscritique : R123- R245ca-R245fa-R600-R236ea- R600a-R236fa-R152a-R227ea- R134a  *Transcritique : R143a-R218- R125- R41- R170-CO<sub>2</sub></p>	<p>Rendement thermique – Rendement exergetique – Puissance maximum – surface des échangeurs par unité de puissance produite (indicateur du coût de l'installation).</p>	<p>Le R123 présente des rendement thermiques et exergetiques supérieurs à ceux obtenus avec le fluide R125.  Le R125 fournit une puissance supérieur de 20.7% à celle obtenue à l'aide du R123.  Le R125 permet aussi des installations rentables.  Le R41 affiche une puissance nettement supérieure à celle obtenue à l'aide des autres fluides, mais, son inflammabilité reste un frein à son utilisation</p>
<p>[61] (2011) Chen, H. et al</p>	<p>Chaleur basse enthalpie</p>	<p>Transcritique</p>	<p>R32 – CO<sub>2</sub></p>	<p>Analyse exergetique et energetique</p>	<p>Rendement thermique de R32 est supérieur de 12.6% à celui du CO<sub>2</sub>.  La puissance obtenue par le R32 est supérieure de 18.7% à celle obtenue à l'aide du CO<sub>2</sub>.  Le R 32 a une densité plus élevée, ce qui conduit à l'utilisation d'un débit moins important que celui que requerrait le CO<sub>2</sub> pour la même pression produite.  Les auteurs recommande néanmoins l'utilisation de fluides zéotropiques pour réduire également la destruction de l'exergie dans le condenseur.</p>
<p>[62] (2013) Baik, Y. J. et al</p>	<p>Géothermie <math>T_s=100^{\circ}\text{C}</math></p>	<p>Transcritique et souscritique</p>	<p>*Transcritique: R125  *Souscritique : R134 – R245fa – R152a</p>	<p>Optimisation de la puissance :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Pour une température donnée de la source et du puit</li> <li>- Et pour une conductance (UA) totale des échangeurs fixée.</li> </ul>	<p>Pour une conductance <math>UA &gt; kW/K</math>, la puissance fournit par le cycle transcritique est nettement supérieure à celle du cycle souscritique.  Pour <math>UA &lt; 35kW/K</math>, la puissance du cycle transcritique est légèrement inférieure à celle du cycle souscritique</p>

### Chapitre 3: Critères de sélection des fluides moteurs

<p>[63] (2013) Aghahosseini, S., et Dincer, I.</p>	<p>Chaleur résiduelle</p>	<p>Souscritique</p>	<p>Fluides purs et zéotropique :  * Fluides purs : R123 - R245fa – R600a – R134a.  * Fluides zéotropique :  R407c : R134a, R32, R125 (52% , 23%, 25%);  R404a: R134a, R125, R134a (52%, 44%, 4%);</p>	<p>Pour une puissance impose (100kW) et en fonction de la valeur de la pression à l'entrée de la turbine sont calculés :</p> <p>Rendement thermique</p> <p>Rendement exergetique</p> <p>Quantité de chaleur nécessaire</p> <p>Débit massique du fluide moteur</p>	<p>1) Pour le fluides purs : Le R123 qui a le point d'ébullition le plus élevé conduit aux meilleures performances, le R134a affiche les résultats les plus défavorables.</p> <p>2) Pour les fluides zéotropiques Le R404a présente un meilleur rendement thermique que le R407c.</p> <p>Dans les deux cas les rendements thermiques restent constants avec l'augmentation de la pression, alors que le rendement exergetique diminue d'où la non nécessité d'effectuer des surchauffe dans les cycles ORC.</p> <p>Néanmoins les auteurs ne tirent aucune conclusion concernant le bénéfice d'utiliser les fluides purs ou les mélanges.</p>
<p>[64] (2015) Galloni, G. et al</p>	<p>Chaleur résiduelle ou renouvelable <math>T_s=75-95^\circ\text{C}</math></p>	<p>Souscritique</p>	<p>R245fa</p>	<p>Réalisation d'un prototype d'une petite centrale électrique</p>	<p>Pour une source dont la température est inférieure à <math>100^\circ\text{C}</math>, le système a pu produire une puissance de 1kW avec un rendement de 9%.</p>

*“The First Law of thermodynamics says you can’t get something for nothing; the  
Second Law says you can’t even break even.”*

*(anonyme)*

## CHAPITRE 4

### THERMODYNAMIQUE A DIMENSIONS FINIES ET CONCEPT DE SYSTEME ENDOREVERSIBLE

#### 4.1 Introduction

Lorsque des besoins énergétiques d'une certaine importance sont identifiés, les questions qui se posent sont: Etant donné cette demande énergétique :

- Quel est le meilleur système de production qu'il faut utiliser ?
- Quelle est la meilleure configuration du système (composants et interconnexion entre les composants) ?
- Quelles sont les meilleures caractéristiques techniques de chaque composant (dimension, matériau, performance, etc.) ?
- Quelles sont les meilleurs débits, pressions et températures des différents fluides de travail intervenant dans le procédé ? Et enfin, quel est le meilleur point de fonctionnement du système ?

Le meilleur système que nous désignerons « d'optimum » sera celui qui satisfait aux critères d'optimalité, c'est-à-dire, celui qui maximise (ou minimise) une fonction objectif prédéfinie par le concepteur [65]. Nous découvrirons les fonctions objectif appréhendées par les ingénieurs et les chercheurs tout au long de ce chapitre, mais nous pouvons, d'ores et déjà, citer la fonction objectif *Puissance* qui a été maximisée et qui suscite le plus d'intérêt dans d'innombrables travaux.

#### 4.2 Second principe de la thermodynamique : de l'entropie et l'irréversibilité à l'exergie

Avant de rentrer dans le vif du sujet sur l'optimisation des cycles thermodynamique, il nous est paru opportun de revenir sur le deuxième principe de la thermodynamique car les nouvelles approches d'optimisation sont basées simultanément sur l'application de ce dernier ainsi que sur le premier principe. Ceci nous permettra de mettre en lumière le concept d'exergie, qu'il faut distinguer de l'énergie, et des conséquences de son utilisation en vue de quantifier les effets des irréversibilités. Notre travail sera basé essentiellement sur les ouvrages de Michel Feidt [66] et Adrian Bejan [67], le livre de Yunus Cengel et al [25] a été également une source importante dans le développement et les définitions des concepts précités.

Alors que la première loi de la thermodynamique énonce le fait que toutes les formes d'énergies sont convertibles entre elles, et établit donc le principe de conservation de l'énergie, le deuxième principe, quant à lui, pose des limitations de la conversion de certaines formes d'énergie vers d'autres. Il s'agit essentiellement des deux formes importantes que sont la chaleur et le travail. Et ce à cause de la production d'entropie.

Le concept d'entropie établit la distinction entre les processus réversibles et irréversibles et peut être expliqué par les faits suivants :

- L'entropie d'un système est une mesure du désordre moléculaire dans le système.
- Un système ne peut que générer de l'entropie (l'entropie ne peut être détruite).
- Comme il est important aussi de mentionner que les échanges (ou transferts) d'entropie sont dues aux transferts de chaleur et de masse, et que, l'entropie quittant un système est toujours supérieure à l'entropie qui y a pénétré du fait de la génération d'entropie par les processus irréversibles s'opérant à l'intérieur du système lui-même.

Pour conclure, et comme l'ont si bien schématisé Raskovicles dans [68], si la première loi de la thermodynamique stipule que « vous ne pouvez rien obtenir pour rien », la deuxième loi affirme que « vous ne pouvez même pas obtenir ce que vous payez pour ». Plus concrètement, le deuxième principe de la thermodynamique enseigne qu'au cours d'une transformation (évolution) la qualité de l'énergie est dégradée. Cette détérioration de la qualité de l'énergie est estimée selon la production d'entropie ou encore selon la perte de potentiel à faire un travail utile. Ce potentiel à faire du travail est appelé l'« exergie ».

### **4.3 Analyse Exergétique**

#### **4.3.1 Notion d'exergie - définition**

Lorsqu'une source d'énergie se présente à nous, la question qui se pose est la suivante : quelle quantité de travail utile pouvons-nous en extraire ? En d'autres termes : quelle est la quantité d'énergie utilisable de cette source. Pour ce faire, il est possible d'imaginer que la source fournit la chaleur à une machine thermique réversible (machine de Carnot) opérant entre la source comme réservoir chaud et l'environnement comme *puits* de chaleur. Recourir à une machine thermique de Carnot nous permettra de déterminer **la partie utilisable de la chaleur**. Le reste de la chaleur est inutilisable pour accomplir un travail. La quantité de chaleur utilisable est appelée « énergie disponible » parfois « disponibilité » ou tout simplement « exergie ». Quant à la partie inutilisable, elle est appelée exergie détruite, anergie ou irréversibilité (los of work ou bien unavailable energy dans la littérature anglo-saxon).

Selon Feidt [69], basé sur de nombreuses ressources bibliographiques et notamment [70], il apparaît que le concept d'exergie a été inventé par Gouy sous forme d'« énergie utilisable » en 1889 et qu'à la même période Stodola publiait un article à même vocation. Cependant, ce n'est qu'en 1956 que le mot « Exergie » pour « travail technique utilisable » (technical available work) a été introduit part par le physicien Rant [69]. Et, ce n'est que vers les années 2000 que les études menées par les physiciens et les ingénieurs, sur le thème, s'accélérent. En 2004 (Enrico Sciubba et Goran Wall [70]) publient une étude bibliographique conséquente sur le concept d'exergie (A brief Commented History of Exergy From the Beginning to 2004). Et, la même année(2004) une Revue (*Exergy*) a été dédiée à ce même concept.

En résumé : l'exergie est le travail utile maximal qui peut être produit en théorie par un système se trouvant dans **un état donné** et dans **un milieu donné**. Contrairement à l'énergie, l'exergie n'est pas conservée. Une fois perdue, l'exergie est irrécupérable. C'est une variable thermodynamique qui dépend non seulement du système, mais aussi de son milieu extérieur. L'exergie d'un système en équilibre thermodynamique avec son milieu extérieur est nulle. Cet état est appelé le « point mort », « dead state » [25].

### 4.3.2 Analyse

Soit un système énergétique ouvert recevant un taux de chaleur  $\dot{Q}_H$  d'un réservoir chaud à température  $T_H$  et rejetant un taux de chaleur  $\dot{Q}_0$  vers un réservoir froid (l'environnement) à température  $T_0$ . Le débit de matière traversant le système est  $\dot{m}$  ( $\dot{m} = \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ ). Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligées pour alléger les équations mais pourraient être introduites dans les équations finales si nécessaire.

Le premier et deuxième principe de la thermodynamique nous permettent de poser les équations suivantes:

#### 4.3.2.1 Bilan énergétique

Le bilan d'énergie en régime impermanent se caractérise par la variation temporelle de l'énergie interne de cette façon :

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_0 - \dot{W} + (\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out} \quad (4.1)$$

La convention thermodynamique est utilisée, ainsi, tout ce qui entre dans le système est positif et ce qui en sort est négatif.

#### 4.3.2.2 Bilan entropique

Le bilan entropique s'exprime par la variation temporelle de l'entropie de la manière suivante :

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}_H}{T_H} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + (\dot{m}s)_{in} - (\dot{m}s)_{out} + \dot{S}_{gen} \quad (4.2)$$

Dans les équations (4.1) et (4.2) **h** et **s** représentent respectivement l'enthalpie et l'entropie spécifique de l'écoulement alors que **E** et **S** sont l'énergie et l'entropie du système.  $\dot{S}_{gen}$  étant le taux d'entropie générée dans le système.

En multipliant l'équation (4.2) par  $T_0$  et en éliminant  $\dot{Q}_0$  entre les équations (4.1) et (4.2) c'est à dire en combinant le bilan énergétique et le bilan entropique nous obtenons :

$$\frac{d(E - T_0 S)}{dt} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) - \dot{W} + \dot{m}(h - T_0 s)_{in} - \dot{m}(h - T_0 s)_{out} - T_0 \dot{S}_{gen}$$

Il en découle l'expression suivante pour la puissance fournie par le système:

$$\dot{W} = -\frac{d(E - T_0 S)}{dt} + \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) + \dot{m}(h - T_0 s)_{in} - \dot{m}(h - T_0 s)_{out} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.3)$$

En régime permanent l'équation ci-dessus s'écrit sous la forme suivante :

$$\dot{W} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) + \dot{m}(h - T_0 s)_{in} - \dot{m}(h - T_0 s)_{out} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.4)$$

Pour répondre donc à la question que nous nous sommes posée au début du paragraphe (3.1), l'équation (4.4) donne alors l'expression de la puissance utile récupérable ou fournie par le système à partir des flux d'exergies le traversant. Par conséquent nous définissons les quantités suivantes issues de l'équation (4.4) où il apparait qu'à chaque forme d'énergie correspond une forme de l'exergie:

- Exergie apportée au système par le taux de chaleur  $\dot{Q}_H$

$$\dot{X}_{chaleur} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (4.5)$$

- Exergie de l'écoulement entrant

$$\dot{X}_{in} = \dot{m}[(h_{in} - h_0) - T_0(s_{in} - s_0)] \quad (4.6)$$

- Exergie de l'écoulement sortant

$$\dot{X}_{out} = \dot{m}[(h_{out} - h_0) - T_0(s_{out} - s_0)] \quad (4.7)$$

- Exergie détruite ou Irreversibilité

$$\dot{I} = \dot{X}_{détruite} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.8)$$

Par ailleurs, puisque selon le deuxième principe de la thermodynamique donné par l'équation (4.2) le taux d'entropie générée  $\dot{S}_{gen}$  ne peut être négatif, les trois premiers termes de l'équation (4.4) représentent algébriquement une limite supérieure pour  $\dot{W}$ . Cette limite supérieure est atteinte lorsque les évolutions dans le système sont réversibles. C'est-à-dire ( $\dot{S}_{gen} = 0$ ). De cette manière nous pouvons donc identifier la somme des trois premiers termes

du membre de droite de l'équation (4.4) comme étant la puissance que peut fournir un système réversible et que nous noterons  $\dot{W}_{rev}$  donné par :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) + \dot{m}(h - T_0 s)_{in} - \dot{m}(h - T_0 s)_{out} \quad (4.9)$$

En termes de bilan exergetique,  $\dot{W}_{rev}$  s'écrit donc de la manière suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{X}_{chaleur} + \dot{X}_{in} - \dot{X}_{out} \quad (4.10)$$

Par conséquent l'équation (4.4) peut se réécrire sous la forme suivante:

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.11)$$

$$\dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{gen} \geq 0 \quad (4.12)$$

L'écriture de l'équation (4.11) sous la forme ci-dessus est appelée le **théorème de Guoy-Stodola**.

### **4.3.3 Le rendement des cycles de puissance selon le deuxième principe**

La question de la définition de l'efficacité ou du rendement se pose donc, quelles parts de la source de chaleur peuvent être converties et quelles parts doivent être considérées comme irrémédiablement perdues ?

Au chapitre 2, nous avons défini le rendement des machines thermiques comme étant le rapport du travail utile produit par la machine thermique à la quantité de chaleur fourni par le réservoir chaud  $\eta_{th}$  ou  $\eta_I$ . Cette relation illustre bien le fait que cette efficacité ne fait intervenir que des quantités d'énergie, indépendamment de leur qualité. Ceci apparait clairement à travers les données industrielles, qui montrent, que quelque soit la température du réservoir chaud les rendements thermiques sont de manière quasi-générale de l'ordre de 30%. Cette mesure de la performance est injuste car elle ne rend pas compte du rendement optimal des dispositifs [25].

C'est pourquoi on définit le **Rendement selon le deuxième principe**,  $\eta_{II}$ , comme le rapport du rendement défini selon la première loi,  $\eta_{th}$ , au rendement maximal possible ( $\eta_{th,rev} = \eta_C$ ) (machine de Carnot opérant dans les mêmes conditions), soit :

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,rev}} \quad (4.13)$$

Le rendement défini selon le deuxième principe est une mesure de la performance d'un système par rapport à la performance d'un système réversible fonctionnant entre les mêmes états initial et final [25,67]. Ce rendement peut également être exprimé comme le rapport du travail utile produit par une machine au travail théorique maximal qu'elle peut produire :

$$\eta_{II} = \frac{W}{W_{rev}} = \frac{W}{Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)} \quad (4.14)$$

Dans la littérature  $\eta_{II}$  est souvent exprimé en terme d'exergie et est appelé rendement ou efficacité exergetique, soit:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergie récupérée}}{\text{Exergie fournie}} = 1 - \frac{\text{Exergie détruite}}{\text{Exergie fournie}} \quad (4.15)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\text{Exergie fournie}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\text{Exergie fournie}} \quad (4.16)$$

D'après une étude de Sciubba et Wall [70] ainsi qu'une autre de Feidt [69], deux autres définitions de l'efficacité ressortent de ce débat :

- **Le coefficient de réversibilité**

$$\psi = \frac{\text{Exergie des produits}}{\sum \text{Exergie des entrées}} \quad (4.17)$$

Le coefficient de réversibilité ne semble offrir aucun intérêt d'après la documentation consultée, contrairement au rendement selon le deuxième principe (efficacité exergetique).

- **Le coefficient de destruction d'exergie**

$$\xi = \frac{\text{Exergie annihilée}}{\text{Exergie totale fournie}} = \frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\sum \text{Exergie d'entrée}} \quad (4.18)$$

Le coefficient de destruction d'exergie ou le ratio d'exergie détruite donnée par l'équation (4.18) apparait plus intéressant car il relie, à exergie d'entrée constante, l'optimisation exergetique à l'optimisation entropique. C'est-à-dire une minimisation des dissipations.

En effet Les transferts thermiques, les pertes de charge et la non-adiabacité des machines thermiques sont autant de paramètres qui rendent les systèmes de conversion de l'énergie non idéaux.

A. Bejan [71] met en évidence dans de nombreux de ses travaux l'importance d'une analyse conjointe entre la thermodynamique le transfert thermique et les écoulements des fluides pour la modélisation et l'optimisation des systèmes énergétiques et ce afin de situer les sources de génération d'entropie et de les minimiser. Le degré de non idéalité thermodynamique des systèmes est par conséquent étroitement lié à ses caractéristiques physiques. A. Bejan [71] en rappelant **le théorème de Gouy-Stodola** :  $W_{rev} - W = T_0 \dot{S}_{gen}$ , qui stipule que la destruction de la puissance est proportionnelle au taux d'entropie générée, relève le fait que si les systèmes énergétiques devaient fonctionner de telle manière que la

destruction de leur puissance soit minimale, le design et la conception de ces systèmes devrait commencer par la minimisation de la génération d'entropie. Cette optimisation suggérée par Bejan est présentée sous une forme dite EGM (Entropy Generation Minimization).

Donc à ce niveau, une autre fonction objectif se présente à nous: **Minimisation de la génération d'entropie** en plus de celle que nous avons présentée au début de ce chapitre : **Puissance Maximum**.

Au vu des nombreux articles étudiés et présentés dans le chapitre 3, les fonctions objectifs qui ont suscité l'intérêt dans les études d'optimisation sont :

- **Le rendement thermique maximum ;**
- **La puissance (exergie utile ) maximum ;**
- **Le rendement au sens du deuxième principe (efficacité exergétique) maximum ;**
- **L'irréversibilité minimum.**

Sur la base de ce que nous venons d'exposer nous allons nous intéresser dans ce qui suit aux méthodes d'optimisation des machines thermiques afin de déterminer les paramètres qui conduisent à leurs points de fonctionnement optimums.

#### **4.4 Thermodynamique à dimensions finies et concept des systèmes endoréversibles** **(Finit Time and Finit Size Thermodynamique : FTT)**

Il est bien établi que les machines thermiques réelles ne sont pas aussi efficaces que la machine thermique idéale de Carnot. Afin d'atteindre le rendement théorique du cycle de Carnot, les phases isothermes d'évaporation et de condensation du cycle doivent être effectuées lentement (sur un temps infini) afin de permettre au fluide moteur d'être en équilibre thermique avec ses deux réservoirs. La puissance extraite du cycle est quasi nulle, puisqu' il aura fallu un temps infini pour produire une quantité de travail fini.

Pour obtenir une quantité de travail fini, le cycle doit alors s'effectuer plus vite. D'un autre côté si le cycle s'effectue en un laps de temps trop court, la chaleur fournie s'écoulera pour ainsi dire directement dans le puits. Et, le travail mécanique escompté est à nouveau nul de même que le rendement de la machine thermique. Donc, quelque part entre ces deux extrêmes, la machine thermique a une puissance maximum.

Le rendement de Carnot qui se rapporte à une machine thermique réversible reste un rendement théorique fixant une limite supérieure que les machines thermiques réelles irréversibles ne peuvent atteindre. Ce rendement pourrait ne pas être assez adéquat pour servir de référence dans l'amélioration des systèmes énergétiques réels. Ces derniers ont des rendements qui n'atteignent souvent qu'une fraction du moteur réversible de Carnot. Les ingénieurs essaient de réduire l'écart entre les processus réels et les processus réversibles en améliorant leur conception (design) spécifiques à certains dispositifs ou procédés. Mais, malgré tous les progrès technologiques en ingénierie, l'écart demeure et demeurera, et ce, du

fait de la nature irréversibles des processus réels. Ce constat montre l'inadéquation des critères actuels pour caractériser la qualité et l'amélioration des machines thermiques.

En fait, comme le rapporte Driss Stitou dans [72], la contradiction réside dans le fait que les systèmes réels transformant l'énergie avec des niveaux de puissance déterminés sont comparés à des machines idéales développant des puissances nulles ; c'est-à-dire, on mesure la qualité d'une machine réelle de taille donnée (en terme de surface totale d'échanges) à une machine idéale qui nécessiterait une surface d'échange totale infinie pour produire les mêmes niveaux de puissance. Par conséquent, l'hypothèse généralement retenue, de réversibilité totale dans l'interaction entre la machine thermique et les réservoirs chaud et froid supposés infinis, ne peut être admise dans la pratique. Donc, il est indispensable de considérer des différences de températures non nulles entre la source et le puits de chaleur avec le fluide cyclé durant les phases d'évaporation et de condensation.

***La thermodynamique en temps fini (dites souvent en dimensions finies) est une approche récente qui permet de lever cette ambiguïté [72, 73].*** Cette approche a été dans un premier temps initiée (indépendamment) par les physiciens Chambadal (Français) et Novikov (Russe) vers la fin des années 50. Les résultats des travaux de ces deux physiciens sont rapportés dans la quasi-totalité de la littérature se rapportant à l'optimisation des machines thermique [66, 72, 73, 74, 75, 76].

La modélisation des systèmes énergétiques basés sur cette approche, tend dans sa formulation à distinguer les irréversibilités internes (dites systémiques [72]), liées aux transformations internes que subit le fluide moteur, de celle liées aux transferts de chaleur se produisant de manière finie entre les réservoirs externes de chaleur (chaud et froid) et le système (ici le fluide moteur). La condition de finitude ici exprime que les processus de transfert thermique s'effectuent sur un temps fini ou bien à travers des surfaces d'échanges de tailles finies.

Dans cette approche lorsque les irréversibilités internes sont supposées négligeables, la machine thermique décrite sera du type machine de Carnot dans laquelle il n'y a pas d'équilibre thermique entre le fluide moteur et les réservoirs au cours des branches isothermes du cycle. Cette démarche est appelée hypothèse d'endoréversibilité. Un tel système est dit ***endoréversible*** (attribué à Chambadal&Novikof).

Cette hypothèse a été reprise plus tard en 1975 par Curzon et Ahlborn [77], qui ont élargi l'endoréversibilité d'un Cycle de Carnot en tenant compte des taux de transfert de chaleur finis en ajoutant la ***contrainte*** du ***temps fini***. Les résultats des rendements thermiques à puissance maximum sont en accord avec ceux obtenus par Chambadal et Novikof que nous allons décrire dans les sections suivantes.

Ultérieurement les études ont été étendues aux cas de figures tenant compte des irréversibilités internes. Ces types de cycles sont dits ***endo-irréversibles***.

La thermodynamique des systèmes endoréversibles peut être considérée comme un prolongement de la thermodynamique classique. Elle à permis de décrire les systèmes

énergétiques en se rapprochant autant que possible des conditions réalistes. Ce qui conduit à une meilleure compréhension de l'impact des irréversibilités sur les procédés thermodynamiques.

