



République Algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur
et de la recherche scientifique



Université Saad Dahlab Blida

Faculté de technologie

Département de Mécanique

Mémoire de fin d'étude pour l'obtention d'un diplôme de master

En : Génie Mécanique

Option : Installations Energétiques et Turbomachines

Thème :

Etude Paramétrique d'un cycle de Rankine

Préparé par :

- **LOUZERI Mohamed Amine**
- **ABDESSAMEUD Mohamed Ahref**

Encadré par : HAMID Abdelkader

Soutenu devant le jury composé par :

Madame : MAZOUZ Halima

Présidente

Madame : GUEBLI Wassila

Examinatrice

Année universitaire 2020/2021

REMERCIEMENTS

Nos remerciements vont à notre promoteur, Docteur HAMID ABDELKADER, enseignant chercheur au département d'énergies renouvelables de la faculté de sciences et de technologie de l'université SAAD DAHALB de Blida, pour sa patience, sa disponibilité, sa rigueur scientifique et surtout ses conseils judicieux qui nous ont permis de produire ce travail.

Nous tenons aussi à remercier notre co-promoteur, Monsieur ABDELMALIK EL HADJ, consultant au Canada et ancien chercheur au Centre de développement des énergies renouvelables, pour son précieux apport, ses encouragements constants, et les suggestions éclairées qu'il m'a apportées.

Nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance au Madame MAZOUZ Halima pour avoir accepté de présider le jury de notre projet de fin d'études.

Nous remercions, très vivement, Madame GUEBLI Wassila de l'honneur qu'il nous fait en acceptant de juger notre travail.

Nous désirons aussi remercier l'ensemble du corps professoral du département de Génie Mécanique pour leur écoute et encadrement durant tout notre cursus universitaire.

Dédicaces

Nous offrons ce modeste travail à nos chers parents, en signe de reconnaissance pour leur patience et les sacrifices consentis pour nous voir réussir.

A nos frères et nos sœurs.

A nos nièces et neveux

A tous les membres de nos familles respectives.

A nos amis, et toutes les personnes qui nous ont connus de près ou de loin.

A tous nos amis d'université SAAD DAHLAB de Blida

LOUZERI MOHAMED AMINE

ABDESSAMEUD MOHAMED ACHREF

الملخص:

الهدف من مشروعنا هذا هو دراسة الدورة الديناميكية الابتدائية لرانكين وبعض متغيراتها باستخدام برنامج CYCLEPAD قمنا بحساب و مقارنة عوائدها . أولا يتم عرض العموميات حول الديناميكية الحرارية بالإضافة إلى مفاهيمها الأساسية قبل تقديم هذه الديناميكية , يستعرض هذا التقرير أيضا تاريخ الديناميكية الحرارية ثم إجراء عرض متعمق لرانكين ومتغيراته المختلفة ويقدم هذا العرض أيضا حسابا للعوائد المختلفة باستخدام برنامج CYCLEPAD الذي يسمح باكتشاف أداء الدورة رانكين ومتغيراتها من أجل مقارنتها.

الكلمات المفتاحية: رانكين ، الديناميكا الحرارية ، إعادة تسخين ، كارنو ، ستيرلنغ

Résumé :

Le but de ce projet de fin d'études est d'étudier le cycle thermodynamique de Rankine élémentaire et certaines de ses variantes.

Dans un premier temps, des généralités sur la thermodynamique ainsi que ses notions de base sont exposées avant de présenter les différents cycles thermodynamiques. Ce présent rapport fait également un rappel succinct de l'histoire de la thermodynamique.

Ensuite une présentation approfondie du cycle de Rankine et de ses différentes variantes a été réalisée.

Cet exposé tient compte des calculs des différents rendements via le logiciel CYCLEPAD permettant d'explorer les performances du cycle de Rankine et de ses variantes afin de les comparer.

Mots clés: Rankine, thermodynamique, resurchauffe, Carnot et Stirling

Abstract:

The objective of this project is to study the Rankine thermodynamic cycle and some of its variants. Generalities on thermodynamics principles are presented as well as different thermodynamic cycles. An in-depth presentation of Rankine's cycle and its variants was exposed. This presentation takes in consideration the calculation results of the different yields using the CYCLEPAD software to explore the performances of the Rankine's cycle and its variants in order to compare them.