#### **4.4.1 Exemple de cycle endoréversible : Le modèle de Novikov**

La (Figure 4.1) illustre la machine thermique endoreversible schématisée par Novikov. Le cycle proposé est identique au cycle de Carnot où les phases d'évaporation et de condensation s'effectuent respectivement à des températures  $T_{iH}$  et  $T_{iL}$  distinctes de celle des réservoirs. Ces derniers sont portés à des températures  $T_H$  et  $T_L$  supposés constantes (réservoirs infinis). Donc les transferts de chaleur entre le fluide moteur et les deux réservoirs ont lieu à travers un gradient de température, qui est par conséquent une source d'irréversibilités externes. Novikov en posant ce modèle a permis de voir comment cette limitation des transferts thermiques se traduit par une limitation de la puissance (ou le travail) fourni par le cycle. Afin de mieux caractériser les performances du cycle endoréversible il détermine la puissance maximum disponible et le rendement thermique relatif au point de fonctionnement à puissance maximum.

Dans le modèle final il retient les critères suivants : le fluide moteur est supposé échanger de la chaleur avec la source à travers une conductance  $K$ , par contre il est considéré en équilibre avec le puits de chaleur (voir diagramme T-S, partie droite de la (Figure 4.1)).

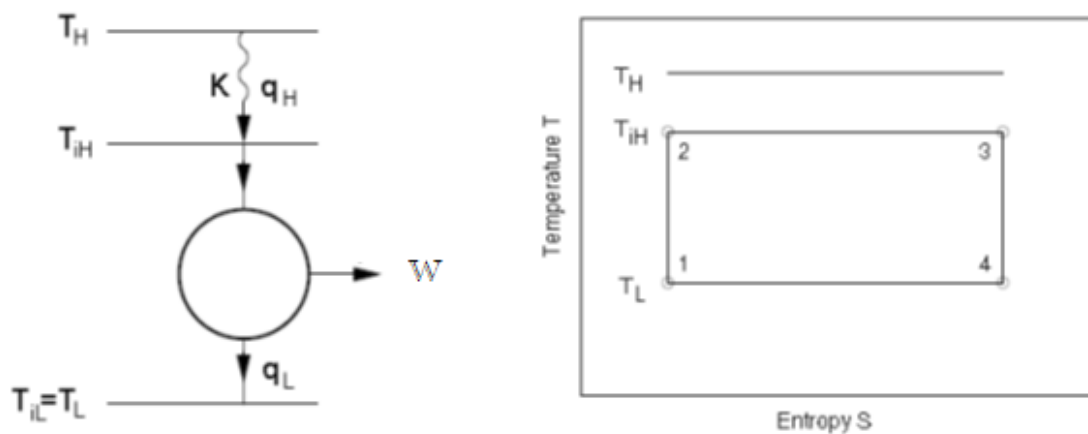


Figure 4.1 : Modèle de la machine thermique endoréversible de Novikov [66]

Posons les équations et les hypothèses régissant le modèle ci-dessus, nous avons conservé les notations utilisées par Hoffmann dans [73]. Les flux de chaleur échangés avec les réservoirs chaud et froid sont respectivement  $q_H$  et  $q_L$  :

$q_H$  est donné par une loi de transfert Newtonienne :

$$q_H = K(T_H - T_{iH}) \quad (4.19)$$

$$T_L = T_{iL}$$

❖ *Le bilan énergétique en régime permanent nous permet d'écrire :*

$$q_H - q_L - W = 0 \quad (4.20)$$

Où W est le travail fournie par le cycle.

❖ *Le cycle étant endoréversible le bilan entropique s'écrit sous la forme suivante :*

❖

$$\frac{q_H}{T_{iH}} - \frac{q_L}{T_{iL}} = 0 \quad (4.21)$$

En combinant les équations (4.20) et (4.21), nous obtenons une expression de la puissance donnée par:

$$W = q_H \left( 1 - \frac{T_L}{T_{iH}} \right) = K(T_H - T_{iH}) \left( 1 - \frac{T_L}{T_{iH}} \right) \quad (4.22)$$

L'équation (4.22) caractérise entièrement le cycle endoreversible de Novikov. La conductance (K) étant constante ainsi que les températures des deux réservoirs  $T_H$  et  $T_L$ , le seul paramètre de contrôle influençant les performances du cycle se situe au niveau de la température du fluide moteur dans l'évaporateur  $T_{iH}$ . La puissance W est donc fonction de la seule variable  $T_{iH}$  et trouver sa valeur maximum revient au calcul de la racine de la dérivée de W.

$$\begin{aligned} \frac{dW}{dT_{iH}} &= K \frac{d}{dT_{iH}} \left( (T_H - T_{iH}) \left( 1 - \frac{T_L}{T_{iH}} \right) \right) \\ \frac{dW}{dT_{iH}} &= K \left( \frac{T_H T_L}{T_{iH}^2} - 1 \right) = 0 \end{aligned} \quad (4.23)$$

La résolution de l'équation (4.23) permet donc d'accéder à la valeur de la température d'évaporation qui maximise la puissance:  $T_{iH} = \sqrt{T_H T_L}$ , on en déduit alors l'expression de la puissance maximum:

$$W(\max) = K \left( T_H - \sqrt{T_H T_L} \right) \left( 1 - \frac{T_L}{\sqrt{T_H T_L}} \right) = K \left( T_H + T_L - 2\sqrt{T_H T_L} \right)$$

$$W(\max) = K(\sqrt{T_H} - \sqrt{T_L})^2 \quad (4.24)$$

Hormis la connaissance de l'expression de la puissance maximum, pour les concepteurs, il est toujours impératif de connaître le rendement de toute centrale de puissance. Cette dernière peut aisément être établie en posant:

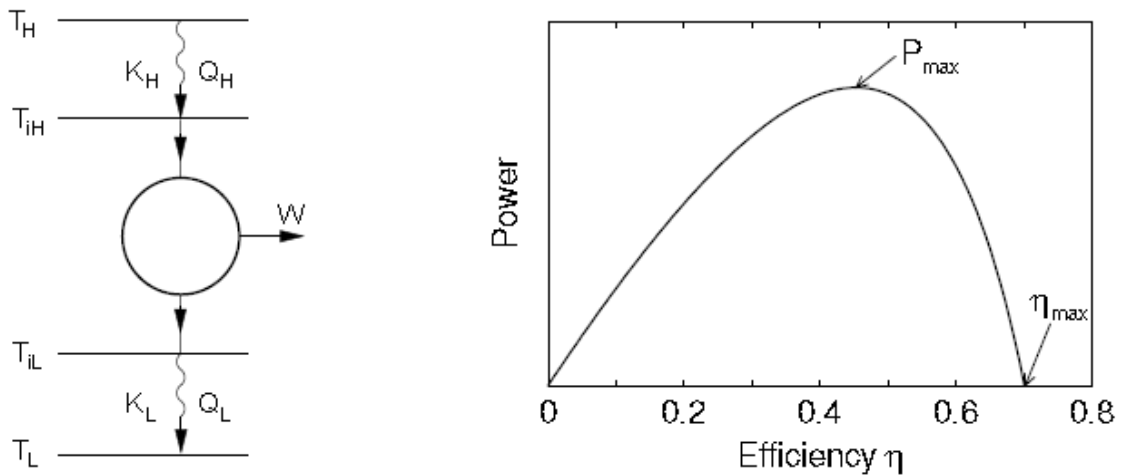
$$\eta(W_{\max}) = \frac{W(\max)}{q_H} = \frac{K(\sqrt{T_H} - \sqrt{T_L})^2}{K(T_H - \sqrt{T_H T_L})}$$

$$\eta(W_{\max}) = \eta_{CN} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (4.25)$$

Comme nous pouvons le constater, l'expression du rendement est totalement indépendante de K et n'est tributaire que des valeurs des températures des deux réservoirs du cycle. Ce rendement est relatif au point de fonctionnement à puissance maximum et est appelé le rendement de Chambadale & Novikov  $\eta_{CN}$ .

#### 4.4.2 Hypothèses d'endoréversibilité posées par Curzon et Ahlborn

Curzon et Ahlborn ont redécouvert ultérieurement [77] l'expression du rendement établi par Chambadal et Novikov. Ils remarquent également que les valeurs concordent parfaitement avec les données des centrales de puissance existantes. Reprenons dans ce qui suit la description du modèle proposé par Curzon et Ahlborn [68 73 77] qui est décrit par la figure (4.2).



*Fig.4.2: Modèle de Curzon-Ahlborn :  
(gauche) : machine thermique endoreversible [73]  
(droite) : diagramme de la puissance en fonction du rendement*

Le cycle endoreversible de Curzon-Ahlborn consiste en [68] :

- un réservoir chaud à température constante  $T_H$ ,
- un puits de chaleur à température constante  $T_L$ ,
- une machine de Carnot réversible qui, pendant un cycle, absorbe une quantité de chaleur  $Q_H$  (durant une période  $t_H$ ) et rejette vers le puits une quantité de chaleur  $Q_L$  (durant une période  $t_L$ ).

Les deux irréversibilités externes sont dues aux transferts thermiques entre la machine et ses deux réservoirs.

De même que pour le modèle de Chambadal Novikov, posons les équations des quantités de chaleur échangées ainsi que les bilans énergétique et entropique.

$$Q_H = K_H t_H (T_H - T_{iH}) \quad (4.26)$$

$$Q_L = K_L t_L (T_{iL} - T_L) \quad (4.27)$$

$$W = Q_H - Q_L \quad (4.28)$$

$$\frac{Q_H}{T_{iH}} = \frac{Q_L}{T_{iL}} \quad (4.29)$$

Les rendements du système (en entier) est donné par le rendement de Carnot :

$$\eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (4.30)$$

Alors que le rendement du cycle endoreversible est donné par :

$$\eta = 1 - \frac{T_{iL}}{T_{iH}} \quad (4.31)$$

$K_H$  et  $K_L$  sont les conductances (produit des coefficients de transfert thermique par les surfaces d'échange) entre la machine thermique et ses réservoirs. Si on admet que le temps d'exécution des deux branches isentropiques du cycle est négligeable comparé aux temps nécessaires aux branches isothermes, le temps total pour qu'un cycle s'effectue est :

$$t = t_H + t_L \quad (4.32)$$

Dans ce modèle il s'agit de déterminer le maximum de puissance (qui est aussi le maximum de puissance lorsque le temps total d'exécution d'un cycle est fixé) ainsi que le

rendement pour ce point de fonctionnement. Donc c'est une optimisation en temps fini et en conductances finies (c'est-à-dire surface des échanges thermiques finies).

Le travail (ou la puissance  $W$ ) donné par l'équation (4.28) est la fonction objectif à optimiser. Le bilan entropique est une contrainte que doivent vérifier les températures du cycle qui sont aussi liées par les équations (4.30 et 4.31).

A partir des équations (4.30) et (4.31) nous obtenons les expressions suivantes pour la température du réservoir froid et la température de condensation dans le cycle endoreversible :

$$T_L = T_H(1 - \eta_C) \quad T_{iL} = T_{iH}(1 - \eta)$$

Ceci nous permettra d'éliminer ces deux grandeurs de l'expression de la fonction objectif afin de minimiser le nombre de variables et de paramètres.

De l'équation (4.29) nous pouvons déduire que :

$$\frac{T_{iL}}{T_{iH}} = \frac{Q_L}{Q_H} = \frac{K_L t_L [T_{iH}(1 - \eta) - T_H(1 - \eta_C)]}{K_H t_H (T_H - T_{iH})}$$

D'où :

$$(1 - \eta) = \frac{Q_L}{Q_H} = \frac{K_L t_L [T_{iH}(1 - \eta) - T_H(1 - \eta_C)]}{K_H t_H (T_H - T_{iH})}$$

La résolution de l'équation ci-dessus en  $T_{iH}$  conduit à :

$$T_{iH} = \frac{K_H t_H (1 - \eta) + K_L (t - t_H)(1 - \eta_C)}{(K_L (t - t_H) + K_H t_H)(1 - \eta)} \quad (4.33)$$

Notant que dans l'équation (4.33) le temps  $t_L$  a été éliminé en utilisant la contrainte temporelle donnée par l'équation (4.32).

Le rendement du cycle endoreversible  $\eta$  qui représente la fraction de la quantité de chaleur  $Q_H$  transformée en travail utile nous permet d'exprimer la puissance  $W$  sous la forme suivante :

$$W = \eta Q_H = K_H t_H (T_H - T_{iH}) \eta \quad (4.34)$$

En substituant  $T_{iH}$  donné par l'équation (4.33) dans l'équation (4.34) donnant la puissance il vient :

$$W(K_H, K_L, t_H, \eta) = K_H K_L T_H \left[ \frac{t_H (t - t_H)}{K_H t_H + K_L (t - t_H)} \right] \frac{\eta_C - \eta}{1 - \eta} \eta \quad (4.35)$$

Les variations des paramètres  $K_H, K_L, t, t_H$  et  $\eta$  décriront plusieurs modes de fonctionnement de la machine de Curzon-Ahlborne. Néanmoins en fixant les trois premiers paramètres, la recherche des extrema de W revient au calcul de  $\left(\frac{\partial W}{\partial \eta}\right)_{t_H}$  et  $\left(\frac{\partial W}{\partial t_H}\right)_\eta$ .

#### **4.4.2.1 Calcul du rendement à Puissance Maximum**

Le calcul des racines de l'équation  $\left(\frac{\partial W}{\partial \eta}\right)_{t_H} = 0$ , permet d'atteindre le rendement du cycle au point de fonctionnement à puissance maximum:

$$\left(\frac{\partial W}{\partial \eta}\right)_{t_H} = K_H K_L T_H \left[ \frac{t_H(t-t_H)}{K_H t_H + K_L(t-t_H)} \right] \frac{\eta^2 - 2\eta + \eta_C}{(1-\eta)^2} = 0$$

La solution qu'il faut retenir doit satisfaire la condition suivante :  $0 < \eta^*(W_{\max}) < \eta_C < 1$

On trouve :

$$\eta^* = 1 - \sqrt{1 - \eta_C}$$

Qui nous conduit à l'expression précédemment établie par Chambdale et Novikof (équation 4.25):

$$\eta_{CA} = \eta_{CN} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (4.36)$$

#### **4.4.2.2 Optimisation en temps fini ( $t_H$ )**

Le temps nécessaire au déroulement d'un cycle complet étant fixé il est possible d'obtenir le temps  $t_H$  préconisé pour atteindre la puissance optimale et ce en calculant  $\left(\frac{\partial W}{\partial t_H}\right)_\eta = 0$  :

$$\left(\frac{\partial W}{\partial t_H}\right)_\eta = K_H K_L T_H \left( \eta \frac{\eta_C - \eta}{1 - \eta} \right) \frac{\partial}{\partial t_H} \left( \frac{t_H(t-t_H)}{K_H t_H + K_L(t-t_H)} \right) = 0$$

Après dérivation et réarrangement algébrique de l'équation précédente nous obtenons l'équation du second degré en  $t_H$  ci-dessous et dont nous ne retiendrons que la racine positive.

$$\left(\frac{\partial W}{\partial t_H}\right)_\eta = K_H K_L T_H \left( \eta \frac{\eta_C - \eta}{1 - \eta} \right) \left( \frac{-t_H^2(K_H - K_L) - 2K_L t t_H + K_L t^2}{K_H t_H + K_L(t-t_H)} \right) = 0$$

$$t_H = t \left( \frac{\sqrt{K_H K_L} - K_L}{K_H - K_L} \right) \quad (4.37)$$

De ce résultat nous pouvons aboutir à une relation entre  $t_H$ ,  $t_L$  et les conductances :

$$\frac{t_H}{t_L} = \sqrt{\frac{K_L}{K_H}} \quad (4.38)$$

L'expression de la puissance maximum est obtenue en substituant dans l'équation (4.35)  $\eta_{CA}$  et  $t_H$  donnés par les équations (4.36 et 4.37) :

$$W(K_H, K_L, t) = t \frac{K_H K_L}{(\sqrt{K_H} + \sqrt{K_L})^2} (\sqrt{T_H} - \sqrt{T_L})^2 \quad (4.39)$$

Comme nous pouvons le constater, avec ce modèle assez simple Curzon et Ahlborn ont pu déterminer une expression analytique de la puissance maximum que peut générer un cycle de production de puissance en fonction des conductances, des températures des réservoirs ainsi que du temps alloué à l'exécution d'un cycle complet. Il faut également noter le fait très intéressant que l'expression du rendement à puissance maximum  $\eta_{CA}$  est indépendant des conductances et du temps nécessaire à l'évaporation et à la condensation.

Le rendement de *Curzon et Ahlborn* n'est tributaire que des températures des réservoirs à haute et basse température. Cependant ce rendement ne représente que les performances des machines thermiques opérant à puissance maximum, alors que le rendement de Carnot demeure une limite supérieure de toute machine thermique. Néanmoins les résultats des calculs ont montré que le rendement de *Curzon & Ahlborn*, qui est également celui de *Chambadal & Novikov* se sont révélés en parfait accord avec les résultats des performances des centrales de puissance réelles à travers le monde dont quelques résultats sont énumérés dans le tableau 4.1[77].

**Tableau 4.1** Performances des centrales de puissance réelles

Centrale de Puissance	$T_L$ (°C)	$T_H$ (°C)	$\eta$ Carnot	$\eta$ Eq.4.36	$\eta$ (observé)
West Thurrok (U.K) centrale à vapeur (charbon)	~25	565	64,1%	40%	36%
CANDU (Canada) Réacteur Nucléaire à eau lourde	~25	300	48%	28%	30%
Larderello (Italie) Centrale électrique à vapeur géothermique	80	250	32%	17,5%	16%

La machine thermique de Curzon-Ahlborn a également été optimisée pour une conductance thermique totale finie par différents auteurs, entre autre Adrian Bejan dans [71]. L'intérêt de la démarche réside dans le fait de mettre en évidence, pour une surface totale des échangeurs (aux bouts chaud et froid) finie et fixée, comment répartir la surface d'échange

entre l'évaporateur et le condenseur pour atteindre une puissance maximum. Le modèle mathématique et la résolution consiste, cette fois, dans le fait de poser :

$$K_H + K_L = K_{tot} \quad (4.40)$$

Sachant que les conductances thermiques sont proportionnelles aux surfaces d'échanges on peut donc écrire :  $K_H = U_H A_H$  et  $K_L = U_L A_L$  où  $A_H$  et  $A_L$  sont les surfaces d'échange alors que  $U_H$  et  $U_L$  sont les coefficients d'échanges globaux au niveau des échangeurs chaud et froids respectivement. En admettant que  $U_H$  et  $U_L$  soient égaux ou bien du même ordre de grandeur la contrainte posée par Bejan dans l'équation (4.40) équivaut à une contrainte de surface totale constante:

$$A_H + A_L = A_{tot} \quad (4.41)$$

La maximisation de la puissance sous la contrainte donnée par l'équation (4.41) conduit à un résultat qui montre que la puissance maximum est obtenue pour une équipartition de la surface totale entre l'évaporateur et le condenseur, c'est-à-dire :

$$A_{H,opt} = A_{L,opt} = \frac{A_{tot}}{2} \quad (4.42)$$

Rappelons néanmoins que les modèles que nous venons d'étudier sont assez simples et ont conduit à des solutions analytiques attrayantes. Mais lorsque les modèles sont plus élaborés le recours à des méthodes numérique (programmation) pour le calcul des puissances et leurs représentations graphiques devient indispensable afin d'extraire les extrema et les optima leur correspondant.

#### **4.5 Généralisation : Méthode d'optimisation et formalisme mathématique**

L'optimisation consiste à résoudre des problèmes où l'on recherche une ou plusieurs variables qui maximisent ou minimisent une fonction objectif donnée. L'écriture d'un modèle, qui consiste en l'ensemble des équations qui régissent le système et qui lient les variables entre elles, est la première étape. Nous avons vu dans les exemples que nous venons de traiter, en l'occurrence les modèles de Novikov et Curzon-Ahlborn, qu'une méthode de substitution peut permettre l'optimisation. Ceci est possible lorsque la contrainte permet d'exprimer une variable en fonction d'une autre, ce qui n'est pas toujours le cas.

De manière générale, pour simuler un système il faut (figure 4.3) [78,66]:

- Poser le modèle mathématique;
- Distinguer les variables de sortie des variables d'entrée ;
- Le nombre des variables de sortie est égal au nombre d'équations du modèle;
- Les variables d'entrée se composent de deux catégories :
  - Les variables de commande qui constituent les variables du système sur lesquelles on peut agir.

- Les paramètres du système qui sont des grandeurs physiques que l'on ne peut pas maîtriser.

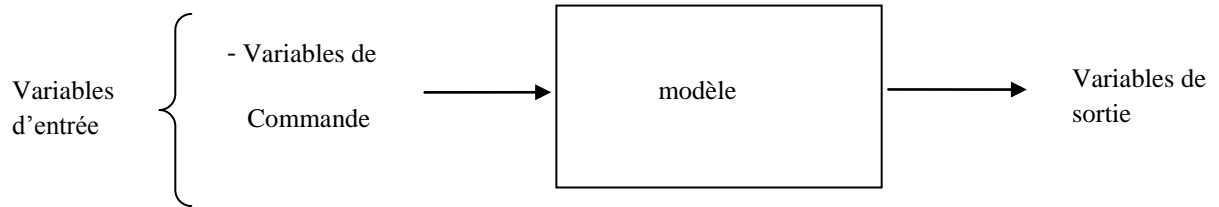


Figure 4.3: Schéma de principe d'une simulation

La procédure d'optimisation consiste à agir sur une ou plusieurs variables de commande et noter l'impact sur la fonction objectif que l'on veut maximiser ou minimiser. La variable qui maximise ou minimise la fonction objectif est retenue.

Lorsque le modèle posé est assez élaboré, la recherche des extrema se fait à l'aide de la méthode de Lagrange. Pour ce faire il faut:

- Définir la fonction objectif :

$$F_o = \phi(x_i) \quad \text{où} \quad i = 1 \rightarrow n$$

$x_i$  sont les  $n$  variables du système

- Poser les contraintes du système, qu'on peut toujours ramener à zéro :

$$\{C_j\} = \{\psi_j(x_i)\} = \{0\} \quad j = 1 \rightarrow m$$

La différentielle du 1<sup>er</sup> ordre de  $F_o$  donne les extremums en posant  $d\phi = 0$ . Pour tenir compte des contraintes, sachant que  $\{\psi_j(x_i)\} = \{0\}$  et par conséquent  $\{d\psi_j(x_i)\} = \{0\}$ , on introduit le Lagrangien définie par :

$$L(x_i, \lambda_j) = \phi(x_i) + \sum_{j=1}^m \lambda_j \psi_j(x_i)$$

Où  $\lambda_j$  sont les multiplicateurs de Lagrange.

La méthode de Lagrange consiste à rechercher les variables  $x_i$  telles que la différentielle de  $L(x_i, \lambda_j)$  soit nulle. La différentiation de  $L(x_i, \lambda_j)$  par rapport aux  $x_i$  et  $\lambda_j$  conduit au système ci-dessous constitué de  $(m+n)$  équations et dont la résolution permet la détermination des paramètres de Lagrange ainsi que les extrema de la fonction objectif:

$$\left\{ \left. \frac{\partial L}{\partial x_i} \right|_{x_k \text{ pour } k \neq i} \right\} = \{0\} \longrightarrow n \text{ équations}$$

$$\left\{ \left. \frac{\partial L}{\partial \lambda_j} \right|_{\lambda_k \text{ pour } k \neq j} \right\} = \{0\} \longrightarrow m \text{ équations}$$

En conclusion suite aux travaux de *Curzon et Ahlborn* les travaux se sont multipliés et l'optimisation des machines thermiques s'est beaucoup développée en investiguant différents critères, telles que les études effectués par Wu dans [81] et Lee dans [82] qui ont repris le modèle de Carnot endoreversible similairement à Curzon et Ahlborne mais ont considéré des réservoirs chaud et froid finis. Les rendements obtenus se sont avéré également proches de ceux obtenus par des centrales de puissance existantes.

D'autres études se sont intéressées à d'autres fonctions objectif et plus de contraintes. Dans les études [74, 83] M. Feidt montre également que le cycle endoreversible, bien que plus réaliste que le cycle de Carnot, les calculs d'optimisation devrait être plus affinés en tenant compte, en plus des irréversibilités externes, des irréversibilités internes et de la non adiabacité de la machine. L'auteur met également l'accent sur l'importance de l'effet des lois de transfert thermique et rappelle que les plus communément utilisées sont les lois radiatives, convectives, ainsi que celle du type de Dulong-Petit, d'une part. D'autre part l'auteur souligne les méthodes utilisées pour comptabiliser les irréversibilités internes qui sont : La méthode du facteur (ou taux) d'irréversibilité et La méthode de l'évaluation du flux d'entropie générée. D'après l'auteur, la seconde méthode, bien que plus fastidieuse, est recommandée car elle fait appel aux lois physiques et à une analyse entropique qui donne accès au flux d'entropie généré. Dans ces études [74,83] les rendements énergétiques et exergetiques sont évalués pour des systèmes de cogénération (chaleur-puissance CHHP), et ce pour les fonctions objectif communément considérée : puissance maximale, rendement maximum, ainsi que d'autres contraintes telles que: exergie utile optimale, puissance demandée imposée, énergie disponible limitée, température du système maximale autorisée et flux de chaleur rejeté vers l'environnement imposé.

Toujours dans le chapitre des contraintes, une autre fonction objectif appelée fonction écologique ( $E$ ) a suscité l'intérêt de plusieurs chercheurs [84, 85, 86], cette fonction initialement introduite par Angulo et Brown est définie par :

$$E = \dot{W} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.43)$$

L'optimisation de la fonction écologique représente un compromis entre la puissance produite  $\dot{W}$  et la puissance perdu (irréversibilité) donnée par  $T_0 \dot{S}_{gen}$

Les résultats rapportés dans la littérature montrent que l'utilisation du maximum de la fonction écologique conduit à environ 80% de la puissance maximale alors que le taux d'entropie généré n'est que de 30% de celui qui aurait été produit dans le cas du maximum de puissance comme fonction objectif. Il s'avère également selon l'étude mené par Sahin et al [84] que le rendement obtenu avec la fonction écologique est:

$$\eta_E \approx \frac{\eta_C + \eta_{CA}}{2} \quad (4.44)$$

Parmi les études citées ci-dessus notamment celles de Sahi [84] et Barranco-Jiménez[85] les auteurs ont considéré : des cycles de Carnot endoreversibles ne tenant compte que des

irréversibilités externes au niveau des contacts machine-réservoirs chaud et froid à température constante. Alors que dans l'étude menée par Ching-Yang [86], le cycle a été considéré irréversible intérieurement et extérieurement avec des réservoirs chaud et froid à température variables (sources finies). Les lois de transfert thermiques considérées varient de la loi Newtonienne, à la combinaison radiative-convective ainsi que la loi du type Dulong-Petit reliant les trois modes de transfert en même temps.

Il ressort de ces études que dans l'optimisation écologique les paramètres suivants sont d'une grande importance :

- le rapport des températures des réservoirs ( $T_H / T_L$ ) ;
- le rapport des débits calorifiques du fluide froid au fluide de travail (indice working fluide)  $(\dot{m}C_p)_L / (\dot{m}C_p)_w$  ;
- Le rapport de la conductance totale à la conductance de l'extrémité chaude  $(U_H A_H + U_L A_L) / U_H A_H$  ;

Les études sus citées s'accordent sur le fait que la conductance de l'extrémité chaude doit être inférieure à celle de l'extrémité froide et qu'en optimisant le système par rapport à la fonction écologique, avec un léger sacrifice pour la puissance délivrée par le système, on peut arriver à une réduction notable de la génération d'entropie.

Néanmoins la majeure partie de la littérature se rapportant à l'optimisation des cycles thermodynamiques traite le cas du cycle sous-critique, alors que le cycle transcritique suscite de plus en plus d'intérêt. C'est donc naturellement que notre attention s'est portée sur l'optimisation des cycles transcritiques et l'évaluation des performances (puissance et rendements à puissance maximum) pour ce type de cycle. Notre étude pourrait être considérée comme un prolongement des travaux cités au cours de ce chapitre. L'investigation a porté sur les deux cas : endoreversible et endo-irréversible, et ce, afin de déterminer l'utilité de ce type de cycle pour l'exploitation de source de chaleur récupérée (ou bien d'énergie renouvelable) basse enthalpie. *Notre modèle ainsi que nos résultats sont exposés dans le 5<sup>ème</sup> et dernier chapitre qui suit.*

## CHAPITRE 5

### OPTIMISATION D'UN CYCLE TRANSCRITIQUE « MODELE ET RESULTATS »

#### 5.1 Description du Cycle transcritique

Le cycle considéré est un cycle de Rankine classique composé d'un évaporateur, d'une turbine, d'un condenseur et d'une pompe (Figure 5.1).

Lors de son passage dans la pompe, le fluide caloporteur est élevé à une pression supérieure à sa pression critique. Il voit sa température augmenter jusqu'à une température supérieure à sa température critique lors du processus de récupération de la chaleur du fluide géothermal (ou d'une toute autre source de récupération) dans l'évaporateur. Il subit ensuite une détente dans la turbine et dans une dernière étape le fluide se condense à température constante dans le condenseur. La numérotation adoptée sur la (Figure 5.1) est reprise sur la (Figure 5.2) qui représente explicitement les différentes phases du cycle dans un diagramme (T, s).

On admettra dans la suite de l'analyse que l'énergie dépensée dans la pompe est négligeable devant celle fournie lors de la détente dans la turbine. Dans cette étude les échangeurs sont à contre-courant et le système est supposé adiabatique. La source chaude est un réservoir fini alors que le réservoir froid est supposé infini. Ce type de cycle est approximé par un triangle.

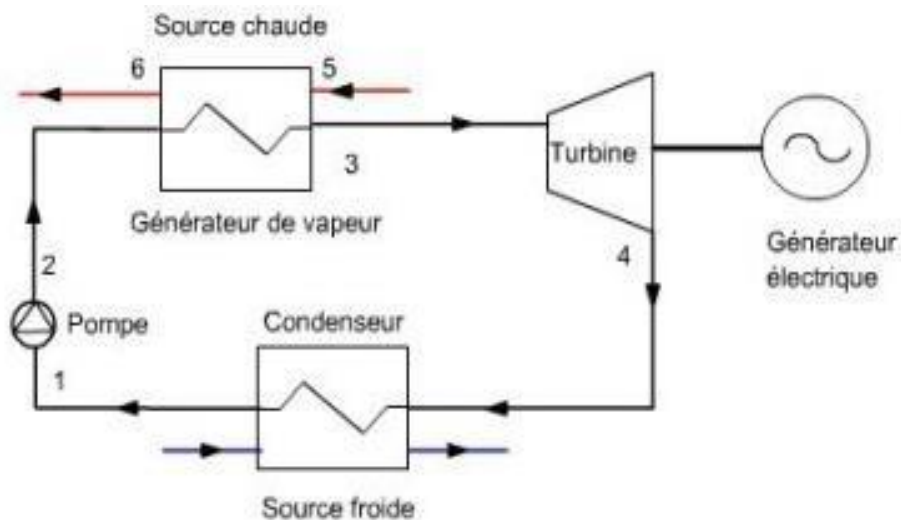


Figure 5.1 Schéma du cycle envisagé dans notre étude

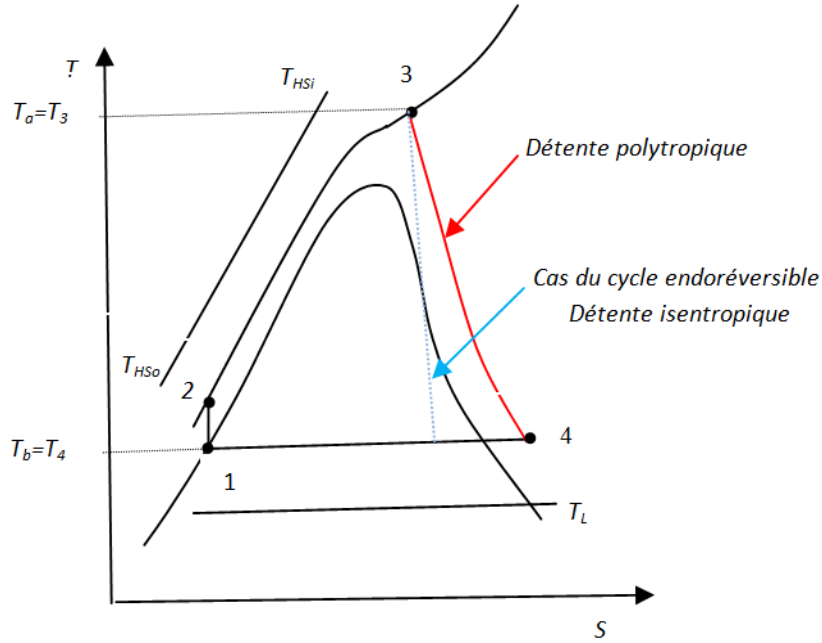


Figure 5.2 Représentation du cycle transcritique dans un diagramme T-s

## 5.2 Analyse Mathématique

### 5.2.1 Evaluation des taux de chaleur $\dot{Q}_H$ et $\dot{Q}_L$

$\dot{Q}_H$  étant le flux de chaleur cédé par la source au fluide de travail alors  $\dot{Q}_L$  est le flux cédé par le fluide moteur au réservoir froid. Ils sont donnés par les expressions suivantes :

$$\dot{Q}_H = (\dot{m} C_p)_S (T_{HSi} - T_{HS0}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_H = (\dot{m} C_p)_w (T_a - T_b) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_H = (\dot{m} C_p)_w \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b) \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_L = (\dot{m} C_p)_L \varepsilon_L (T_b - T_L) \quad (5.4)$$

Dans la suite des calculs on pose  $\dot{m} C_p = \dot{C}$ ,  $\dot{C}$  étant donc le débit calorifique.

### 5.2.2 Bilan énergétique et évaluation de la puissance fournie par le cycle

Selon la première loi de la thermodynamique en faisant un bilan énergétique, la quantité nette de travail délivrée par le cycle est donnée par:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (5.5)$$

$$\dot{W} = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b) - \dot{C}_L \varepsilon_L (T_b - T_L) \quad (5.6)$$

### **5.2.3 Rendement du cycle trilatéral (ou triangulaire)**

Pour évaluer le rendement du cycle triangulaire rapportons-nous à nouveau à la (Figure 5.2) et considérons le cycle dans le cas de la détente isentropique (phase 3–4). Pour établir l'équation donnant la variation de l'entropie le long de l'isobare (phase 2–3), posons la relation thermodynamique suivante:

$$dh = Tds + vdp \quad (5.7)$$

A pression constante l'équation (5.7) s'écrit sous la forme suivante:

$$dh = Tds = c_p dT \quad (5.8)$$

$$ds = \frac{c_p}{T} dT \quad (5.9)$$

Si on admet que la capacité calorifique  $c_p$  du fluide moteur reste constante, l'intégrale de l'équation (5.9) entre l'état (1) et un état quelconque le long de l'isobare (2-3), sera donnée par :

$$s - s_1 = c_p \ln \frac{T}{T_1} \quad (5.10)$$

En considérant que le travail consommé par la pompe entre les étapes (1) et (2) est négligeable devant celui fournie par la turbine lors de la détente, nous pouvons considérer que les points (1) et (2) sont confondus. Le flux de chaleur transféré au cycle triangulaire durant la phase (2-3) donné par l'équation (2) se réécrit sous la forme suivante (**remarque : les bilans sont exprimés par unité de masse**):

$$q_{23} = q_H = c_p (T_a - T_b) \quad (5.11)$$

Le flux de chaleur évacué vers l'extérieur le long de l'isotherme (4-1), donné par l'équation (4), peut aussi s'écrire sous la forme suivante:

$$q_{41} = q_L = T_1 (s_4 - s_1) \quad (5.12)$$

Avec la supposition d'une détente isentropique nous pouvons écrire ( $s_4 = s_3$ ) ce qui permet d'exprimer l'équation (5.12) sous la forme suivante :

$$q_L = T_1 (s_3 - s_1) = c_p T_1 \ln \frac{T_3}{T_1} = c_p T_b \ln \frac{T_a}{T_b} \quad (5.13)$$

Le bilan énergétique donné par l'équation (5.6) peut également se formuler sous la forme suivante:

$$q_H = w_{34} + q_L$$

$$w_{34} = q_H - q_L = c_p(T_a - T_b) - c_p T_b \text{Ln} \frac{T_a}{T_b} \quad (5.14)$$

Par conséquent nous pouvons en déduire l'expression du rendement thermique du cycle triangulaire en écrivant le rapport du travail net produit par la quantité de chaleur fournie au cycle.

$$\eta_{TLC}^{th} = \frac{w_{34}}{q_H} = \frac{c_p(T_a - T_b) - c_p T_b \text{Ln}(T_a/T_b)}{c_p(T_a - T_b)} \quad (5.15)$$

$$\eta_{TLC}^{th} = \frac{w_{34}}{q_H} = 1 - \frac{T_b \text{Ln}(T_a/T_b)}{(T_a - T_b)} = 1 - \frac{\text{Ln}(T_a/T_b)}{\left(\frac{T_a}{T_b} - 1\right)} \quad (5.16)$$

$$\eta_{TLC}^{th} = 1 - \frac{\text{Ln}(T_a/T_b)}{\left(\frac{T_a}{T_b} - 1\right)} \quad (5.17)$$

Dans le cas du cycle endoreversible issu de la figure (5.2) lorsque nous considérons que la détente est isentropique (ligne bleue), si nous remplaçons la ligne isobarique (1 – 3), qui a une forme exponentielle, par une ligne droite nous obtenons le cycle schématisé par la figure (5.3). Cette approche est considérée par différents auteurs et rapportée par Di Pippo [87] et Fischer [88]. En considérant le cycle sous cette forme nous pouvons exprimer le rendement thermique donné par l'équation (5.16) de la manière suivante :

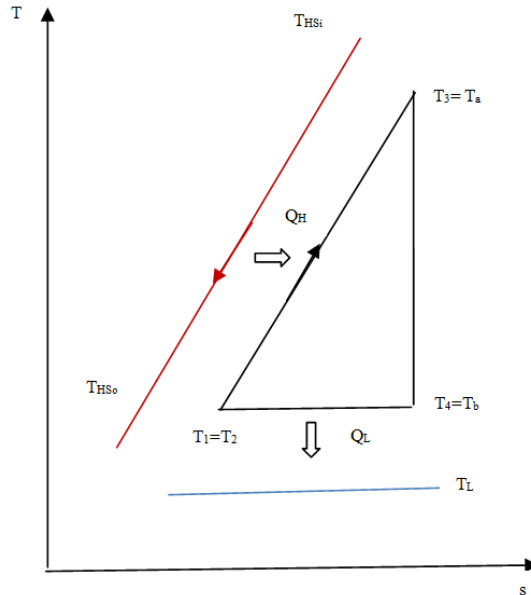


Figure 5.3 Cycle transcritique endoreversible

Soient  $q_H$  et  $w_{net}$  le flux de chaleur total fourni au cycle et le travail net fourni par ce dernier, le rendement de ce cycle peut alors se calculer de la manière suivante :

$$\eta_{TLC}^{th} = \frac{w_{net}}{q_H} = \frac{(T_a - T_b)(s_4 - s_1)/2}{\left(\frac{1}{2}\right)(T_a - T_b)(s_4 - s_1) + T_b(s_4 - s_1)}$$

$$\eta_{TLC}^{th} = \frac{T_a - T_b}{T_a + T_b} \quad (5.18)$$

Par analogie avec le cycle de Carnot, le cycle représenté par la figure (5.3) pourrait être extrapolé au cycle triangulaire réversible (idéal) correspondant à une source de chaleur sensible. La représentation de ce cycle dans un diagramme T-s est donnée par la figure (5.4). La quantité de chaleur fournie par ce cycle ainsi que le travail net produit sont alors donnés par les équations ci-dessous:

$$q_H = \frac{1}{2} \Delta s (T_H - T_L) + \Delta s T_L$$

$$w_{net} = \frac{1}{2} \Delta s (T_H - T_L)$$

Par conséquent, le rendement de ce cycle, appelé « *rendement triangulaire maximum* », s'écrit sous la forme suivante:

$$\eta_{TLC}^{th,max} = \frac{T_H - T_L}{T_H + T_L} \quad (5.19)$$

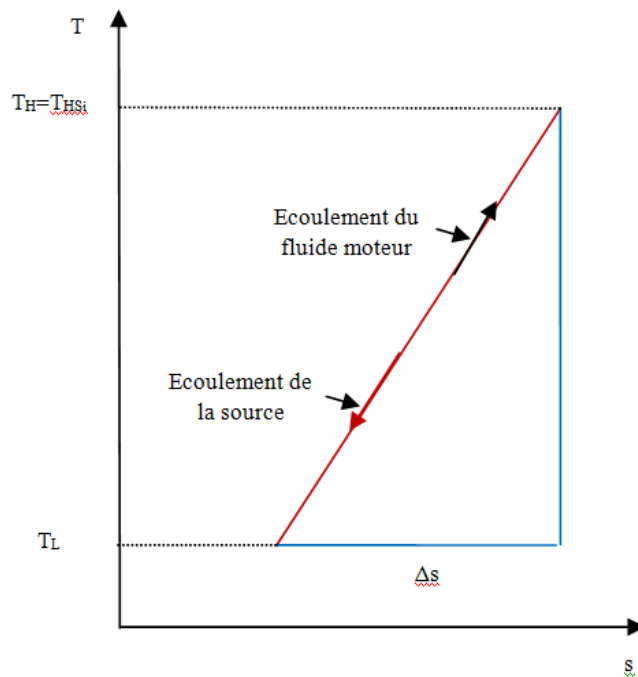


Figure 5.4 Cycle transcritique idéal

$T_H$  et  $T_L$  étant respectivement les températures des réservoirs chaud et froid. Ce rendement maximum  $\eta_{TLC}^{th,max}$ , pourrait être assimilé au rendement d'une machine thermique obéissant à

un cycle transcritique ou surcritique fonctionnant entre la température d'entrée de la source chaude et celle du réservoir froid.

Pour ce cycle la température du fluide de travail est en équilibre avec celle de la source dans l'évaporateur et la température de condensation est en équilibre avec celle du réservoir froid (absence d'irrégularités internes et externes).

Par conséquent il nous a paru évident dans cette étude de définir le rendement au sens du deuxième principe comme étant le rapport de  $\eta_{TLC}^{th}$  et  $\eta_{TLC}^{th,max}$ .

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{TLC}^{th}}{\eta_{TLC}^{th,max}} \quad (5.20)$$

En résumé, nous présentons dans le Tableau 5.1 un récapitulatif des expressions retenues pour la formulation des rendements dans le cas du cycle transcritique et son approximation par un triangle en faisant le parallèle avec les expressions des rendements du cycle de Carnot idéal et de celle du cycle de Carnot endoreversible (Chambadal-Novokov, Curzon&Ahlborne).

**Tableau 5.1:** Résumé des expressions des rendements

Type de cycle	Cycle de Carnot	Cycle de Carnot endoreversible (CNCA)	Cycle transcritique	Cycle transcritique Approximation triangulaire	Cycle triangulaire réversible
<b>Rendement thermique</b>	$\eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H}$	$\eta_{CNCA} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}$	$\eta_{TLC}^{th} = 1 - \frac{\ln(T_a/T_b)}{\left(\frac{T_a}{T_b} - 1\right)}$	$\eta_{TLC}^{th} = \frac{T_a - T_b}{T_a + T_b}$	$\eta_{TLC}^{th,max} = \frac{T_H - T_L}{T_H + T_L}$
<b>Rendement au sens du 2<sup>ème</sup> principe adopté dans cette étude</b>	$\eta_{II} = \frac{\eta_{TLC}^{th}}{\eta_{TLC}^{th,max}}$				

### **5.2.4 Bilan entropique**

La deuxième loi de la thermodynamique nous permet d'écrire le bilan entropique sous la forme suivante:

$$\dot{S}_{échi} + \dot{S}_{créé} = 0 \quad (5.21)$$

$$\int_{1=2}^3 \frac{\dot{\partial Q}_H}{T} - \int_3^1 \frac{\dot{Q}_L}{T} + \dot{S}_{crée} = 0 \quad (5.22)$$

$$\dot{C}_w \text{Ln} \frac{T_a}{T_b} - \frac{\dot{Q}_L}{T_b} + \dot{S}_{crée} = 0 \quad (5.23)$$

Suite à l'approximation triangulaire du cycle (figure (5.3)), nous admettons que le flux de chaleur  $Q_H$  est transféré à une température moyenne donnée par  $T_{1=2 \rightarrow 3} = \frac{T_a + T_b}{2}$  afin de simplifier l'utilisation de l'équation (5.23) qui se réécrit alors sous la forme suivante :

$$\frac{2\dot{Q}_H}{T_a + T_b} - \frac{\dot{Q}_L}{T_b} + \dot{S}_{crée} = 0 \quad (5.24)$$

Dans de nombreux équipements les transferts de chaleur ne sont pas les seules causes d'irréversibilités. Les frottements visqueux dans les écoulements et les frottements mécaniques dans les machines tournantes sont les causes d'irréversibilités contribuant à la génération d'entropie. Le terme  $\dot{S}_{crée}$  est donc dû à ces irréversibilités mais reste assez complexe dans sa formulation.

Dans un premier temps nous nous sommes uniquement intéressé au cas du cycle endoréversible  $\dot{S}_{crée} = 0$ , puis nous avons élargi notre étude au cas du cycle irréversible en utilisant la méthode adopté par certains auteurs qui supposent que le terme d'entropie générée est proportionnel au flux d'entropie transférée au cycle au niveau de l'isotherme chaude.

Par conséquent, en appelant «  $F > 1$  » le facteur d'irréversibilité nous posons :

$$\dot{S}_{crée} = (F - 1) \left( \frac{2\dot{Q}_H}{T_a + T_b} \right)$$

Ce qui nous permet de réécrire le bilan entropique sous la forme suivante:

$$F \frac{2\dot{Q}_H}{T_a + T_b} - \frac{\dot{Q}_L}{T_b} = 0 \quad (5.25)$$

Les températures d'évaporation  $T_a$  et de condensation  $T_b$  sont liées par l'équation suivante, issue de l'égalité des équations (5.2) et (5.3):

$$T_a = T_b + \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b) \quad (5.26)$$

Par conséquent l'équation donnant le bilan entropique peut s'écrire de la manière suivante:

$$F \frac{2\dot{C}_w \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b)}{2T_b + \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b)} - \frac{\dot{C}_L \varepsilon_L (T_b - T_L)}{T_b} = 0 \quad (5.27)$$

### **5.2.5 Récapitulatif et position du problème**

Nous nous proposons de déterminer la puissance maximum que le cycle transcritique pourrait produire et de déterminer les rendements correspondant à cette puissance.

Nous récapitulons donc la problématique de la manière suivante:

Fonction objectif : la puissance:  $\dot{W} = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b) - \dot{C}_L \varepsilon_L (T_b - T_L)$

Contrainte 1: bilan entropique:  $F \frac{2\dot{C}_w \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b)}{2T_b + \varepsilon_H (T_{HSi} - T_b)} - \frac{\dot{C}_L \varepsilon_L (T_b - T_L)}{T_b} = 0$

*La dimension finie de la machine thermique est fixée par l'efficacité totale  $\varepsilon_T$  des échangeurs aux bouts chaud et froid, de ce fait :*

Contrainte 2 : dimension finie :  $\varepsilon_H + \varepsilon_L = \varepsilon_T \leq 2$

Variables du problème :  $T_a, T_b, \varepsilon_H, \varepsilon_L$

Paramètres du problème:  $\dot{C}_w, \dot{C}_L, T_{HSi}, T_L$  et  $\varepsilon_T$

La résolution de ce problème s'effectue à travers la résolution d'un système d'équations aux dérivées partielles de la puissance par rapport aux variables citées et vérifiant la contrainte (1) et la contrainte (2). Le développement de ces équations est assez lourd à manipuler. Afin de les simplifier nous les avons rendues adimensionnelles en posant :

$$\alpha = \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_L}, \quad \theta_a = \frac{T_a}{T_{HSi}}, \quad \theta_b = \frac{T_b}{T_{HSi}}, \quad r = \frac{T_L}{T_{HSi}}$$

Ce changement de variable fait apparaître le groupe  $\bar{W} = \frac{\dot{W}}{\dot{C}_w T_{HSi}}$  qui est une puissance adimensionnelle.