Keywords: Rankine, thermodynamic, reheating, Carnot and Stirling

Listes des figures

Chapitre 01 : Recherche bibliographique

Figure 1.1 : Pompe centrifuge avec moteur à vapeur	2
Figure 1.2 : Cycle de Rankine organique	8
Figure 1.3 : exemples de centrale thermique solaire utilisant des capteurs solaires paraboliques.....	9
Figure 1.4 : diagramme P-V pour un cycle de Carnot	10
Figure 1.5 : diagramme T-S pour un cycle de Carnot	10
Figure 1.6 : diagramme P.V d'un cycle de Stirling	11
Figure 1.7 : diagramme T.S d'un cycle de Stirling.....	11
Figure 1.8 : diagramme P.V d'un cycle d'Ericsson	12
Figure 1.9 : diagramme T.S d'un cycle d'Ericsson	12
Figure 1.10 : Schéma de moteurs Ericsson	13
Figure 1.11 : Diagramme entropique des cycles de Joule et d'Ericsson	13
Figure 1.12 : CyclePad	18

Chapitre 2 : Etude théorique et dimensionnement

Figure 2.1 : Schéma d'un cycle de Rankine	18
Figure 2.2 : diagramme T.S de cycle de Rankine	22
Figure 2.3 : diagramme T.S de cycle de Hirn	23
Figure 2.4 : L'effet des irréversibilités sur le cycle idéal de Rankine	24
Figure 2.5 : schéma de cycle à resurchauffe	25
Figure 2.6 : Le cycle de Rankine à resurchauffe	26

Figure 2.7 : Schéma de cycle de Rankine à soutirage.....	27
Figure 2.8 : Diagramme T-s du cycle à un soutirage de vapeur	28
Chapitre 3 : Résultats et interprétations	
Figure 3.1 : Cycle de Rankine	32
Figure 3.2 : Diagramme pour un cycle de Carno	33
Figure 3.3 : diagramme T-S pour un cycle de Rankine	33
Figure 3.4 : Un cycle de Rankine avec régénération	34
Figure 3.5 : Effet de la variation de la pression de l'eau d'alimentation sur l'efficacité du cycle de Rankine avec régénération	37
Figure 3.6 : Un cycle de rankine idéal	39
Figure 3.7 : L'augmentation de la qualité de la vapeur à la sortie de la turbine entraine une diminution de l'efficacité du cycle	41
Figure 3.8 : cycle de Rankine avec le réchauffage	42
Figure 3.9 : Qualité de sortie vs température de réchauffage	43
Figure 3.10 : La relation entre l'augmentation de la qualité de la sortie de la turbine et la diminution du cycle	44
3.10-A : Cycle de Rankine	45
3.10-B : cycle de Rankine avec réchauffage	45
Figure 3.11 : Cycle de Rankine avec réchauffage améliorant l'efficacité du cycle avec une pression de réchauffage plus élevée	47
Figure 3.12 : Cycle de rankine avec réchauffage et température moyenne d'ajout de chaleur plus élevée.	48
Figure 3.13: Une centrale électrique qui pourrait être améliorée	48
Figure 3.14 : L'hypothèse dont dépend l'efficacité thermique dans ce cycle	49
Figure 1.1 Pompe centrifuge avec moteur à vapeur.....	2

Sommaire

Introduction générale

Chapitre 01 : Recherche bibliographique

1.1	Introduction :	2
1.2	Histoire de la thermodynamique :	2
1.3	Bases de la thermodynamique :	3
1.4	La thermodynamique repose sur deux principes fondamentaux :	3
1.5	CHALEUR ET TEMPERATURE :	4
1.5.1	La chaleur :	4
1.6	La pression atmosphérique :	5
1.7	Qu'est-ce que les cycles thermodynamiques ?	6
1.7.1	Cycle de Rankine organique :	6
1.7.1.1	Amélioration du cycle organique de Rankine :	7
1.7.1.2	Récupération de chaleur perdue :	8
1.7.1.3	Centrale électrique à biomasse :	8
1.7.1.4	Installations géothermiques :	9
1.7.1.5	Énergie solaire thermique :	9
1.7.2	Cycle de Carnot :	10
1.7.3	Cycle de Stirling :	10
1.7.4	Cycle d'Ericsson et cycle de Brayton-Joule :	11
1.7.5	Comparaison des cycles de Carnot, Stirling, Ericsson et Brayton-Joule	14
1.7.5.1	Cycle de Carnot	14
1.7.5.2	Cycle de Stirling	14
1.7.5.3	Cycle d'Ericsson	14