Pour diminuer le nombre de variables la contrainte (2) nous a permis d'écrire:

$$\varepsilon_L = \varepsilon_T - \varepsilon_H$$

Les équations (5.6) et (5.27) s'écrivent alors sous la forme suivante:

$$\bar{W} = \varepsilon_H (1 - \theta_b) - \frac{\varepsilon_T - \varepsilon_H}{\alpha} (\theta_b - r) \quad (5.28)$$

$$\frac{2\alpha F \varepsilon_H (1 - \theta_b)}{(\varepsilon_T - \varepsilon_H)[(2 - \varepsilon_H)\theta_b + \varepsilon_H]} - \frac{(\theta_b - r)}{\theta_b} = 0 \quad (5.29)$$

Nous résumons donc notre problématique comme suit : notre fonction objectif est la puissance  $\bar{W}$  donnée par l'équation (5.28) qu'il faut maximiser, sous la contrainte donnée par l'équation (5.29).

### 5.2.5. a Méthode de Lagrange

On utilisant la méthode de Lagrange, le Lagrangien s'écrit de la manière suivante (voir chapitre 4):

$$L = \varepsilon_H (1 - \theta_b) - \frac{\varepsilon_T - \varepsilon_H}{\alpha} (\theta_b - r) + \lambda \left[ \frac{2\alpha F \varepsilon_H (1 - \theta_b)}{(\varepsilon_T - \varepsilon_H)[(2 - \varepsilon_H)\theta_b + \varepsilon_H]} - \frac{(\theta_b - r)}{\theta_b} \right]$$

$\lambda$  étant le multiplicateur de Lagrange, et la recherche des optimums de  $\varepsilon_H$  et  $\theta_b$  pourrait s'obtenir par la solution analytique du système d'équations ci-dessous :

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_b} = 0, \frac{\partial L}{\partial \varepsilon_H} = 0, \frac{\partial L}{\partial \lambda} = 0$$

Les variables de notre étude deviennent alors  $\varepsilon_H, \theta_b$  et  $\theta_a$  et les grandeurs  $\alpha, \varepsilon_T, r$  et  $F$  sont les paramètres de l'étude.

Avec:

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_b} = \left( \frac{\varepsilon_H(1-\alpha) - \varepsilon_T}{\alpha} \right) + \lambda \left[ \frac{-4\alpha F \varepsilon_H \theta_b^2 - r(\varepsilon_T - \varepsilon_H)[(2 - \varepsilon_H)\theta_b + \varepsilon_H]^2}{(\varepsilon_T - \varepsilon_H)[(2 - \varepsilon_H)\theta_b + \varepsilon_H]^2 \theta_b^2} \right] = 0$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varepsilon_H} = \left( \frac{\alpha(1-\theta_b) + \theta_b - r}{\alpha} \right) + \lambda \left[ \frac{2F(1-\theta_b) - [2\varepsilon_T\theta_b + \varepsilon_H^2(1-\theta_b)]}{(\varepsilon_T - \varepsilon_H)[(2 - \varepsilon_H)\theta_b + \varepsilon_H]^2} \right] = 0$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda} = \theta_b^2 \left[ 2 - 2\alpha F \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_T - \varepsilon_H} - \varepsilon_H \right] + \left[ \frac{2\alpha F \varepsilon_H}{\varepsilon_T - \varepsilon_H} + \varepsilon_H(1+r) - 2r \right] - \varepsilon_H r = 0$$

Le développement du système d'équations par la méthode de Lagrange nous a mené vers un calcul analytique très laborieux, qui ne nous a pas conduit vers les résultats espérés. Par soucis d'efficacité nous nous sommes orientés vers des calculs numériques.

### **5.2.5. b Optimisation numérique**

Pour l'obtention de nos résultats nous avons opté pour un calcul numérique en utilisant le logiciel de calcul Matlab, pour ce faire nous reformulons nos équations donnant le bilan entropique et la puissance de la manière suivante:

- Le bilan entropique issu de l'équation 5.29, après développement algébrique, sera donné par:

$$-[2\alpha k F - \varepsilon_H + 2]\theta_b^2 + [2\alpha k F - \varepsilon_H + 2r - r\varepsilon_H]\theta_b + r\varepsilon_H = 0 \quad (5.30)$$

Dans cette équation k est donné par:  $k = \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_T - \varepsilon_H}$

La résolution de l'équation (5.30) fournit la température de condensation adimensionnelle  $\theta_b$ . Et en remplaçant par l'expression de  $\theta_b$  dans l'équation (5.28) nous obtenons la nouvelle expression de la puissance :

$$\begin{aligned} \bar{W} = \varepsilon_H \left( 1 - \left( \frac{-(2\alpha k F - \varepsilon_H + 2r - r\varepsilon_H) \pm ((2\alpha k F - \varepsilon_H + 2r - r\varepsilon_H)^2 + 4r\varepsilon_H(2 + 2\alpha k F - r\varepsilon_H))^{1/2}}{-2(2 + 2\alpha k F - \varepsilon_H)} \right) \right) - \\ \frac{\varepsilon_T - \varepsilon_H}{\alpha} \left( \left( \frac{-(2\alpha k F - \varepsilon_H + 2r - r\varepsilon_H) \pm ((2\alpha k F - \varepsilon_H + 2r - r\varepsilon_H)^2 + 4r\varepsilon_H(2 + 2\alpha k F - r\varepsilon_H))^{1/2}}{-2(2 + 2\alpha k F - \varepsilon_H)} \right) - r \right) \end{aligned} \quad (5.31)$$

En résumé, nous avons donc réduit l'expression de la puissance à une fonction de la variable  $\varepsilon_H$  ( $\bar{W} = f(\varepsilon_H)$ ) et où  $\alpha$ ,  $r$ ,  $\varepsilon_T$  et  $F$  sont les paramètres de l'étude.

Notre méthode a consisté à rechercher la valeur maximale de la puissance donnée par l'équation (5.31) en fonction de  $\varepsilon_h$ .

Ceci revient à déterminer les racines de l'équation  $(\frac{\partial \bar{W}}{\partial \varepsilon_H} = 0)$  qui permettront de déterminer  $\varepsilon_H(opt)$  ainsi que les valeurs optimales des températures de fonctionnement du cycle, en l'occurrence  $(\theta_a, \theta_b)$ . Notons également que les solutions qui ont un sens physique doivent également satisfaire les conditions suivantes:

$$r < \theta_b < \theta_a < 1, \quad \varepsilon_H \leq 1 \quad \text{and} \quad \varepsilon_L \leq 1$$

La connaissance de ces grandeurs nous mènera aisément à des résultats cruciaux tels que la puissance maximale susceptible d'être fournie par le cycle ainsi que les rendements thermiques, et ce, dans les cas endoreversible et irréversible.

### 5.3 Résultats et Discussion

#### 5.3.1 Vérification du modèle posé : Détermination de l'efficacité $\varepsilon_H$ donnant la puissance maximale

Dans cette partie de l'étude nous ne considérerons que le cas du cycle endorévversible ( $\mathbf{F=1}$ ), afin de vérifier si les résultats obtenus pour les variables sont physiquement acceptables.

Initialement une attention particulière a été accordée à l'analyse de sensibilité de  $\bar{W}$  et  $\varepsilon_H(opt)$  à l'efficacité totale des échangeurs  $\varepsilon_T$  en fixant  $\alpha$  et  $r$ . Ceci nous permettra d'obtenir une meilleure compréhension des relations entre les variables d'entrée et de sortie de notre modèle.

En calculant  $\bar{W}$  en fonction de  $\varepsilon_H$ , nous avons pu déterminer la valeur de  $\varepsilon_T$  requise pour différentes valeurs du rapport  $\alpha$ ,  $r$  étant fixé, (Figures 5.5 et 5.6).

On observe sur la (Figure 5.5), qu'en fixant le couple  $(\alpha, r)$ , pour différentes valeurs de  $\varepsilon_T$  les valeurs de la puissance maximale continuent d'augmenter mais n'ont pas de sens physique acceptable car elles correspondent à des  $\varepsilon_H(opt)$  supérieurs à l'unité. Par conséquent valeurs irrecevables. Sur la (Figure 5.5) nous observons à titre d'exemple que pour  $\alpha=0,001$ , nous ne pouvons obtenir d'optimum que si  $\varepsilon_T$  est égal à 1 ( $\varepsilon_T=1$ ). Donc pour chaque valeurs de  $\alpha$  correspond une valeur de l'efficacité totale des échangeurs ( $\varepsilon_T$ ) conduisant à un  $\varepsilon_H(opt)$  (acceptable physiquement) et pour lequel nous atteignons une puissance maximum. Donc en fait, il n'existe pas d'optimum global, mais plutôt des optimums locaux que nous avons été en mesure de déterminer, pour les différents cas que nous avons envisagés, (Figure 5.6).

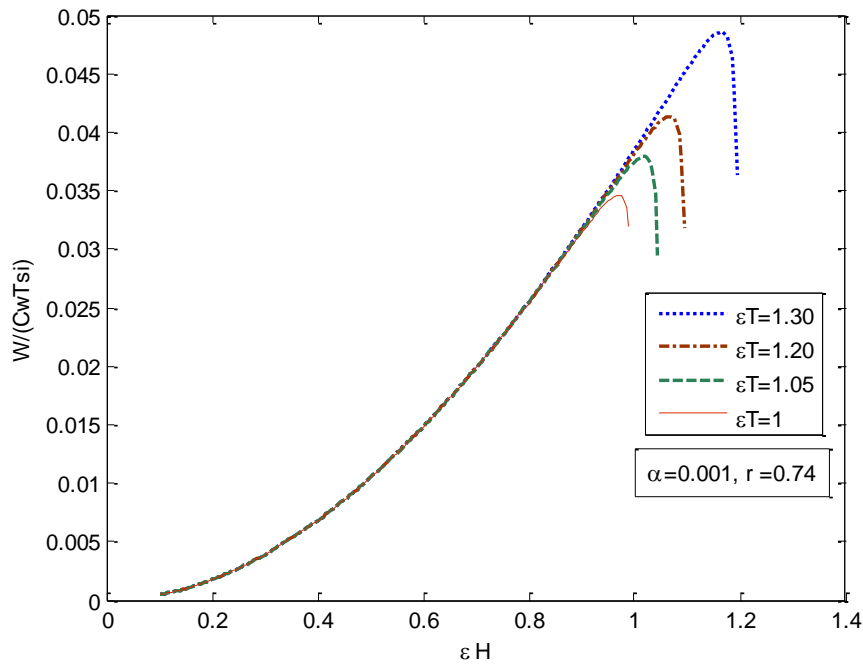


Figure 5.5 Evolution de  $\bar{W}$  donnant  $\varepsilon_h$  optimum, pour  $\alpha=0.001$  et  $r=0.74$  pour différents  $\varepsilon_T$  ( $\varepsilon_T = 1$  est la valeur qui fournit une solution acceptable c'est à dire  $\varepsilon_h < 1$ )

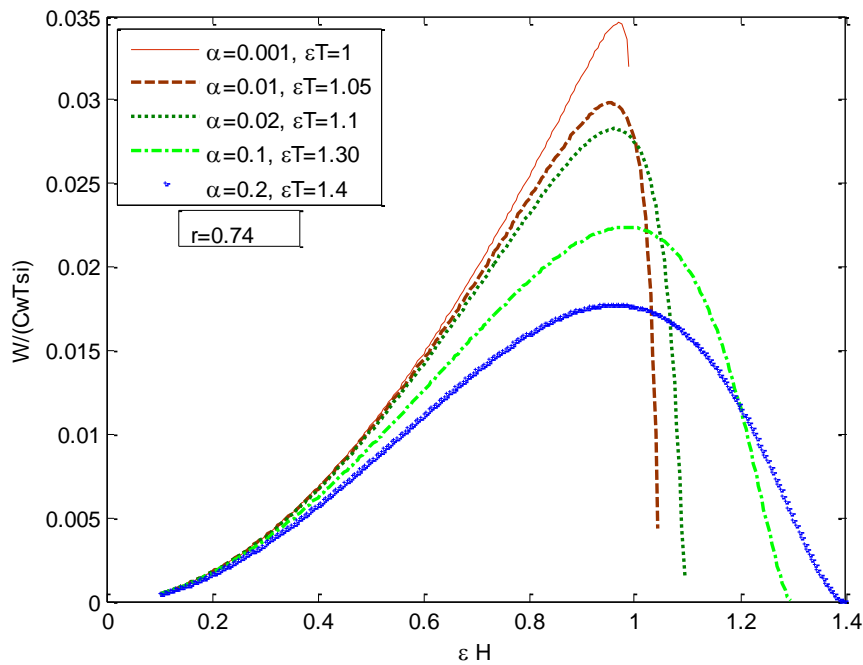


Figure 5.6 Evolution de  $\bar{W}$  pour différentes valeurs de  $\alpha$  et exhibant  $\varepsilon_T$  requis pour une valeur constante de  $r$  (0.74)

### **5.3.2 Influence de $\alpha$ sur les conditions optimales de fonctionnement, pour $\varepsilon_T$ donné et $r$ fixé**

Sur la base de ce qui précède, notre modèle nous a permis d'obtenir des résultats ne contredisant pas le sens physique de nos variables, il nous a paru plus judicieux de l'exploiter différemment. Notre étude visant à étudier les conditions optimales de fonctionnement du cycle transcritique envisagé en dimensions fines, dans toute la suite du travail, notre optimisation commencera donc par le choix d'une valeur de  $\varepsilon_T$ , sachant que la taille des échangeurs est reliée à leurs efficacités par le nombre d'unité de transfert ( $NUT = \frac{UA}{\dot{C}}$ ). Donc

pour chaque valeur de  $\varepsilon_T$  fixée, on déterminera:

- $\varepsilon_H(opt)$
- $\varepsilon_L(opt)$
- $\bar{W}(max)$
- $\eta_{TLC}$ , le rendement thermique du cycle transcritique à puissance optimale, que nous appellerons dans certain cas  $\eta_{mp}$
- $\eta_{TLC}''$ , le rendement du cycle transcritique au sens du deuxième principe de la thermodynamique.

Ces différents paramètres de fonctionnement sont étudiés pour différentes valeurs du rapport des débits calorifiques  $\alpha$ , et du rapport des températures du puits et de la source 'r'.

La figure (5.7) permet de voir l'évolution de la puissance adimensionnelle en fonction de  $\varepsilon_H$  pour  $\varepsilon_T=1$  et  $r=0,5$ . La variation du paramètre  $\alpha$  permet de montrer que l'existence de  $\varepsilon_H(opt)$  n'est vérifiée que si  $\alpha$  est plus grand ou égale à 0,0001. Cette valeur correspond également à la puissance optimale la plus grande.

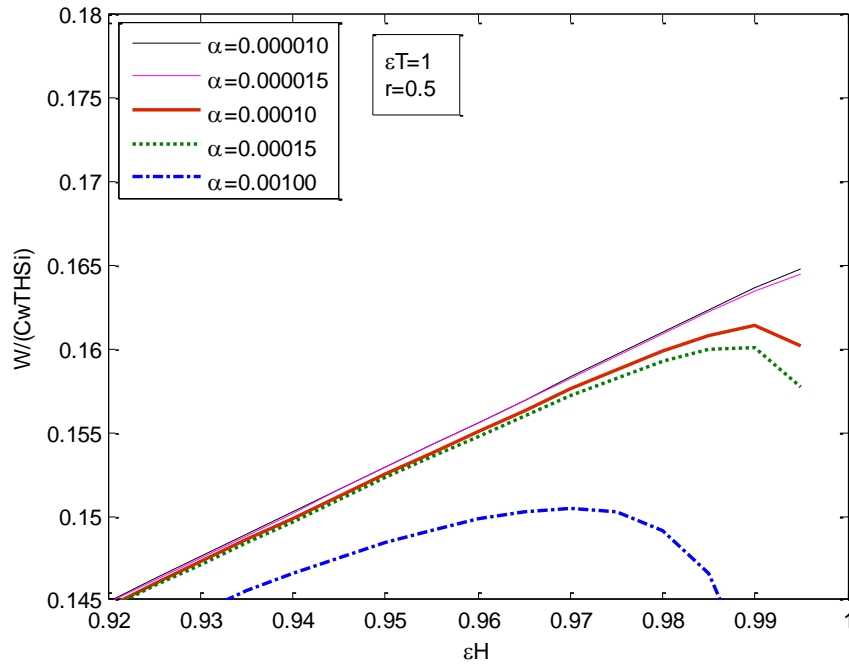


Figure 5.7 Evolution de  $\bar{W}$  en fonction de  $\varepsilon_H$  montrant le seuil d'existence de  $\varepsilon_H$  (opt) pour une gamme de valeurs du rapport des débits calorifiques ( $\alpha = \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_L}$ )

Sur la (Figure 5.8), on observe que pour la même valeur de  $\varepsilon_T=1$ , une augmentation du rapport des températures des réservoirs froid et chaud, ne modifie pas le seuil de  $\alpha$  vérifiant l'existence d'un optimum ( $\alpha=0,0001$ ) et cette valeur correspond également à la puissance optimale la plus grande. Néanmoins Cette puissance maximale chute de plus de **68%** lorsque **r** augmente de **0,5** à **0,7**. Le rapport '**r**' ( $T_L / T_{HSi}$ ) s'avère d'une grande importance sur le niveau de puissance généré. Ce qui est tout à fait prévisible. La diminution de '**r**' indique la disponibilité d'une source de chaleur de niveau plus élevé ou bien la disponibilité d'un réservoir froid de température plus basse. La (Figure 5.9) montre les niveaux de puissance générée pour différentes valeurs de r, avec  $\varepsilon_T=1$  fixé et  $\alpha$  variant entre **0,001** et **0,008**.

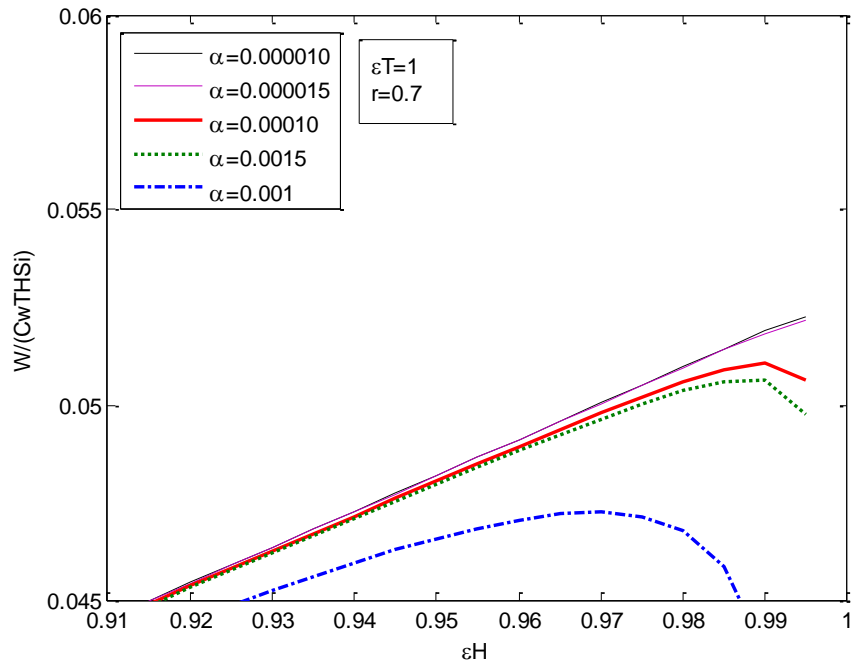


Figure 5.8 Seuil d'existence d'un optimum comparé aux résultats de la figure 5.7

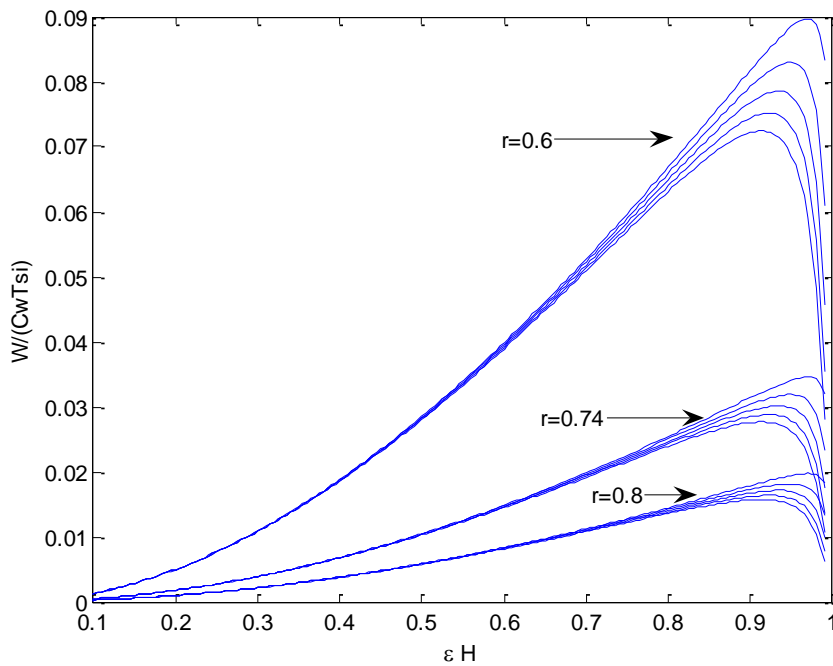


Figure 5.9 Effet de la valeur  $r$  sur la puissance adimensionnelle

Les résultats que nous venons d'exposer sont évalués à partir de  $\epsilon_T=1$  qui est une valeur assez faible. Dans la pratique les efficacités des échangeurs peuvent varier entre 70% et 90%. Par

conséquent, afin de pouvoir comparer nos résultats à d'autres travaux, nous adopterons dans la suite des calculs les valeurs suivantes :  $\varepsilon_T=1,5$  et  $\varepsilon_T=1,8$ .

• **Premier cas  $\varepsilon_T=1,5$**

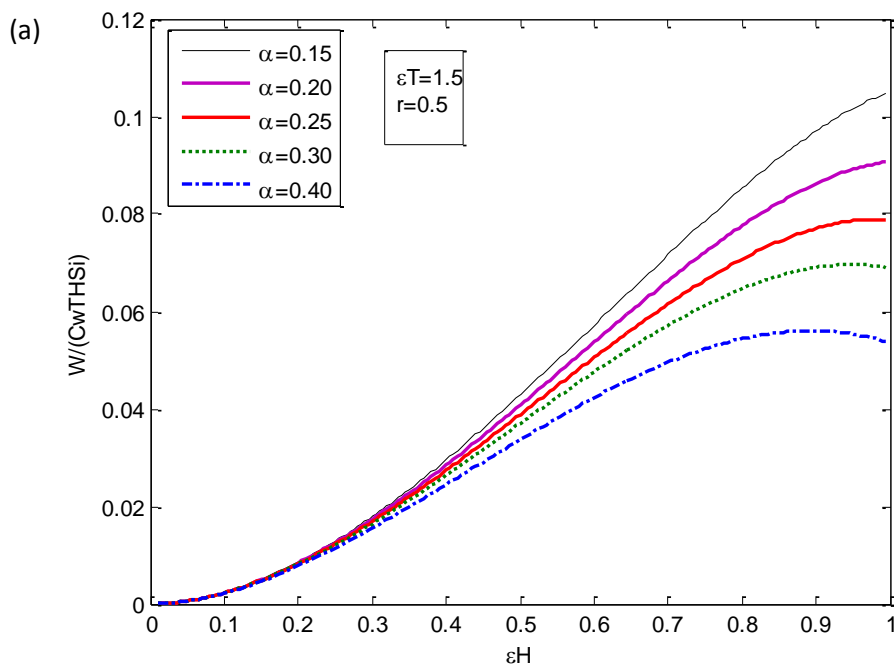
Les figures (5.10-a) et (5.10-b) montrent les valeurs minimales des rapports des débits calorifiques pour lesquelles l'existence d'une valeur optimale de notre fonction objectif est vérifiée. Pour  $\alpha$  plus petit que 0,25 ( $\alpha=0,25$ , courbe en rouge représente la limite de l'existence d'un optimum) il n'existe pas de valeur optimale quelque soit la valeur de  $r$  comprise entre **0,5 et 0,8**. Comme nous pouvons également constater qu'une augmentation de  $\alpha$  de 20% ( $\alpha$ : variant de 0,25 à 0,30) engendre une chute de la puissance adimensionnelle de 12%. Afin de mieux visualiser l'ordre de grandeur des variables de fonctionnement et les performances à puissance optimale nous avons extrait des (Figures 5.10-a et 5.10-b) les résultats des tableaux (5.2-a) et (5.2-b).

**Tableau 5.2-a** Variables de fonctionnement et performances à puissance optimale pour  $\varepsilon_T=1.5$  et  $r=0,5$

$\alpha$	$\varepsilon_H(opt) \%$	$\varepsilon_L(opt) \%$	$\overline{W(max)}$	$\theta_b$	$\theta_a$	$\eta_{TLC} \%$
0,25	98,50	51,50	0,079	0,636	0,995	22,00
0,30	95,00	55,00	0,070	0,646	0,982	20,68
0,35	92,00	58,00	0,062	0,654	0,972	19,55
0,40	89,50	60,50	0,056	0,663	0,965	18,56
0,45	87,00	63,00	0,051	0,669	0,975	17,70
0,50	85,00	65,00	0,047	0,676	0,951	16,92

**Tableau 5.2-b** Variables de fonctionnement et performances à puissance optimale pour  $\varepsilon_T = 1.5$  et  $r = 0.7$

$\alpha$	$\varepsilon_H (opt) \%$	$\varepsilon_L (opt) \%$	$\overline{W}(\max)$	$\theta_b$	$\theta_a$	$\eta_{TLC} \%$
0,25	99,00	51,00	0,024	0,790	0,998	11,63
0,30	96,00	54,00	0,021	0,797	0,992	10,92
0,35	93,00	57,00	0,019	0,802	0,986	10,32
0,40	90,50	59,50	0,017	0,806	0,982	8,80
0,45	88,50	61,50	0,016	0,811	0,978	9,35
0,50	86,50	63,00	0,014	0,815	0,975	8,95



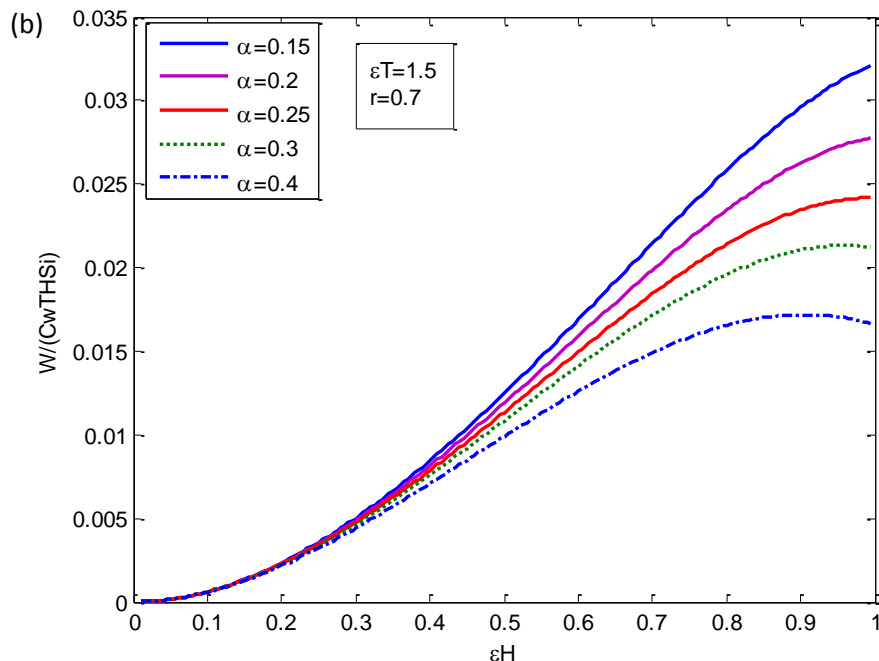


Figure 5.10 (a) et (b) : Evolution de la puissance adimensionnelle montrant la limite de l'existence d'un optimum par rapport à la variation de  $\alpha$ , pour  $r=0,5$  et  $r=0,7$  respectivement

Des (Figures 5.10-a et b) ainsi que des tableaux (5.2-a et b), hormis le fait de remarquer que les performances diminuent considérablement lorsque  $r$  augmente, car son augmentation est synonyme d'une source de chaleur de moindre importance, nous mettons en évidence un fait remarquable sur la répartition de efficacité totale entre le condenseur et l'échangeur de chaleur à l'extrémité chaude de la machine thermique. Contrairement aux résultats des études évoquées dans le chapitre IV, qui portaient sur l'optimisation des machines thermiques sous-critiques où on avait observé que :

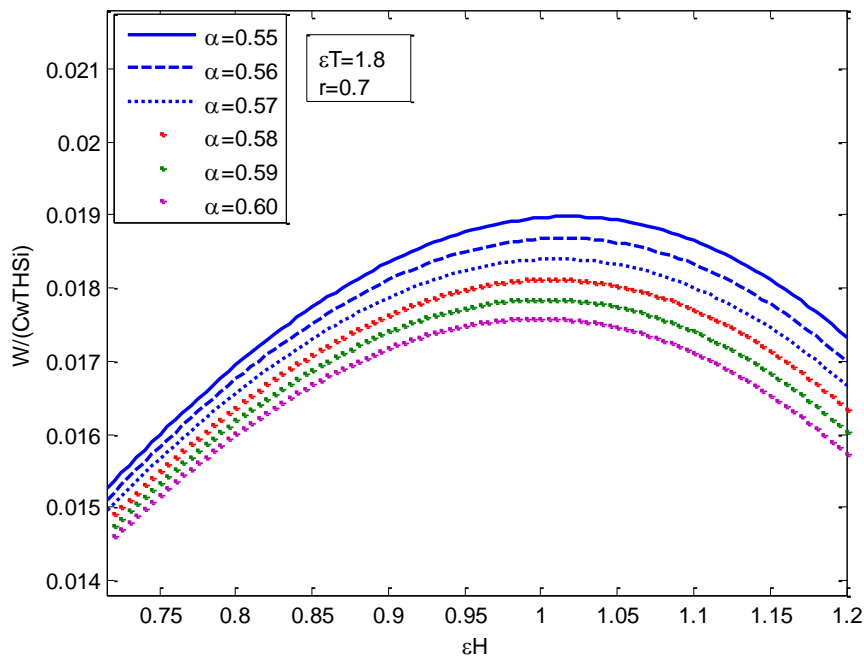
- ❖ Pour une optimisation à puissance maximum, il y avait une équipartition de la distribution de l'efficacité totale entre l'évaporateur et le condenseur.
- ❖ Pour une optimisation à fonction écologique maximum, la conductance de l'extrémité chaude est inférieure à celle de l'extrémité froide.
- ❖ Dans cette étude à puissance maximum l'efficacité de l'échangeur chaud est plus importante que celle du condenseur. Nous observons que l'efficacité de l'échangeur chaud  $\varepsilon_H(opt)$  représente environ 66% de l'efficacité totale, alors que l'efficacité du condenseur  $\varepsilon_L(opt)$  n'est que de 34% de  $\varepsilon_T$ . Donc, il faut retenir que pour une optimisation d'un cycle transcritique pour une puissance maximale, l'efficacité de l'échangeur chaud doit être pratiquement le double de celle du condenseur.

• **Deuxième cas  $\varepsilon_T=1,8$**

Dans le tableau (5.3) nous avons résumé les variables ainsi que les performances de fonctionnement de notre cycle lorsque  $\varepsilon_T=1,8$  et  $r=0,5$

**Tableau 5.3** Variables de fonctionnement et performances à puissance optimale pour  $\varepsilon_T=1.8$  et  $r=0.5$

$\alpha$	$\varepsilon_H(opt) \%$	$\varepsilon_L(opt) \%$	$\overline{W}(max)$	$\theta_b$	$\theta_a$	$\eta_{TLC} \%$
0,58	99,00	81,00	0,059	0,683	0,997	18,70
0,60	98,00	82,00	0,057	0,685	0,994	18,42
0,62	97,50	82,50	0,055	0,688	0,992	18,14
0,64	96,50	83,50	0,054	0,689	0,989	17,89
0,66	96,00	84,00	0,052	0,692	0,988	17,63
0,68	95,00	85,00	0,051	0,693	0,985	17,40



*Figure 5.11 Evolution de la puissance adimensionnelle montrant la limite de l'existence d'un optimum par rapport à la variation de  $\alpha$*

Les résultats ci-dessus montrent que dans le cas où  $\varepsilon_T=1,8$ , à puissance maximale, les efficacités des échangeurs  $\varepsilon_H(opt)$  et  $\varepsilon_L(opt)$  représentent respectivement 55% et 45%

de  $\varepsilon_T$ . En termes de surfaces d'échange on conclut donc que dans ce cas les deux échangeurs seraient de tailles équivalentes.

La (Figure 5.11) montre que lorsque  $\varepsilon_T=1,8$  et  $r=0,7$  il faut affiner le choix de  $\alpha$  pour déterminer le seuil d'existence d'un optimum. On remarque que pour  $\varepsilon_T=1,8$  et  $r=0,7$ , nous n'obtenons un optimum que si  $\alpha$  est plus petit que 0,58. Nous reviendrons sur ce cas avec plus de détail dans le paragraphe qui suit (5.3.3).

En Considérant, les tableaux (5.2.a) et (5.2.b) nous retiendrons que:

- **Si  $\varepsilon_T=1,5$  et  $r=0,5$** 
  - ✓ Le rendement thermique du cycle transcritique  $\eta_{TLC}$  varie entre 22% et environ 17% lorsque  $\alpha$  augmente de 0,25 à 0,40.
  - ✓ L'efficacité optimale du condenseur est égale à la moitié de celle de l'échangeur chaud.
  - ✓ La puissance optimale, la plus grande est obtenue pour la plus petite valeur de  $\alpha(0,25)$ ,  $\overline{W(max)}=0,079$ .
- **Si  $\varepsilon_T=1,8$  et  $r=0,5$** 
  - ✓ Le rendement thermique du cycle transcritique  $\eta_{TLC}$  varie entre 18,70% et environ 17,40% lorsque  $\alpha$  augmente de 0,58 à 0,68.
  - ✓ L'efficacité optimale du condenseur est pratiquement égale celle de l'échangeur chaud.
  - ✓ La puissance optimale, la plus grande est obtenue pour la plus petite valeur de  $\alpha(0,58)$ ,  $\overline{W(max)}=0,059$ .

Pour ces deux séries de mesures, on observe que pour la valeur de  $\alpha$  la plus avantageuse dans chaque cas, l'augmentation de  $\varepsilon_T$  de 1,5 à 1,8 n'a eu pour effet que :

- ✓ D'augmenter le seuil de  $\alpha$ .
- ✓ De diminuer les rendements thermiques.
- ✓ De diminuer la puissance maximum de 25%
- ✓ Et enfin d'augmenter la valeur  $\varepsilon_L(opt)$  de 51, 50% à 81%.

Donc, en augmentant l'efficacité totale des échangeurs nous n'obtenons pas d'amélioration de la puissance ni de celle des rendements. Par contre cette augmentation de  $\varepsilon_T$  conduit à une augmentation de  $\varepsilon_L(opt)$  d'environ 57%. Cette augmentation se traduit par une augmentation de la taille du condenseur ou bien une diminution du débit calorifique du fluide de refroidissement. En effet, rappelant que l'efficacité du condenseur est reliée à sa surface et au débit calorifique du fluide de refroidissement par la relation suivante:

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-\frac{UA}{\dot{C}_L}}$$

Alors que dans notre étude, nous avons considéré que les paramètres  $\alpha$  et  $\varepsilon_T$  sont indépendants. Ceci suggère donc de conclure avec prudence sur les causes

d'augmentation de  $\varepsilon_L$ . A ce titre nous retiendrons pour l'instant seulement le manque d'intérêt de l'augmentation  $\varepsilon_T$ .

### **5.3.3 Influence de « r » sur les conditions optimales de fonctionnement, pour $\varepsilon_T$ donné et $\alpha$ fixé**

Avant de passer à l'étude des conditions optimales de fonctionnement du cycle en fonction de r, nous devons d'abord vérifier leurs existences. Dans l'étude qui vient de précéder (partie 5.3.2) nous avons mis en évidence que pour ( $\varepsilon_T=1,5$ ) et ( $\varepsilon_T=1,8$ ) nous n'obtenons pas d'optimum pour les valeurs de ( $\alpha < 0,25$ ) et ( $\alpha < 0,58$ ) respectivement. Ces intervalles de valeurs de  $\alpha$  sont ils maintenus lors de la variation de r entre les valeurs **0,5** et **0,8** correspondant à une gamme de sources chaudes dont les températures sont comprises entre environ 580K et 360K (310°C et 95°C) ? Ces températures dimensionnées sont évaluées en admettant que  $T_L=20^\circ\text{C}$

#### **1-cas où l'efficacité totale est égale à $\varepsilon_T=1,5$**

Comme il est montré par la figure (5.12) ci-dessous, il apparait clairement que pour toute les valeurs de r explorées l'existence de  $\varepsilon_H(opt)$  est vérifié, par conséquent nous pouvons déterminer par la suite les puissances optimales et les rendements relatifs à ces puissances. Nous n'avons représenté que quelques valeurs de  $\alpha$ , car pour de plus grandes valeurs, W(opt) diminue considérablement et son calcul n'offre aucun intérêt.

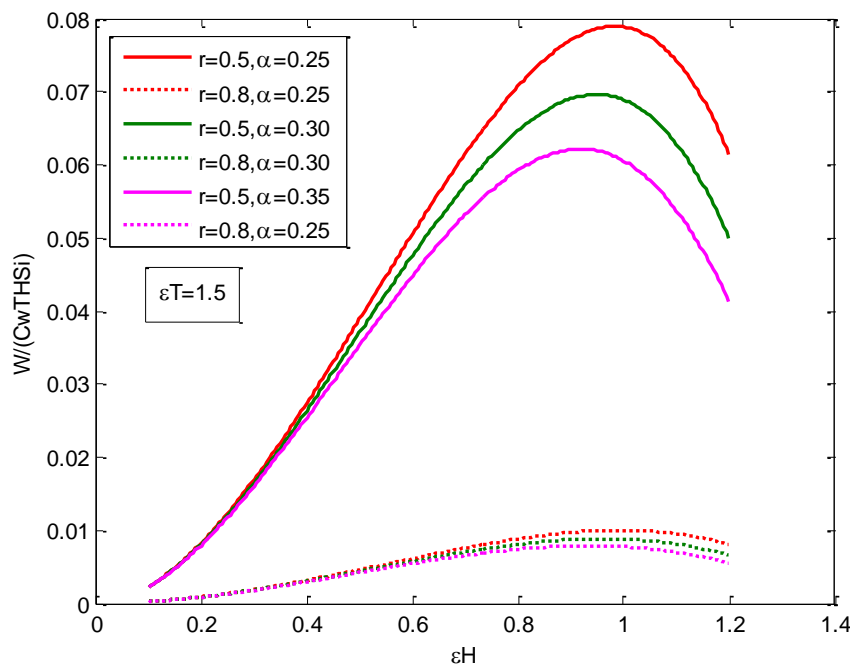


Figure 5.12 Evolution de la puissance en fonction de  $\varepsilon_H$  confirmant l'existence de conditions optimales pour r variant entre 0,5 et 0,8,  $\varepsilon_T=1,5$

## 2- cas où l'efficacité totale est égale à $\varepsilon_T = 1,8$

Pour ce cas de figure la situation n'est pas tout à fait similaire. Pour toutes les valeurs de  $\alpha < 0,58$ , de même que dans la première partie de l'étude, il n'existe pas d'optimum dans l'intervalle des valeurs de  $r$  considéré ( $r$  compris entre 0,5 et 0,8). Mathématiquement les courbes de puissance en fonction de  $\varepsilon_H$  présentent bien des valeurs maximales mais ces valeurs sont atteintes pour des valeurs de  $\varepsilon_H$  plus grandes que l'unité ( $\varepsilon_H > 1$ ) donc ne présentant pas d'intérêt car physiquement irrecevables. Néanmoins en examinant des valeurs de  $r < 0,5$  nous avons pu déterminer des valeurs optimales de la puissance pour  $\alpha < 0,58$ , mais  $r < 0,5$  correspond à des températures de sources plus élevée que celle envisagées dans cette étude. Par contre pour  $\alpha > 0,58$ , l'existence d'un optimum ayant un sens physique est vérifiée mais seulement par tranche d'intervalle dans la gamme des valeurs de  $r$  considérées et nécessitant pour chaque intervalle une valeur du rapport des débits calorifiques  $\alpha$  plus grande, voir tableau ci dessous. En conclusion une efficacité totale des échangeurs aux bouts chaud et froid de l'ordre de 1,8 n'est pas recommandée pour des sources de chaleur de faibles et moyennes températures.

**Tableau 5.4** : Intervalles de valeurs du rapport des températures des réservoirs chaud et froid vérifiant l'existence d'un optimum de puissance pour différentes valeurs de  $\alpha$  lorsque  $\varepsilon_T = 1,8$

$\alpha$	$r$
0,57	0,40 – 0,45
0,58	0,50 – 0,58
0,59	0,50 – 0,64
0,60	0,50 – 0,69
0,61	0,50 – 0,79
0,62	0,50 – 0,80

### 5.3.4 Discussion des courbes des températures adimensionnelles ( $\theta_a$ et $\theta_b$ ) et extrapolation sur les températures d'évaporation et de condensation $T_a$ et $T_b$ , en fixant $T_L = 293$ K

#### 1- Cas des températures adimensionnelles

Les résultats mentionnés ci-dessus sont en parfait accord avec ceux observés sur les courbes représentant  $\theta_a$  et  $\theta_b$ . L'écart entre la température  $\theta_a$  à l'entrée de la turbine et la température de condensation  $\theta_b$  est proportionnel à la puissance fournie par le cycle. Les résultats précédents sont confirmés par l'évolution de  $\theta_a$  et  $\theta_b$  puisque nous notons que l'écart entre ces deux valeurs diminue lorsque  $\alpha$  augmente (puissance plus faible) et augmente lorsque  $r$  diminue (puissance plus élevée) figures (5.13) et (5.14).

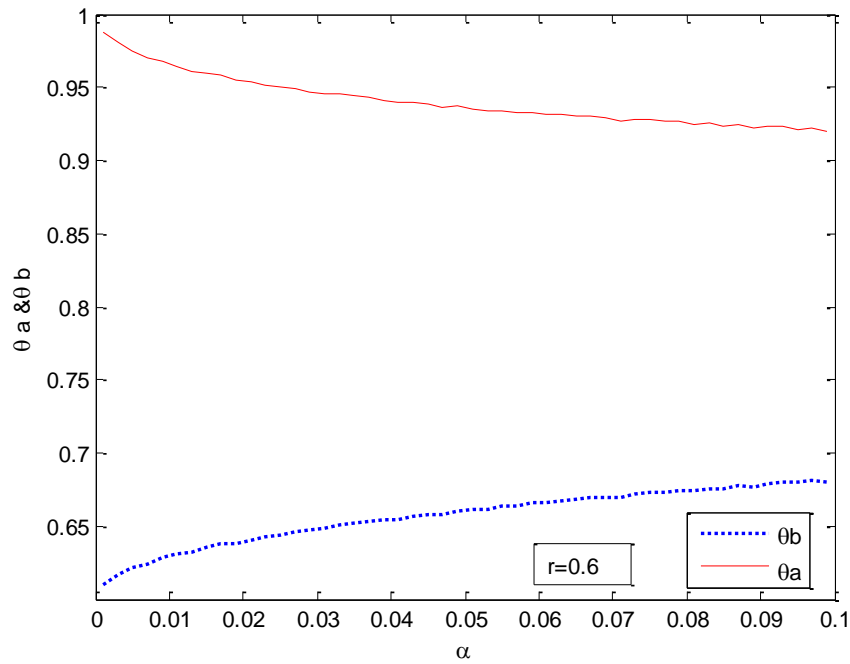


Figure 5.13 Températures adimensionnelles optimum  $\theta_a$  et  $\theta_b$  en fonction de  $\alpha$  et pour  $r$  constant

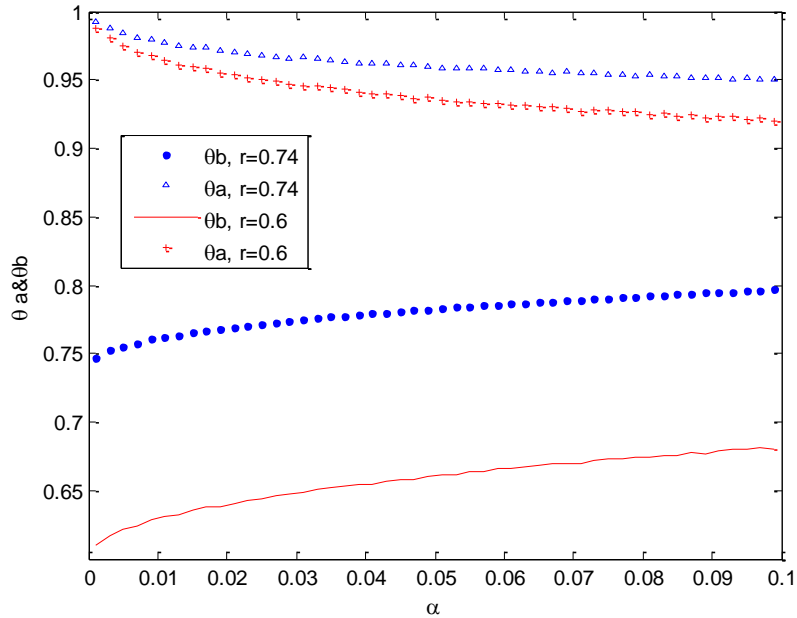


Figure 5.14 Comparaison des températures adimensionnelles  $\theta_a$  et  $\theta_b$  en fonction de  $\alpha$  pour 2 valeurs de  $r$  (0,6 and 0,74)

Le résultat des figures (5.13) et (5.14) est bien mis en évidence par la figure (5.15)

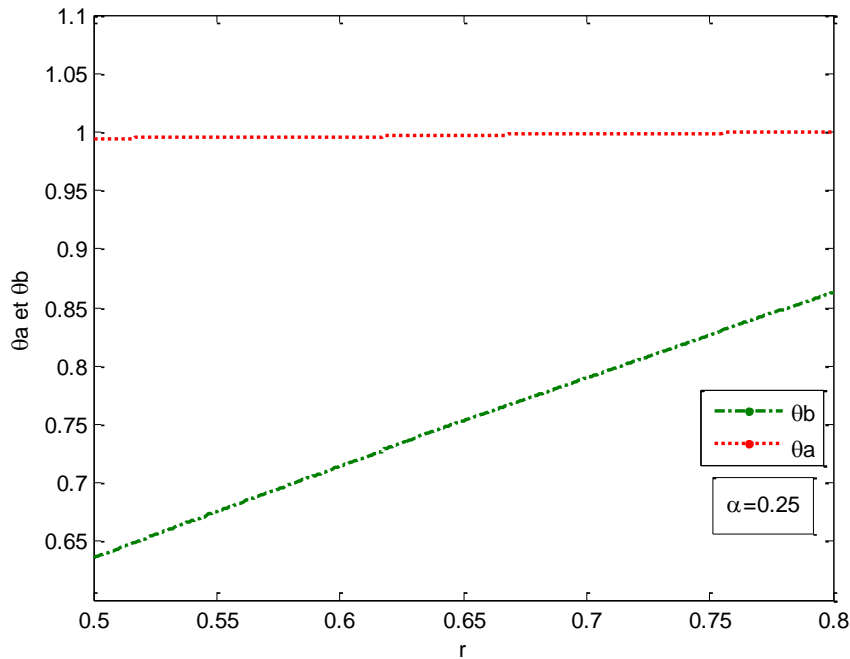


Figure 5.15 Etude de la sensibilité de  $\theta_a$  et  $\theta_b$  à l'augmentation de  $r$ ,  $\varepsilon_T=1,5$

L'écart entre  $\theta_a$  et  $\theta_b$  est proportionnel à la puissance, cette écart diminue considérablement lorsque  $r$  augmente, ceci est tout à fait logique car l'augmentation de  $r$  est synonyme d'une baisse de la température de la source puisque nous avons pris en considération une température fixe pour le réservoir froid.

## 2- Profil des températures d'évaporation et de condensation

De la (Figure 5.15), en tenant compte des définitions de  $\theta_a$  et  $\theta_b$  et en considérant que la température du réservoir froid est maintenue à  $T_L=293$  K, nous avons pu atteindre les températures de condensation  $T_b$  et d'évaporation à l'entrée de la turbine  $T_a$ . Ces températures sont représentées en fonction de  $r$  et de  $THS_i$  par les (Figures 5.16 et 5.17) respectivement. L'augmentation de l'écart entre  $THS_i$  et  $T_L$  accroît fortement la puissance, ce qui est en adéquation avec le raisonnement de Carnot.

Comme nous pouvons observer également que lors de l'augmentation du rapport des débits calorifiques l'écart entre ces courbes s'amenuisent également exprimant une diminution de la puissance. Ces résultats sont tout à fait en accord avec ceux prédis par la première partie, voir (Figure 5.18).

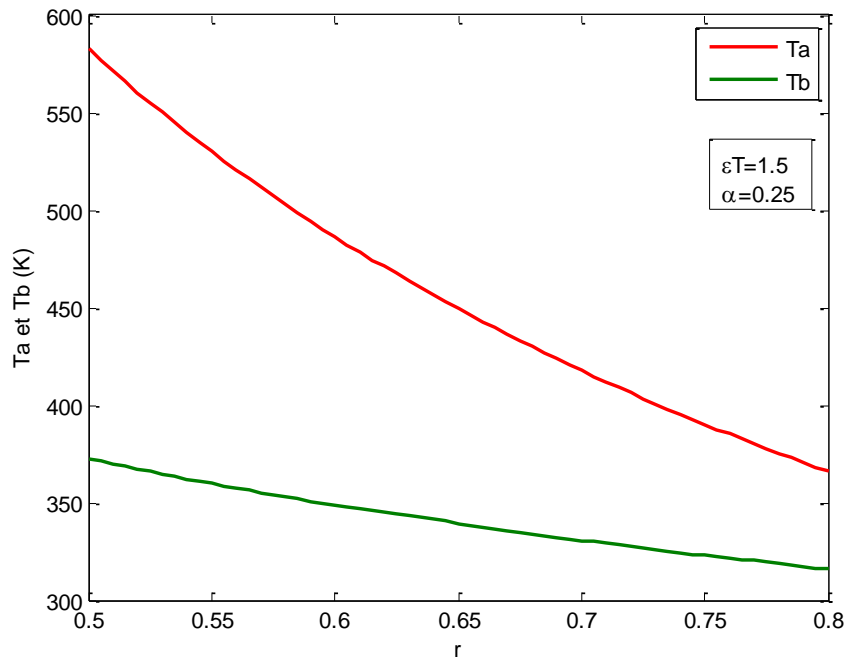


Figure 5.16 Influence de  $r$  sur l'évolution des températures d'évaporation et de condensation

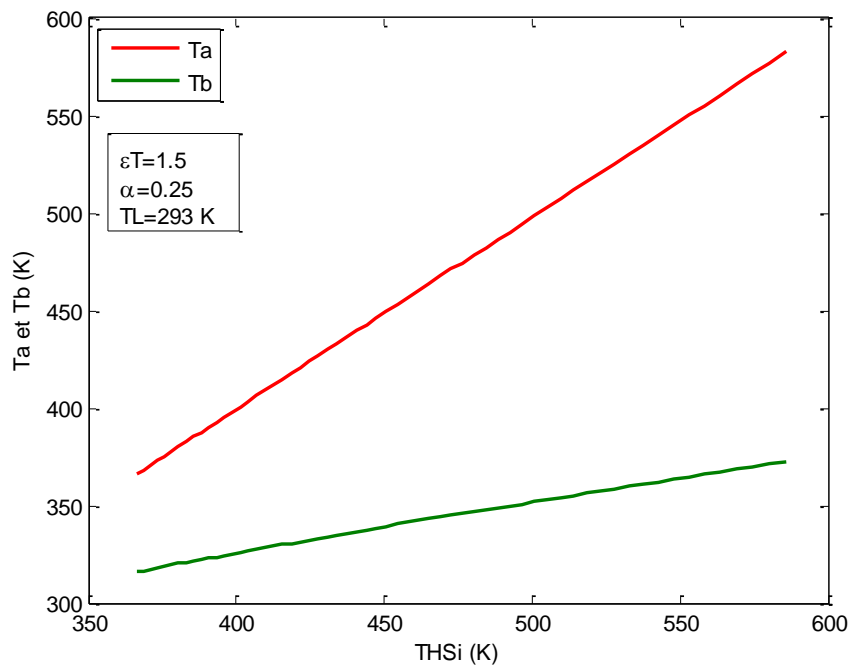


Figure 5.17 Influence de la température d'entrée de la source chaude sur l'évolution des températures d'évaporation et de condensation

La sensibilité de la puissance optimale à la température de la source chaude, ainsi qu'au rapport des débits calorifiques, est illustrée par la (Figure 5.19) ci-dessous. Nous observons que pour une augmentation de 40% de la valeur de  $\alpha$  (entre 0,25 et 0,35), la

puissance diminue de 35%. De ce fait les valeurs de la puissance optimale les plus intéressantes sont obtenues pour des rapports des débits calorifiques les plus faibles.

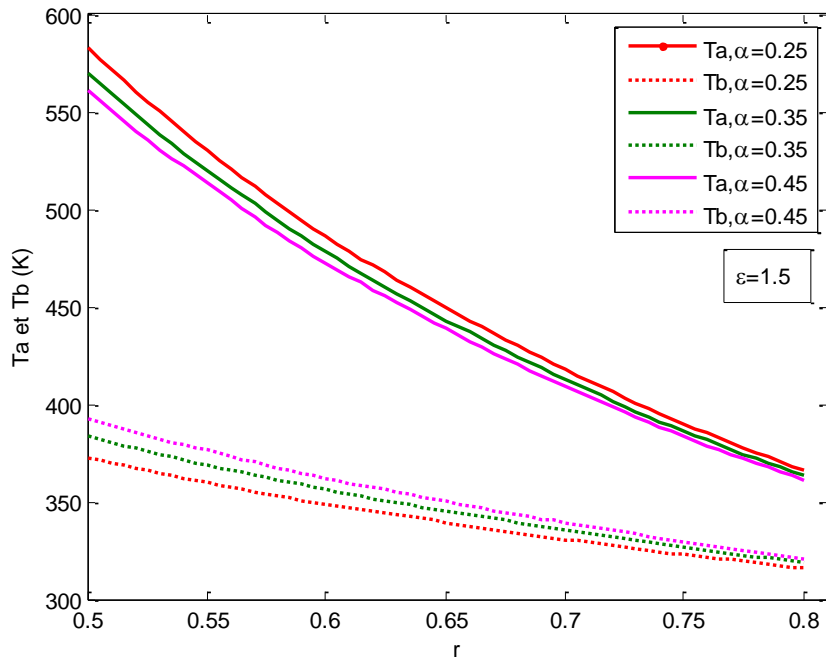


Figure 5.18 Effet de l'augmentation du rapport des débits calorifique du fluide de travail au fluide de refroidissement sur l'évolution des températures d'évaporation et de condensation

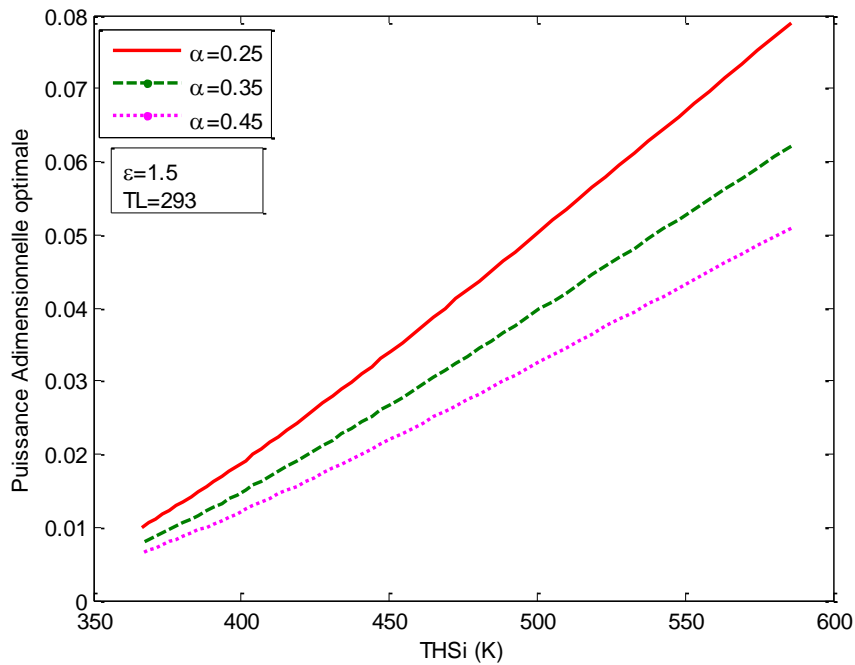


Figure 5.19 Sensibilité de la puissance optimale au niveau de la température de la source pour différentes valeurs de  $\alpha$

### 5.3.5 Dédution de l'influence de $r$ et $\alpha$ sur les rendements à puissance optimale

#### 5.3.5-1 Rendement thermique

La connaissance des températures optimales de fonctionnement du cycle nous a permis d'atteindre directement les rendements thermiques du cycle transcritique approximé par un cycle triangulaire, et ce, à l'aide de l'équation (5.18) établie lors de l'analyse mathématique du présent chapitre. Nous pouvons d'ores et déjà avancer qu'il n'y aura pas de grandes surprise quant à l'évolution des rendements en fonction des paramètres  $r$  et  $\alpha$ , car nous avons étudié en détail le comportement des températures optimales de condensation et d'évaporation en fonction de ces mêmes paramètres, et les rendements découlent directement de ces températures. Néanmoins, Nous allons représenter différentes courbes dans ce qui suit, essentiellement à fin de déterminer l'ordre de grandeur de ces rendements.

Comme escompté, nous observons sur la (Figure 5.20) ci-dessous, que l'augmentation du rapport des débits calorifiques ainsi que celui du rapport des températures des réservoirs froid et chaud induisent une diminution du rendement thermique relatif à la puissance maximale.

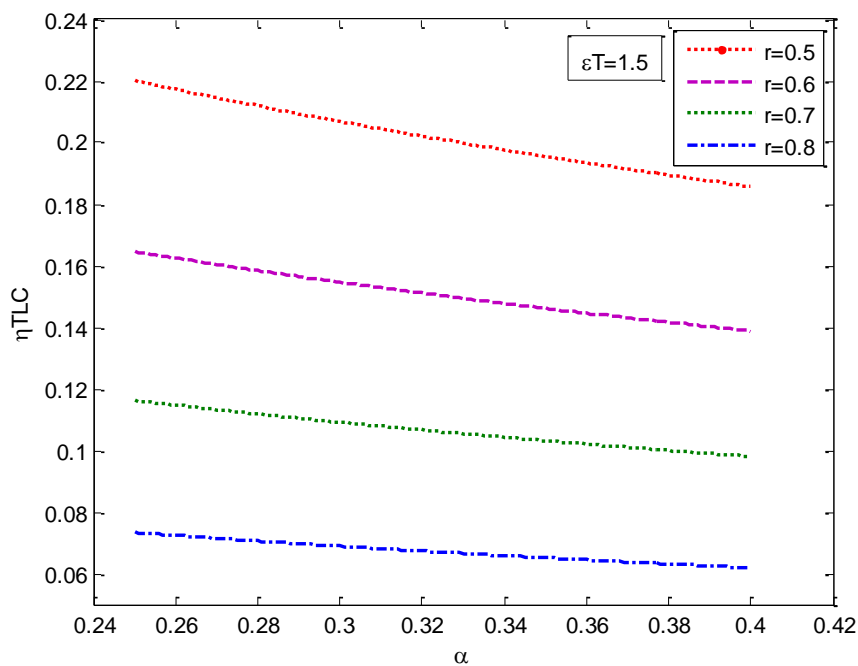


Figure 5.20 Rendement du cycle trilatéral à puissance optimale en fonction de  $\alpha$  pour différente de  $r$

La (Figure 5.20) montre, que lorsque  $\alpha$  augmente de **0,25** à **0,40**, les rendements diminuent de la manière suivante pour les différentes valeurs de  $r$ :

$r = 0.5$	22% à 18.6%
$r = 0.6$	16.5% à 14%

$$r = 0.7 \quad 11.6\% \text{ à } 10\%$$

$$r = 0.8 \quad 7,5\% \text{ à } 6.2\%$$

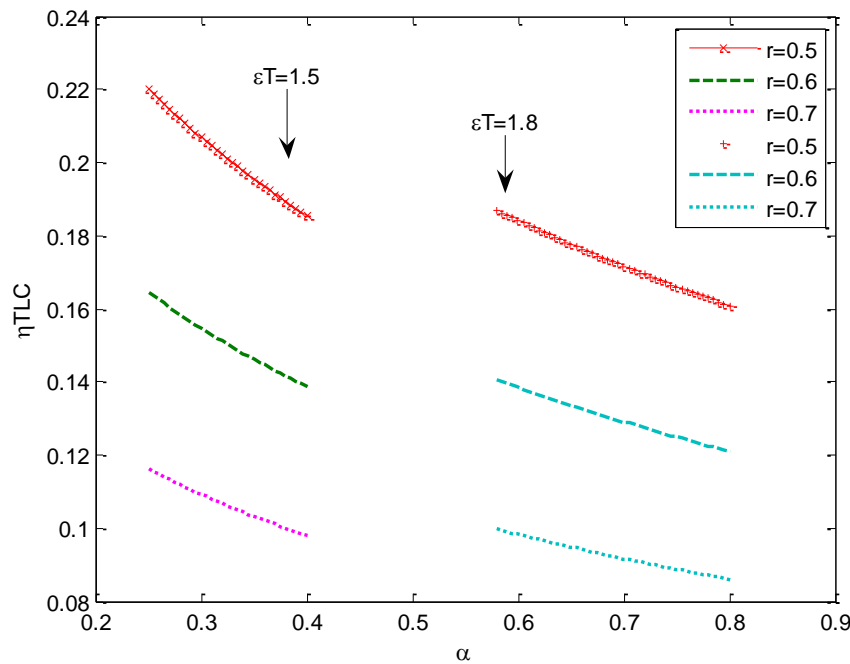


Figure 5.21 Rendement à puissance optimal en fonction de  $\alpha$  et différentes valeurs de  $r$ , comparaison des résultats pour  $\varepsilon_T=1,5$  et  $\varepsilon_T=1,8$

Les résultats de la (Figure 5.21) montrent l'impact de l'efficacité totale des échangeurs si elle est fixée relativement importante. Comme l'ont montrés les tableaux (5.2-a) et (5.3), les courbes des rendements sont décalées vers la droite à cause des seuils d'existence de l'optimum qui ne se vérifient que pour des valeurs de  $\alpha$  plus grandes lorsque  $\varepsilon_T=1,8$ .

La (Figure (5.22) permet de comparer le rendement des cycles de Carnot, de Chambadal-Nvikov-Curzo&Ahlborn au cycle transcritique idéal au cycle transcritique étudié. Les Trois premiers rendements sont constants car ils sont exprimés en fonction des températures des réservoirs alors celui du cycle transcritique est évalué en fonction des températures d'évaporation et de condensation puisque nous nous avons pu les déterminer. Le rendement de Carnot affiche la valeur la plus élevée et il ne semble pas du tout adéquat à l'avenir de comparer les rendements des cycles transcritiques. Nous préconisons de comparer le rendement de ce type de cycle au cycle transcritique idéal, c'est-à-dire sans irréversibilités ni internes ni externes.

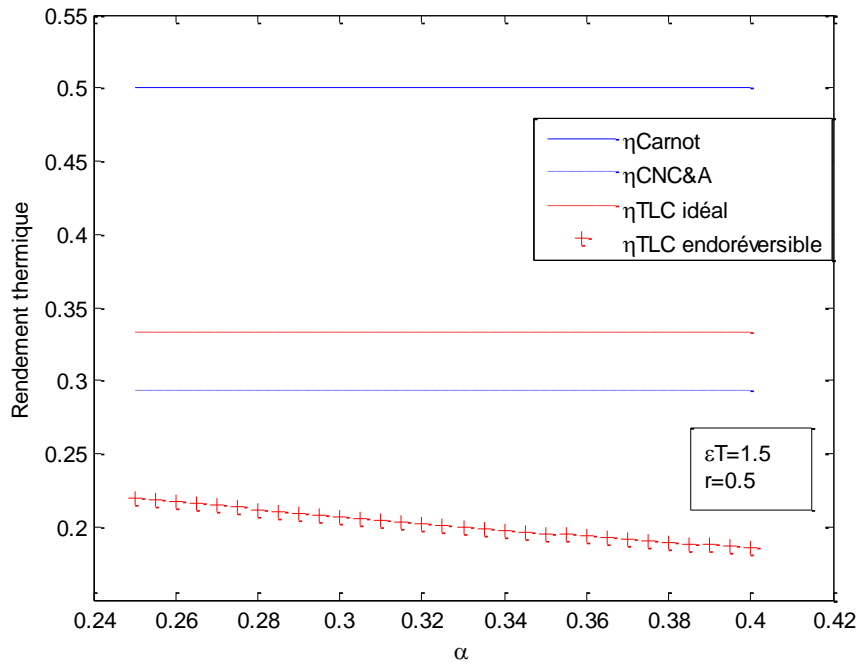


Figure 5.22 Comparaison des rendements de Carnot, de CNCA à ceux du cycle triangulaire idéal et endoréversible

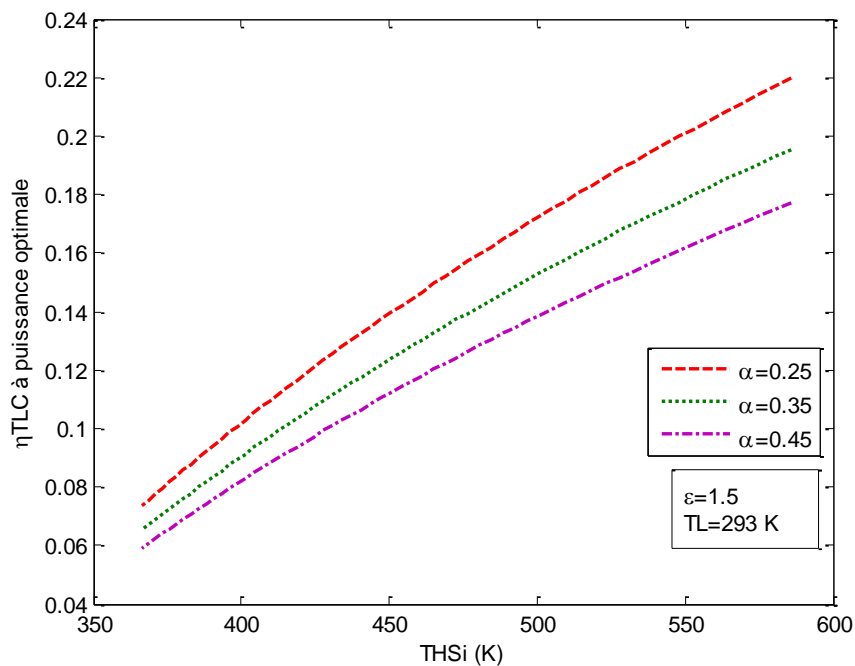


Figure 5.23 Evolution du rendement du cycle triangulaire à puissance maximale en fonction de la température d'entrée de la source chaude pour différentes valeurs de  $\alpha$

Conformément aux résultats de la puissance, le rendement thermique à puissance optimale diminue avec l'augmentation de  $\alpha$ , (Figure 5.23). A titre indicatif on note que pour une source

de 400 K (127°C) le rendement prend les valeurs suivantes de 10,29% , 9,14% et 8,28% lorsque  $\alpha$  prend respectivement les valeurs de 0,25, 0,35 et 0,45. Ces valeurs augmentent d'une manière assez remarquable pour une source de température plus élevée. On note que pour une source de 500 K (227°C), les rendements sont de 17,25%, 15,31% et 13,87% pour les mêmes valeurs de  $\alpha$  cité précédemment. On observe donc une diminution du rendement de 11% pour une augmentation de  $\alpha$  de 40% pour toutes les valeurs de THSi

Avant de clôturer l'investigation des rendements thermiques en fonction des différents paramètres, il nous a parut judicieux de comparer l'effet de l'approximation triangulaire sur les valeurs des rendements, en comparant l'évaluation du rendement en fonction de l'équation (5.17) et son évaluation de l'équation issue de l'approximation triangulaire. Nos résultats nous semblent satisfaisants (Figure 5.24)

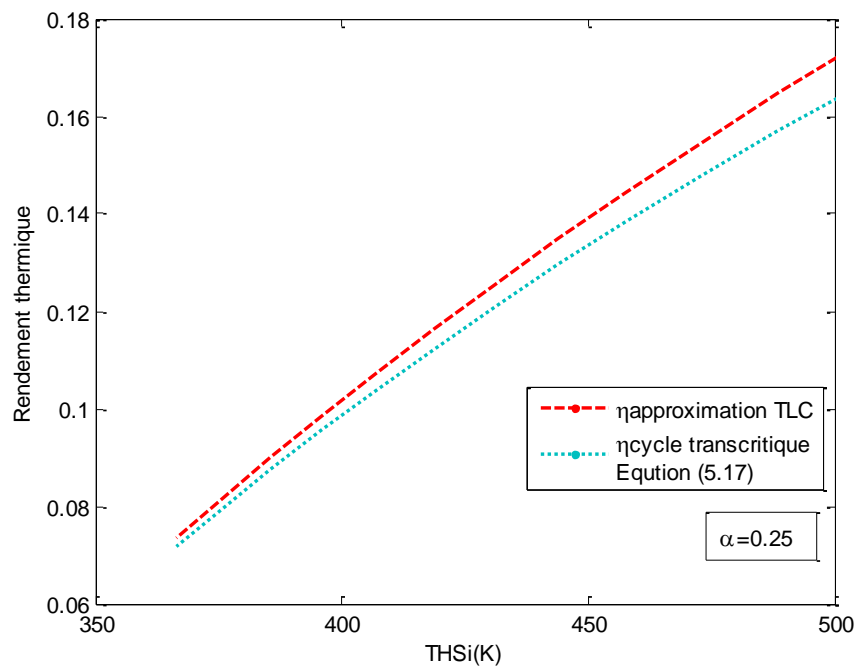


Figure 5.24 Comparaison entre les rendements du cycle transcritique donnée par l'équation (5.17) et celui obtenu par l'approximation triangulaire

Des résultats numériques issus de ces courbes, nous avons pu déterminer l'écart, en pourcentage des valeurs leur correspondant. On observe que pour des températures variant de 350 K à 500K l'écart entre les rendements passe de 2% à 6%.

### 5.3.5-2 Rendement au sens du deuxième principe de la thermodynamique

Comme nous l'avons stipulé tout au long de ce travail, le cycle idéal pour exploiter les sources basses enthalpie est le cycle transcritique. Bien que les rendements de ces cycles apparaissent très faibles, notamment pour les sources de chaleur dont les températures sont assez faibles (entre 100°C et 150°C). La question que nous nous posons est la suivante: ces rendements sont assez faibles, mais par rapport à quels critères ? Car lors de la conception d'une machine thermique la question primordiale reste: quelle part de l'exergie disponible au niveau de la source est récupérée, et quelle part est considérée irrémédiablement perdue ? Le rendement thermique  $\eta_{TLC}$  ne répond pas objectivement à cette question. La réponse à cette question est illustrée par les résultats ci-dessous.

L'interprétation de la (Figure 5.25) pourrait être plus explicite à l'aide des tableaux (5.5), (5.6) et (5.7) ci-dessous : l'idée est de comparer le rendement à puissances optimale du cycle transcritique au rendement maximum que pourrait produire ce cycle. Et ce afin de visualiser le rapport du rendement thermique au rendement du cycle réversible, ce rapport exprime l'efficacité du système. A travers la figure ci-dessus on remarque que plus  $\alpha$  est petit, plus  $\eta_{TLC}$  se rapproche de  $\eta_{TLC}^{\max}$  ce qui signifie un meilleur taux de récupération de l'exergie exprimé par le rendement au sens de la deuxième loi de la thermodynamique (voir l'analyse

mathématique au début de ce chapitre)  $\eta_{II} = \frac{\eta_{TLC}}{\eta_{TLC}^{\max}}$

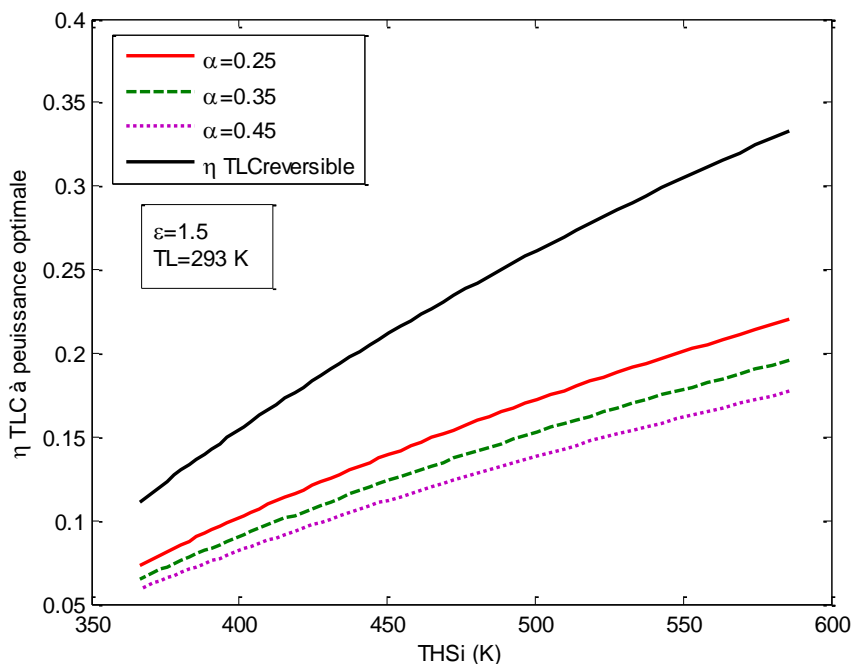


Figure 5.25 Evolution du rendement des cycles transcritiques endoreversible et idéal en fonction de la température d'entrée de la source chaude

**Tableau 5.5** Evolution des rendements aux sens du 1<sup>ère</sup> et 2<sup>ème</sup> principe de la thermodynamique pour différentes valeurs de la température de la source chaude : cas où  $T_L=293$  K,  $\alpha=0,25$  et  $\varepsilon_T=1,5$

r	$T_{HSi}$	$\eta_{TLC}$ %	$\eta_{TLC}^{max}$ %	$\eta_{II}$ %
0,50	586	22,00	33,33	66,01
0,55	533	19,13	29,03	65,91
0,60	488	16,47	25,00	65,86
0,65	451	13,96	21,21	65,83
0,70	419	11,63	17,65	65,88
0,75	391	9,42	14,29	65,96
0,80	366	7,34	11,11	66,04

**Tableau 5.6** Evolution des rendements aux sens du 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> Principe de la thermodynamique pour différentes valeurs de la température de la source chaude : cas où  $T_L=293$  K,  $\alpha=0,35$  et  $\varepsilon_T=1,5$

r	$T_{HSi}$	$\eta_{TLC}$ %	$\eta_{TLC}^{max}$ %	$\eta_{II}$ %
0,50	586	19,55	33,33	58,64
0,55	533	17,00	29,03	58,55
0,60	488	14,62	25,00	58,46
0,65	451	12,40	21,21	58,47
0,70	419	10,32	17,65	58,49
0,75	391	8,37	14,29	58,56
0,80	366	6,52	11,11	58,64

**Tableau 5.7** Evolution des rendements aux sens de la 1ère et 2ème Loi de la thermodynamique pour différentes valeurs de la température de la source chaude : cas où  $T_L=293\text{ K}$ ,  $\alpha=0,45$  et  $\varepsilon_T=1,5$

r	THS <sub>i</sub>	$\eta_{TLC}$ %	$\eta_{TLC}^{\max}$ %	$\eta_{II}$ %
0,50	586	17,70	33,33	53,09
0,55	533	15,38	29,03	52,98
0,60	488	13,24	25,00	52,97
0,65	451	11,23	21,21	52,96
0,70	419	9,35	17,65	52,98
0,75	391	7,58	14,29	53,07
0,80	366	5,91	11,11	53,16

Les résultats des tableaux ci-dessus nous montrent que  $\eta_{II}$  prend en moyenne les valeurs suivantes : 65%, 58% et 53% lorsque  $\alpha$  est égale à 0,25, 0,35 et 0,45 respectivement.

Ces résultats sont en parfait accord avec ceux prédits par DiPippo [87]. L'auteur relève le fait important, que pour des unités fonctionnant selon des cycles proches du cycle triangulaire, qu'il n'était pas très adéquat de comparer leurs rendements au rendement de Carnot. Il stipule, que pour leur rendre justice (si je puis dire), il faut comparer ces rendements au rendement

triangulaire maximum  $\eta_{Tri}^{\max}$  en posant :  $\eta_{rel} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Tri}^{\max}}$  (rendement relative,  $\eta_{II}$  dans notre étude), l'utilisation de  $\eta_{Tri}^{\max}$  permet une estimation rapide de l'ordre de grandeur du rendement en utilisant les températures des réservoirs. L'auteur trouve que pour différents cas d'étude, et pour des sources thermales dont les températures sont dans la gamme 100 à 140°C,  $\eta_{rel} = 58 \pm 4\%$ . Ce résultat est bien dans la gamme des valeurs que nous avons trouvées.

### **5.3.6 Cas du cycle irréversible : Influence du facteur d'irréversibilité « F »**

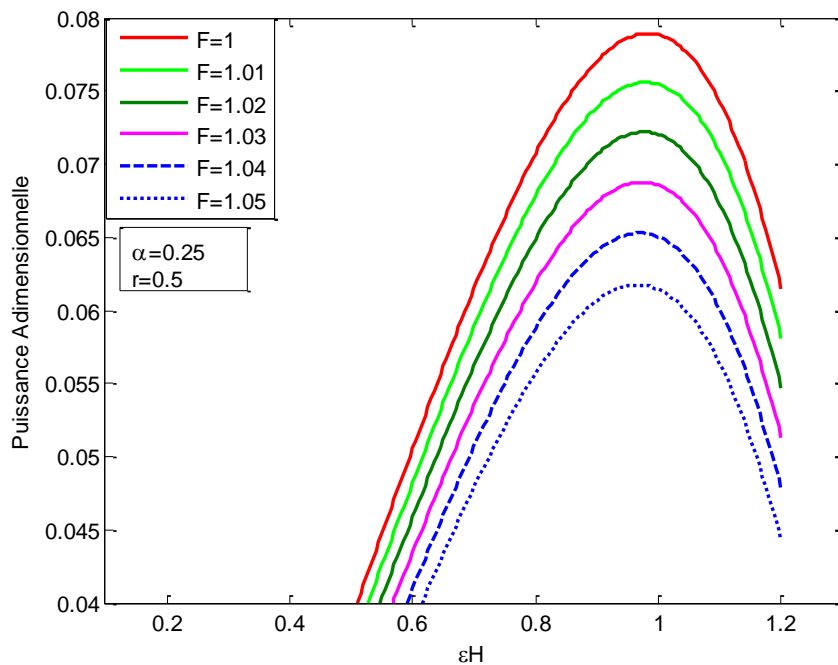
Dans tous les résultats qui ont précédé, les calculs ont porté sur le cas du cycle endoréversible. Dans cette dernière étape nous étudions l'effet des irréversibilités internes sur les performances du cycle. La méthode que nous avons adoptée est celle du facteur d'irréversibilité (voir l'établissement du bilan entropique au début de ce chapitre).

La (Figure 5.26) et le tableau (5.8) montre que l'augmentation du facteur d'irréversibilité qui est proportionnel au flux d'entropie généré par la création de chaleur interne durant les différentes étapes du cycle (par exemple : les frottements moteur dans les machines tournantes et visqueux dans les écoulements), abaissent le niveau de la puissance produite. On observe également une augmentation de l'efficacité du condenseur qui exprime une augmentation du

nombre d'unités de transfert thermique, par conséquent une plus grande quantité de chaleur est rejetée vers le puits. Nous ne faisons que confirmer une théorie bien établie que les irréversibilités diminuent la puissance fournie et augmentent la quantité de chaleur rejetée vers le puits.

**Tableau 5.8** Influence de l'irréversibilité sur les performances du cycle :  $\alpha = 0,25$ ,  $r=0,5$  et  $\varepsilon_T = 1,5$

	$\theta_a$	$\theta_b$	$\varepsilon_H (opt) \%$	$\varepsilon_L (opt) \%$	$\bar{W} (opt)$	$\eta_{TLC} \%$
1	0,9945	0,6358	98,50	51,50	0,0789	22,00
1,01	0,9927	0,6354	98,00	52,00	0,0756	21,94
1,02	0,9909	0,6351	97,50	52,50	0,0722	21,88
1,03	0,9909	0,6362	97,50	52,50	0,0688	21,80
1,04	0,9891	0,6358	97,00	53,00	0,0653	21,74
1,05	0,9872	0,6355	96,50	53,50	0,0617	21,67

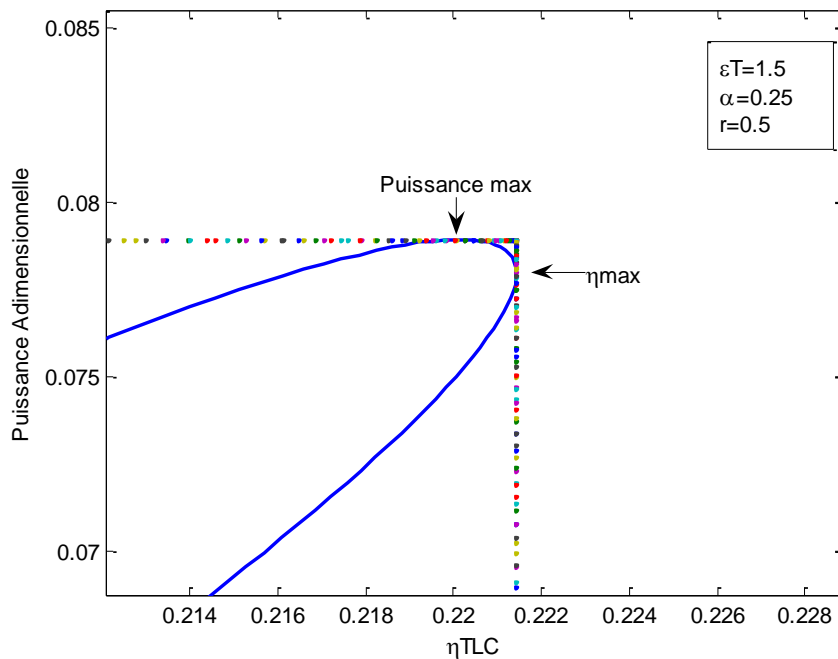


**Figure 5.26** Evolution de la puissance adimensionnelle et détermination de la valeur optimale pour différentes valeur de  $F$

La (Figure 5.26) montre que l'augmentation du facteur d'irréversibilité, n'a d'effet ni sur l'existence de l'optimum ni sur le seuil de son existence. En conclusion, nous constatons que pour une augmentation du facteur d'irréversibilité de 5 %, on observe une diminution de la puissance de 21,7% la diminution du rendement reste assez faible.

### **5.3.7 Evolution de la puissance en fonction du rendement**

La nature de l'évolution de la puissance comparativement au rendement du cycle est illustrée par les courbes en formes de boucles données par les (Figures 5.27, 5.28 et 5.29). Pour un cycle transcritique endoreversible, la (Figure 5.27) montre clairement que le rendement  $\eta_{mp}$  à puissance maximale  $W_{max}$  est inférieur au rendement maximum  $\eta_{max}$  qui lui correspond à une puissance  $W_{\eta_{max}}$ . Nous retiendrons donc que lors d'une optimisation à puissance maximum, nous n'obtenons pas les meilleurs rendements. La forme en boucle de la courbe représentant  $W(\eta_{TLC})$  de la (Figure 5.27) nous permet de déduire que lorsque le rendement est inférieur au rendement  $\eta_{mp}$ , la puissance diminue lorsque le rendement diminue. Il en est de même dans la région où le rendement est inférieur à  $\eta_{max}$ . Par conséquent, la zone la plus propice, à fournir des conditions optimales de fonctionnement intéressantes, se situe entre  $\eta_{mp}$  et  $\eta_{max}$  ou bien entre  $W_{max}$  et  $W_{\eta_{max}}$ . Cette zone de limitation des performances optimales est une conclusion importante de l'analyse thermodynamique en dimensions finies.



*Figure 5.27 Evolution de la puissance adimensionnelle du cycle transcritique endoreversible en fonction du rendement thermique permettant de monter le rendement à puissance maximum et le rendement maximum*

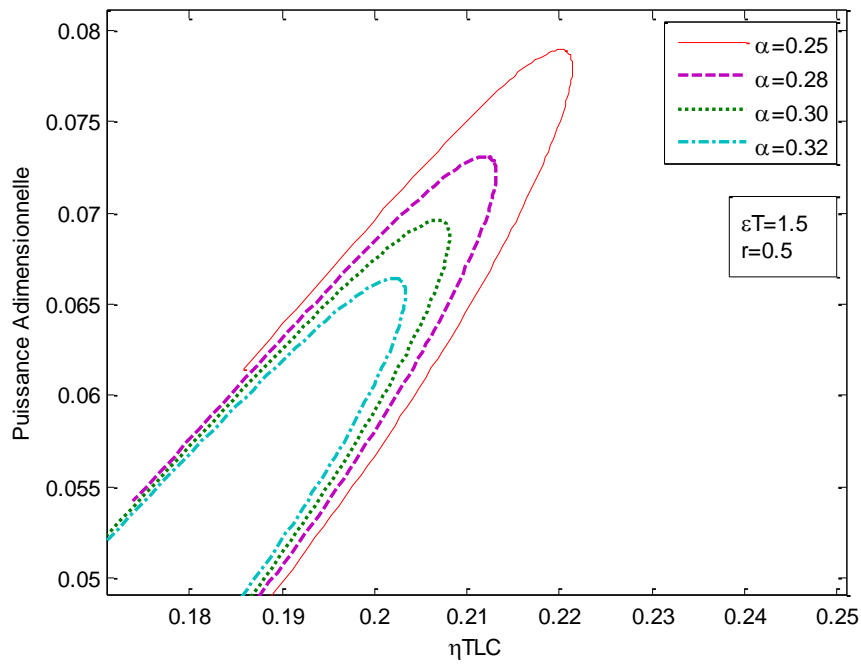


Figure 5.28 Puissance adimensionnelle en fonction du rendement thermique du cycle transcritique endoreversible, influence du rapport des débits calorifiques du fluide moteur au fluide de refroidissement

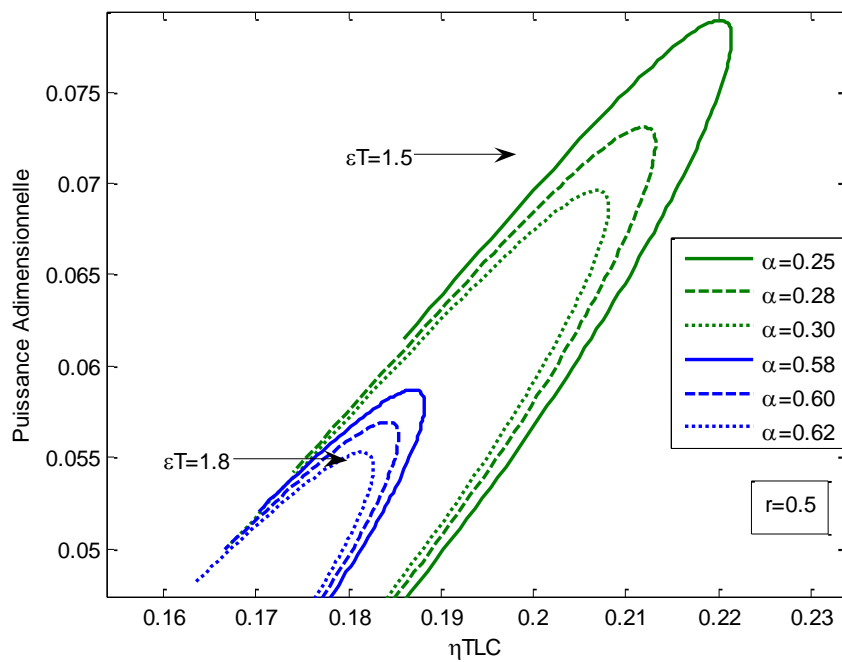


Figure 5.29 Puissance adimensionnelle en fonction du rendement thermique, influence de la valeur de l'efficacité totale des échangeurs  $\epsilon_T$

Les (Figures 5.28 et 5.29) affichent les mêmes résultats que ceux de la (Figure 5.27) en mettant évidence l'impact de l'augmentation du rapport des débits calorifiques du fluide

moteur au fluide de refroidissement et de l'augmentation de la valeur de l'efficacité totale des échangeurs. On observe une diminution importante de la puissance maximale et un décalage des courbes vers la gauche indiquant une diminution du rendement à puissance optimale.

### **5.3.8 Comparaison des résultats de cette étude à certains résultats de la littérature**

La production de puissance à partir des sources de chaleurs de basses températures a largement été traitée dans les chapitres II et III. Nous y avons abordé les types de cycles utilisés ainsi que les critères de sélection des fluides moteurs. Néanmoins, toutes les unités de production d'électricité à partir de ce type de sources (dans la majorité des cas elles sont géothermales) sont basées sur le cycle de Rankine organique sous-critique (ORC).

Pour ce qui est du cycle surcritique ou transcritique, bien que suscitant de plus en plus d'intérêt dans la gamme des basses températures, il n'existe pas à notre connaissance d'installations en opération à travers le monde.

Cependant, la littérature est très abondante en cas d'études et de simulations de ce type de cycle (voir chapitre III). C'est donc à certains de ces travaux que nous comparerons nos résultats théoriques. Dans le tableau (5.9) ci-dessous sont résumés les résultats de deux études. Nous y mentionnons les températures des sources et puits considérés.

Dans les études [54,61] du tableau 5.9, les auteurs fixent la température de condensation, puis, pour différentes valeurs de la température maximale du fluide moteur à l'entrée de la turbine, les rendements thermiques et la puissance sont évalués en fonction de la variation de la pression à l'entrée de la turbine. Les résultats issues de ces études montrent que pour des sources dont les températures varient entre 100°C et 185°C, les rendements thermiques se situent entre 8,8 et 17,3%.

Afin de comparer ces résultats à ceux que pourrait prédire notre étude, nous avons :

- ❖ Evalué le rapport  $r = \frac{T_L}{T_{HS_i}}$  à partir des températures des réservoirs des études sus-citées.
- ❖ Fixé l'efficacité totale des échangeurs à  $\varepsilon_T = 1,5$ .
- ❖ Fixé le rapport des débits calorifiques des fluides moteur et de refroidissement

$$\alpha = \frac{\dot{C}_w}{\dot{C}_L} = 0,25.$$

A partir de ces données fixées, l'exécution de notre programme nous permet d'obtenir différents paramètres. Nous n'avons retenu dans le tableau (5.9) que les températures de condensation et les rendements thermiques.

Bien que les températures de condensation soient inférieures à celles que prédit notre étude, nous estimons que les résultats des rendements thermiques sont en bonne adéquation avec ceux des études [54,61].

**Tableau 5.9** Comparaison des résultats de la présente étude avec deux cas d'étude de la littérature

Etude et fluide moteur considéré	$T_{HSi}$ (K)	$T_L$ (K)	$T_{cond}$ (K) [54,61]	$\eta_{th}$ %	$r = \frac{T_L}{T_{HSi}}$	$T_{cond}(K) = \theta_b \times T_{HSi}$ Issue de la présente étude	$\eta_{TLC}$ % Présente étude
E. Cayer&al [54]  CO <sub>2</sub> R 132 Ethane	373	283	288	8,8  ~10 8,8	  0,76	311	8,99
CHEN, Huijuan [61]  CO <sub>2</sub>  R 32	De 376 à 458	283	297	10,6 à 15,3  12,6 à 17,3	0,75 à  0,62	310 à 334	9,42 à 15,44
Centrale Kalina Husavik-Islande A titre indicatif	393	278	-	10,6	0,70	-	11,17

$T_{cond}$  : Température de condensation fixée dans les études citées

Nous retiendrons également que dans l'étude [54], les auteurs effectuent deux optimisations: l'une visant un rendement maximum et l'autre une puissance maximale. Leurs résultats montrent qu'une optimisation visant un rendement maximum conduit à des pressions plus élevées (ce qui n'est pas toujours recherché) et des puissances moins importantes comparé à une optimisation visant une puissance maximale. Ils concluent qu'il n'existait pas de conditions de fonctionnement qui maximisent simultanément la puissance et le rendement, ce résultat est en accord avec le résultat fourni par la figure (5.27) de notre étude. De ce fait nous adoptons la même conclusion que ces auteurs: pour les sources de chaleur fatales (chaleur récupérée) de faibles à moyennes températures, il est préconisé d'en extraire le maximum de puissance que de réaliser un rendement maximum. La centrale de Husavik (c'est un cycle Kalina) est citée à titre indicatif pour l'ordre de grandeur du rendement.

### **Remarques et observations**

Dans ce chapitre, à travers une analyse thermodynamique et une étude d'optimisation, nous avons été en mesure de montrer la pertinence du cycle transcritique pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de faibles à moyennes températures. Les températures du fluide moteur, à l'entrée de la turbine, avoisinent la température d'entrée de la source chaude. Ceci montre que le taux de destruction de l'exergie est très réduit. Les

résultats obtenus montrent que le niveau des températures de la source et du réservoir froid affecte considérablement les rendements et la puissance fournie par le cycle. Pour des sources de chaleur dont les températures varient entre 178 et 93°C, les rendements thermiques varient entre 13,96 et 7,34% lorsque la température du puits est égale à 20°C, alors que le rendement au sens du deuxième principe est de l'ordre de 66%.

Afin de comparer le rendement du cycle transcritique au cycle sous-critique, nous avons considéré l'exemple de la centrale ORC géothermique de Nigorikawa au Japon (centrale qui a été démontée après une période d'essai). En utilisant une source géothermique dont la température est égale 140°C, cette centrale a réalisé un rendement thermique de 9,81%. Avec les mêmes données, notre modèle conduit à un rendement d'environ 11,63%. Le cycle transcritique est de configuration plus simple que celui de la centrale citée et permet d'atteindre de meilleurs rendements. Cependant, des questions d'ordre technologique pourraient ne pas être en faveur du cycle transcritique. Les équipements utilisés devraient résister à de plus grandes pressions. A ce propos, à partir des températures optimales que nous avons déterminé, nous suggérons qu'un prolongement de ce travail porte sur l'évaluation des pressions de fonctionnement relatives aux conditions optimales du cycle.

La condition de dimensions finies a été posée en fixant la valeur de la somme des efficacités des échangeurs ( $\varepsilon_T = \varepsilon_H + \varepsilon_L$ ). Les calculs ont montré que l'existence et la valeur de la puissance optimale dépendent de la valeur du rapport des débits calorifiques du fluide moteur au fluide de refroidissement  $\alpha$ . Dans notre analyse mathématique nous avons considéré  $\varepsilon_T$  et  $\alpha$  comme étant deux paramètres indépendants, en réalité ils sont reliés par le nombre d'unité de transfert NUT donnée par :

$$NUT = \frac{UA}{(C_p \dot{m})_{\min}}$$

La littérature sur les calculs des échangeurs fournit les relations entre les efficacités, le nombre d'unité de transfert et les débits calorifiques des fluides caloporteurs. Pour le condenseur :  $\varepsilon_L = f(NUT_L, \dot{C}_{\min,L})$  et pour l'évaporateur :  $\varepsilon_H = f(NUT_H, \frac{\dot{C}_w}{C_H})$ . Une optimisation

avec une limitation en nombre total d'unité de transfert ( $NUT_H + NUT_L = NUT_T$ ) et où  $\dot{C}_H$ ,  $\dot{C}_w$ ,  $\dot{C}_L$  et  $NUT_T$  serait les nouveaux paramètres, aboutirait à la détermination  $NUT_H(opt)$  et  $NUT_L(opt)$  et par conséquent aux surfaces optimales des échangeurs. D'autres fonctions objectifs pourraient également être considérées.

## CONCLUSION

Nos travaux ont porté sur la valorisation des ressources énergétiques à basse température. La production d'électricité à partir des sources de chaleurs renouvelables (tels que la géothermie ou bien le solaire thermique) ainsi que celle provenant des rejets thermiques industriels suscite de plus en plus l'intérêt. La récupération des rejets thermiques industriels et leur conversion en électricité pourrait contribuer grandement, d'une part à l'amélioration de l'efficacité de ces procédés, et d'autre part à la diminution de la pollution thermique engendrée par leur évacuation directe dans l'environnement.

Le niveau de température de ces sources ne permet pas l'utilisation efficace du cycle de Rankine classique. De ce fait le recours à l'utilisation des fluides organiques comme fluides moteurs dans les cycles thermodynamiques de production de puissance a donné un nouveau cycle de Rankine. Ces cycles sont appelés cycles de Rankine organiques (ORC). L'idée n'est pas nouvelle, elle remonte aux années 60. C'est en Russie que la première unité a été mise en service en 1967, elle produisait 670kWe et a fonctionné avec succès pendant de nombreuses années. Mais, c'est à partir des années 80 que le procédé a connu un grand essor et est en perpétuel développement.

Les chapitres II et III ont été dédiés à une étude bibliographique détaillée décrivant les cycles organiques (ORC). Les résultats ont montré que les performances de ces cycles étaient tributaires: de la configuration du cycle, du niveau de température de la source de chaleur et du puits ainsi que du choix du fluide organique adopté. Malgré l'importance du nombre de travaux dans ce domaine, les résultats n'ont pas abouti à la sélection d'un fluide idéal pour un niveau de température de source donnée ou une application donnée. Ceci est essentiellement dû à la diversité des fonctions objectives considérées. Nous retiendrons qu'en plus des propriétés thermodynamiques des fluides, les critères de sélection qui ont été utilisés sont : la pression maximale, le débit volumique du fluide de travail, la puissance nette fournie, les rendements au sens du premier et deuxième principe de la thermodynamique, le rendement exergetique, l'irréversibilité totale produite et la conductance totale des échangeurs (UA). Néanmoins, la technologie est bien maîtrisée, la puissance électrique générée à travers le monde par ce type d'installation (en géothermie) s'élève à 1,79 GWe (en 2015), et les rendements varient entre 8 et 13% pour les grandes installations.

De ces deux chapitres il ressort également que pour les plus faibles températures l'attention est particulièrement portée sur les cycles organiques supercritiques ou transcritiques. L'intérêt de ces cycles réside dans le fait que le fluide moteur ne subit pas une évaporation à température constante. Etant à une pression supercritique, sa température continue d'augmenter tout au long du parcours dans l'échangeur chaud. Permettant ainsi une meilleure exploitation de ce type de sources sensibles en réduisant les irréversibilités. Contrairement aux ORC sous-critiques, Il n'existe pas, à notre connaissance, d'installations transcritiques

## Conclusion

opérationnelles de part le monde. Cependant, les études de cas et simulations sont très nombreuses et sont répertoriées dans le chapitre III.

Lors de la construction d'une machine thermique de production de puissance, la question que nous nous posons est la suivante : étant donné un réservoir chaud et un puits, quelle part de la source peut être convertie et quelle part doit être considérée irrémédiablement perdue ? La thermodynamique à dimensions finies tend à répondre à ces questions en modélisant les machines thermiques de telle manière qu'elles soient les plus proches possible de la réalité. Dans le chapitre IV nous nous sommes intéressés au concept des cycles thermodynamiques endoréversibles et aux méthodes de leur optimisation. Les travaux de Chambadal et Novikov ainsi que ceux de Curzon et Ahlborn y ont été repris en détail. C'est dans ce cadre que s'est inscrite la suite de notre travail.

Dans le contexte de la thermodynamique des systèmes à dimensions finies, nous avons étudié les conditions optimales de fonctionnement d'une machine thermique de production d'électricité (de travail). Nous avons considéré un cycle transcritique endoréversible puis endo-irréversible. Le réservoir chaud est une source de chaleur sensible, donc c'est un réservoir fini, alors que le puits est supposé infini.

Notre analyse a porté sur un mode de fonctionnement se rapportant au régime de puissance maximale. Le deuxième principe de la thermodynamique et l'efficacité totale des échangeurs de chaleur (contrainte de dimensionnement fini) sont utilisés comme contrainte pour l'optimisation. Cette optimisation a consisté à déterminer l'efficacité optimale de l'échangeur de l'extrémité chaude de la machine. De la connaissance de cette variable, découle directement : l'efficacité du condenseur, la puissance optimale, les valeurs des températures à l'entrée de la turbine et de condensations et par conséquent les valeurs des rendements, c'est-à-dire : les conditions optimales de fonctionnement du cycle.

Ces points de fonctionnement optimum ont été étudiés en fonction des paramètres les plus significatifs du cycle : (1) le rapport des débits calorifiques du fluide moteur au fluide de refroidissement, (2) le rapport de la température du puits à celle de la source et (3) le facteur d'irréversibilité.

Dans la gamme des températures considérées, nous avons pu déterminer les seuils d'existence de la puissance optimale pour tout  $\varepsilon_T$  considéré. Ce seuil est conditionné par les valeurs du couple  $(\alpha, \varepsilon_T)$ .

Pour chaque valeur de  $\varepsilon_T$ , il existe une valeur de  $\alpha$  en dessous de laquelle nous n'obtenons pas d'optimum, et lorsque  $\alpha$  augmente les performances du cycle diminuent. Nous avons conclu que cette valeur seuil est la plus avantageuse.

Un fait remarquable a été observé, la maximisation de la puissance a abouti à la favorisation de l'efficacité de l'échangeur chaud par rapport à l'échangeur froid. On note que les deux tiers de l'efficacité totale sont alloués à l'efficacité de l'échangeur chaud.

## Conclusion

Pour les grandes valeurs de  $\varepsilon_T$  la valeur de  $\alpha$  (seuil) est plus grande, et les performances du cycle diminuent considérablement. Par conséquent nous considérerons que les grandes valeurs de l'efficacité totale ne sont pas préconisées pour les sources de basses températures.

L'effet du rapport des températures des réservoirs a montré l'importance de la température de la source et du puits sur les puissances et les rendements. Comme il a été mis en évidence la façon dont influe l'irréversibilité lors de la détente dans la turbine, sur les points de fonctionnement du cycle. L'augmentation du facteur d'irréversibilité s'accompagne d'une augmentation progressive de l'efficacité de l'échangeur froid afin d'évacuer l'entropie générée au sein du convertisseur.

En résumé, la simplification du cycle transcritique et sa représentation par une géométrie simple ont permis de mettre en œuvre une méthode pour son optimisation. De nombreuses réponses sur les conditions optimales de fonctionnement de ce cycle ont été apportées.

Cependant, de nombreux prolongements à cette étude pourraient être envisagés pour apporter d'autres éléments de réponses:

- Relier la température à la pression.
- Reconsidérer l'équation du bilan entropique sans approximation et reprendre l'optimisation afin de comparer les résultats.
- La contrainte de dimension finie pourrait être remplacée par un nombre d'unité de transfert thermique ( $NUT_T$ ) imposé, et l'optimisation peut être effectuée en recherchant la répartition optimale du nombre d'unité de transfert entre les échangeurs.

La comparaison de nos résultats avec ceux d'autres études a montré que notre modélisation du cycle transcritique et son approximation par un triangle a fourni des résultats satisfaisants. Au vu des valeurs des rendements obtenus, le cycle transcritique pourrait représenter une meilleure alternative pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de faibles à moyenne températures que les ORC sous-critiques.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] R. Boudries, Analysis of solar hydrogen production in Algeria: case of an electrolyzer-CPV system, *Int. J. Hydrogen Energy* 38 (2013) 11507–11518.
- [2] Jackson, T., McKibben, B., Robinson, M., & Sukhdev, P. (2011). *Prosperity without Growth: Economics for a Finite Planet* (Reprint.). EarthScan. <http://apsk.kz/kz/images/economics/Prosperity%20without%20Growth.pdf>
- [3] S. Quoilin “Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications.” [http://bictel.ulg.ac.be/ETD-db/collection/available/ULgetd-10032011002906/unrestricted/PhD\\_Thesis\\_Dissertation.pdf](http://bictel.ulg.ac.be/ETD-db/collection/available/ULgetd-10032011002906/unrestricted/PhD_Thesis_Dissertation.pdf)
- [4] Scénarios énergétiques Européen, ‘Feuille de route Energie 2050 Commission européenne, 2011 ’[http://www.rac-f.org/spip.php?page=imprimer&id\\_article=1591](http://www.rac-f.org/spip.php?page=imprimer&id_article=1591)  
<http://www.rac-f.org/IMG/pdf/Vision2050-EU27-INFORSE.pdf>
- [5] Galanis, N., Cayer, E., Roy, P., Denis, E. S., & Desilets, M. (2009). Electricity generation from low temperature sources. *Journal of applied fluid mechanics*,2(2), 55-67.
- [6] French, R. L., Johnson, D. H., Jones, G. F., & Zangrando, F. (1984). “ Salt-gradient solar ponds: Summary of US Department of Energy sponsored research”. <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19850005977.pdf>
- [7] GOUTHAM, K., & KRISHNA, C. S. (2013). Solar pond technology. *Int. J. Eng. Res. Gen. Sci*, 1(2), 12-22.
- [8] Farhan Lafta Rashid, Ibrahim kaittan fayyadh, Ahmed Hashim, “Design of Solar Pond for Electricity Production”, *British Journal of Science* February 2012, Vol. 3 (2)
- [9] Walker, C. E. (2001). Analysis of Power Generation System Utilizing a Salt Gradient Solar Pond. [http://trace.tennessee.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1499&context=utk\\_chanhonoproj](http://trace.tennessee.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1499&context=utk_chanhonoproj)
- [10] Singh, R., Tundee, S., & Akbarzadeh, A. (2011). Electric power generation from solar pond using combined thermosyphon and thermoelectric modules. *Solar Energy*, 85(2), 371-378.
- [11] Al-Tahaineh, H., & Al-Busoul, M. (2013). Numerical investigation of the effect of salt-gradient solar pond dimensions on the pond performance and energy storage. *J. Energy Technol. Policy*, 3(10), 45-57.
- [12] Jaefarzadeh, M. R. (2004). “Thermal behavior of a small salinity-gradient solar pond with wall shading effect. *Solar Energy*, 77(3), 281-290”.
- [13] Dah, M. M. O., Ouni, M., Guizani, A., & Belghith, A. “Comportement thermique et stabilité d’un mini bassin solaire à gradient de sel: étude expérimentale”. *Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique* (2001) 175-182.

- [14] Karakilcik, M., Kıymac, K., & Dincer, I. (2006). Experimental and theoretical temperature distributions in a solar pond. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(5), 825-835.
- [15] Dickson, M. H., & Fanelli, M. (2003). *Geothermal energy: utilization and technology*. ISBN 92-3-103915-6 © UNESCO 2003 All rights reserved *Printed in France*
- [16] Fekraoui, A., & Kedaïd, F. Z. (2005, April). Geothermal resources and uses in Algeria: A country update report. Proceedings World Geothermal Congress 2005 Antalya, Turkey, 24-29 April 2005
- [17] Kedaïd, F. Z. (2007). Database on the geothermal resources of Algeria. *Geothermics*, 36(3), 265-275.
- [18] Rachedi, M. (1989). Design of a district heating system for the Hammam Righa spa, Algeria. Report (UNU Geothermal Training Programme (Iceland)).
- [19] DiPippo, R. (2012). *Geothermal power plants: principles, applications, case studies and environmental impact*. Butterworth-Heinemann.
- [20] Bertani, R. (2015). Geothermal Power Generation in the World 2010-2014 Update Report.  
<https://pangea.stanford.edu/ERE/db/WGC/papers/WGC/2015/01001.pdf>
- [21] Bertani, R. (2012). Geothermal power generation in the world 2005–2010 update report. *Geothermics*, 41, 1-29.
- [22] Aneke, M., Agnew, B., & Underwood, C. (2011). Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant. *Applied Thermal Engineering*, 31(10), 1825-1832.
- [23] Energy Use, Loss opportunities Analysis, U.S manufacturing & Mining.  
[https://energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/energy\\_use\\_loss\\_opportunities\\_analysis.pdf](https://energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/energy_use_loss_opportunities_analysis.pdf)
- [24] Nguyen, T. Q., Slawnwhite, J. D., & Boulama, K. G. (2010). Power generation from residual industrial heat. *Energy Conversion and Management*, 51(11), 2220-2229.
- [25] Çengel, Y. A., Boles, M. A., & Lacroix, M. (2009). *Thermodynamique: une approche pragmatique*. De Boeck Supérieur.
- [26] El-Wakil, M. M. (1984). *Powerplant technology*. Tata McGraw-Hill Education.
- [27] **Matthew John Bryson B** Bryson, M.J., (2007). The conversion of low grade heat into electricity using the thermosyphon Rankine engine and trilateral flash cycle.  
<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.916.4197&rep=rep1&type=pdf>
- [28] Prabhu E. (2006). Solar trough organic Rankine electricity system (STORES) Stage 1: *Power plant optimization and economics*. <http://www.nrel.gov/docs/fy06osti/39433.pdf>.

- [29] Canada, S., Cohen, G., Cable, R., Brosseau, D., Price, H., 2004. Parabolic Trough Organic Rankine Cycle Solar Power Plant. In: DOE Solar Energy Technologies, Denver, Colorado. [http://organicrankine.com/orc\\_documents/turbine/37077.pdf](http://organicrankine.com/orc_documents/turbine/37077.pdf)
- [30] Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H., & Lemort, V. (2011). Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar Energy*, 85(5), 955-966.
- [31] Di Pippo, R (1999). Small geothermal power plants: design, performance and economics, GHC bulletin. <http://geoheat.oit.edu/bulletin/bull20-2/art1.pdf>
- [32] DiPippo, R. (2004). Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics*, 33(5), 565-586.
- [33] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32(7), 1210-1221.
- [34] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson and P. Platell, (2006). A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 26(17), 2142-2147
- [35] Yamaguchi, X. R. Zhang, K. Fujima, M. Enomoto, and N. Sawada, (2006). Solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO<sub>2</sub>. *Applied Thermal Engineering*, 26(17), 2345-2354
- [36] Kalina, A. I. (1983, September). Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. In *1983 Joint Power Generation Conference: GT Papers* (pp. V001T02A003-V001T02A003). American Society of Mechanical Engineers.
- [37] Micak, H. A. (1996). *An introduction to the Kalina cycle* (No. CONF-961006--). American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (United States).
- [38] El-Sayed, Y. M., & Tribus, M. (1985, November). A theoretical comparison of the Rankine and Kalina cycles. In *Proceedings of Analysis of Energy Systems, Design and Operation, presented at the Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, Miami Beach, Florida* (p. 97).
- [39] Kalina, A., Leibowitz, H., Lazzeri, L., & Diotti, F. (1995). Recent development in the application of Kalina cycle for geothermal plants. In *Proceedings of the World Geothermal Congress, Florence, Italy, International Geothermal Association, Florence* (pp. 2093-2096).
- [40] Bombarda, P., Invernizzi, C. M., & Pietra, C. (2010). Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30(2), 212-219.
- [41] Lu, S., & Goswami, D. Y. (2002, January). Theoretical analysis of ammonia-based combined power/refrigeration cycle at low refrigeration temperatures. In *ASME Solar 2002*:

*International Solar Energy Conference* (pp. 117-125). American Society of Mechanical Engineers.

[42] Tamm, G., Goswami, D. Y., Lu, S., & Hasan, A. A. (2004). Theoretical and experimental investigation of an ammonia–water power and refrigeration thermodynamic cycle. *Solar Energy*, 76(1), 217-228.

[43] Vijayaraghavan, S., & Goswami, D. Y. (2006). A combined power and cooling cycle modified to improve resource utilization efficiency using a distillation stage. *Energy*, 31(8), 1177-1196.

[44] Martin, C., & Goswami, D. Y. (2006). Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Applied Thermal Engineering*, 26(5), 576-582.

[45] Sadrameli, S. M., & Goswami, D. Y. (2007). Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Applied energy*, 84(3), 254-265.

[46] H.M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, Y. Ikegami, Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources, *Energy* 32 (9) (2007) 1698–1706.

[47] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy* 22 (7) (1997) 661–667.

[48] A.A. Lakew, O. Bolland, Working fluids for low-temperature heat source, *Appl. Therm. Eng.* 30 (10) (2010) 1262–1268.

[49] Badr, O., Probert, S. D., & O'callaghan, P. W. (1985). Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine. *Applied Energy*, 21(1), 1-42.

[50] B.T. Liu, K.H. Chien, C.C. Wang, Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy* 29 (8) (2004) 1207–1217.

[51] Chen, H., Goswami, D. Y., & Stefanakos, E. K. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*, 14(9), 3059-3067.

[52] Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325-342.

[53] E. Cayer, N. Galanis, M. Desilets, H. Nesreddine, P. Roy, Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source, *Appl. Energy* 86 (7) (2009) 1055–1063.

[54] E. Cayer, N. Galanis, H. Nesreddine, Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source, *Appl. Energy* 87 (4) (2010) 1349–1357.

- [55] A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann, Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles, *Energy* 35 (2) (2010) 1033–1039.
- [56] Gu, Z., & Sato, H. (2001). Optimization of cyclic parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation. *Energy Conversion and Management*, 42(12), 1409-1416.
- [57] Hung, T. C. (2001). Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and management*, 42(5), 539-553.
- [58] Wei, D., Lu, X., Lu, Z., & Gu, J. (2007). Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy conversion and Management*, 48(4), 1113-1119.
- [59] Nguyen, T. Q., Slawnwhite, J. D., & Boulama, K. G. (2010). Power generation from residual industrial heat. *Energy Conversion and Management*, 51(11), 2220-2229.
- [60] Shengjun, Z., Huaixin, W., & Tao, G. (2011). Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied energy*, 88(8), 2740-2754.
- [61] Chen, H., Goswami, D. Y., Rahman, M. M., & Stefanakos, E. K. (2011). Energetic and exergetic analysis of CO<sub>2</sub>-and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion. *Applied Energy*, 88(8), 2802-2808.
- [62] Baik, Y. J., Kim, M., Chang, K. C., Lee, Y. S., & Yoon, H. K. (2013). A comparative study of power optimization in low-temperature geothermal heat source driven R125 transcritical cycle and HFC organic Rankine cycles. *Renewable energy*, 54, 78-84.
- [63] Aghahosseini, S., & Dincer, I. (2013). Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 54(1), 35-42.
- [64] Galloni, E., Fontana, G., & Staccone, S. (2015). Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid. *Energy*, 90(P1), 768-775.
- [65] Frangopoulos, C. A., Von Spakovsky, M. R., & Sciubba, E. (2002). A brief review of methods for the design and synthesis optimization of energy systems. *International Journal of Thermodynamics*, 5(4), 151-160.
- [66] Feidt, M. (1987). Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés, Technique et Documentation Lavoisier.
- [67] Bejan, A. Advanced engineering thermodynamics, third edition, Wiley.
- [68] Rašković Predrag\* and Dragan Kuštrimović, Second law of thermodynamic theoretical background approaches and implication in practical engineering.  
<http://simterm.masfak.ni.ac.rs/proceedings/12-2005/RadoviPapers/1.%20Tehnologije%20i%20postrojenja/1-25/buki%20i%20gagi.pdf>

- [69] Feidt, M. Energy versus environnement. *International Journal of Energy, Environment and Economics* , 20 (3), 181.
- [70] Sciubba, E., & Wall, G. (2007). A brief commented history of exergy from the beginnings to 2004. *International Journal of Thermodynamics*, 10(1), 1-26.
- [71] A. Bejan, “Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics”, *Rev Gén Therm* (1996) 35, 637-646.
- [72] Stitou, D., & Feidt, M. (2005). Nouveaux critères pour l'optimisation et la caractérisation des procédés thermiques de conversion énergétique. *International journal of thermal sciences*, 44(12), 1142-1153.
- [73] Hoffmann, K. H. (2005). An introduction to endoreversible thermodynamics. <http://cab.unime.it/mus/495/1/C1S0801011.pdf>
- [74] M. Feidt, “Optimal Thermodynamics – New Upper bounds”, *Energy*, 2009, 11, 529-547.
- [75] Durmayaz, A., Sogut, O. S., Sahin, B., & Yavuz, H. (2004). Optimization of thermal systems based on finite-time thermodynamics and thermoeconomics. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 175-217.
- [76] Arias Fernandez, L. A., Angulo-brown, F., (1994). Thermodynamic optimization of endoreversible engines , *revista Mexicana de Fisica* 40, No. 6 (1994), 866-877.
- [77] Curzon, F. L., & Ahlborn, B. (1975). Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. *American Journal of Physics*, 43(1), 22-24.
- [78] Blaise, M. (2016). Contribution au développement des moteurs à apport de chaleur externe utilisés pour la conversion des rejets thermiques industriels en électricité. Modélisation et optimisation thermodynamique d'un nouveau convertisseur: Turbosol (Doctoral dissertation, Université de Lorraine).
- [79] R. Ababou, Cours “Introduction à l'optimisation et application en science de l'ingénieur” [http://rachid.ababou.free.fr/Courses\\_Ababou/MathApp\\_Optim.cours/Cours.Optim/NEW\\_CO\\_URS\\_OPTIM\\_2H\\_Diapos\\_04-05\\_v4.pdf](http://rachid.ababou.free.fr/Courses_Ababou/MathApp_Optim.cours/Cours.Optim/NEW_CO_URS_OPTIM_2H_Diapos_04-05_v4.pdf)
- [80] T. Dumont et al, Cours d'optimisation. <http://leonard.perso.math.cnrs.fr/teaching/L1%20sceco-analyse%2020notes%20de%20cours.pdf>
- [81] Wu, C. (1988). Power optimization of a finite-time Carnot heat engine. *Energy*, 13(9), 681-687.
- [82] Lee, Won Y. et Kim, Sang S. Finite time optimization of a Rankine heat engine. *Energy conversion and management*, 1992, vol. 33, no 1, p. 59-67.
- [83] M. Feidt, “Thermodynamics and Optimization of Combined Heat and Power Systems: Comparison of various Systems”, <http://www.ecos2010.ch>, 14-17 June 2010, Lausanne

- [84] B. Sahin, O.A. Ozsoysal, O. S. Sogut, “A comparative performance analysis of endoreversible dual cycle under maximum ecological function and maximum power conditions”, *Energy*, 2, 2002, 173-185.
- [85] M.A. Barranco-Jiménez, N. Sanchez-Salas, F. Angulo-Brwon, “On the optimum operating conditions of an endoreversible heat engine with different heat transfer laws in the thermal couplings”, *Investigation, Revista Mexicana de fisica*, 54 (4), 284-292.
- [86] Ching-Yang Cheng and Cha’o-Kuang Chen, , “ The ecological optimization of an irreversible Carnot heat engine”, *J. Phys. D: Appl. Phys.* 30 (1997) 1602-1609.
- [87] R. Di Pippo, “Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants”, *Geothermics*, Vol.36, pp. 256-285, 2007.
- [88] Fischer, J. (2011). Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles. *Energy*, 36(10), 6208-6219.