1.7.5.4 Cycle Brayton-Joule.....	14
1.8 Le logiciel CyclePad :	14
1.8.1 Contradiction :	15
1.8.2 Notations :	16
1.8.3 Un petit lexique :	17
1.8.3.1 Vocabulaire général (Anglais classique) :.....	17
1.8.3.2 Vocabulaire particulier au logiciel :.....	17
1.9 Conclusion :	18

Chapitre 2 : Etude théorique et dimensionnement

2.1 Introduction :	19
2.2 Cycle de Rankine:	19
2.2.1 Composantes d'un cycle de Rankine :	20
2.2.1.1 Turbine à vapeur :.....	20
2.2.1.2 La pompe :	20
2.2.1.3 La chaudière :	20
2.2.1.4 La turbine:	20
2.2.1.5 Le condenseur :.....	21
2.2.2 Présentation du cycle de Rankine sur un diagramme (T-S) :	21
2.3 Cycle de Hirn :	23
2.4 L'effet des irréversibilités sur le cycle de Rankine :	24
2.5 Cycle Rankine à resurchauffe :	25
2.6 Cycle de Rankine à un soutirage	27
2.7 Conclusion :	30

Chapitre 3 : Résultats et interprétations

3.1 Introduction :	31
3.2 Le cycle Rankine de base :	31
3.3 Le cycle de Rankine avec Régénération :	32
3.3.1 Améliorer l'efficacité des cycles :	32
3.3.2 Comment fonctionne la régénération :	34
3.3.3 Choix des hypothèses de régénération :	34
3.3.3.1 La sortie de la turbine haute pression (S2) :	35
3.3.3.2 Le séparateur (SPL1) ;	35
3.3.3.3 La sortie de la pompe basse pression (S5) :	36
3.3.3.4 L'entrée de la pompe haute pression (S6) :	36
3.3.4 Examen des efficacités de régénération :	36
3.3.4.1 L'effet sur l'efficacité du cycle :	36
3.3.4.2 Variation de la pression de l'eau d'alimentation :	37
3.3.5 Ajout d'étapes de régénération supplémentaires :	38
3.4 Pourquoi nous utilisons le réchauffage ?	38
3.4.1 Réchauffer en cycles vapeur :	39
3.4.2 Le processus de réchauffage :	42
3.4.3 Les nouveaux composants :	42
3.4.3.1 Sortie turbine haute pression (S5) :	42
3.4.3.2 Chaudière de réchauffage (HTR2) :	43
3.4.3.3 Sortie réchauffeur de réchauffage (S6) :	43

3.4.4 Efficacité du cycle avec réchauffage :	44
3.5 Augmenter l'efficacité en augmentant la température de la chaudière :.....	48
3.6 Conclusion :	51

Conclusion Générale

NOMENCLATURE

Abréviation	Description	Unité
C, cp	Capacité thermique	[J/kg]
E	Exergie	[J]
H	Enthalpie	[J]
h	Enthalpie massique	[J/kg]
N	Régime	[tr/min]
m	Masse	[kg]
P	Puissance	[W]
p	Pression	[Pa]
q	Quantité de chaleur	[J]
T	Température	[°C][K]
t	Temps	[s]
S	Entropie	[J/K]
V	Volume	[m ³]
W	Travail	[J]
v	Vitesse	[m/s]
X	Titre de vapeur	
η	Rendement	
ṁ	Débit massique	[kg/s]

Introduction générale

L'énergie est un secteur économique de première importance, qui comprend la production, le transport, la transformation, la distribution et la commercialisation des diverses sources d'énergie. L'exploitation des sources d'énergie primaire est suivie par sa transformation éventuelle en énergie secondaire : production de produits pétroliers par raffinage, production d'électricité et de chaleur. Cette énergie est ensuite stockée (à l'exception majeure de l'électricité) puis transportée avant d'être distribuée au consommateur final. C'est ce que l'on appelle l'énergie finale.

Parmi les techniques existantes, il y a les turbines à vapeur qui est très présente dans le secteur de l'énergie et le cycle de Rankine est l'un des plus répandus qui fonctionnent à base de turbine à vapeur.

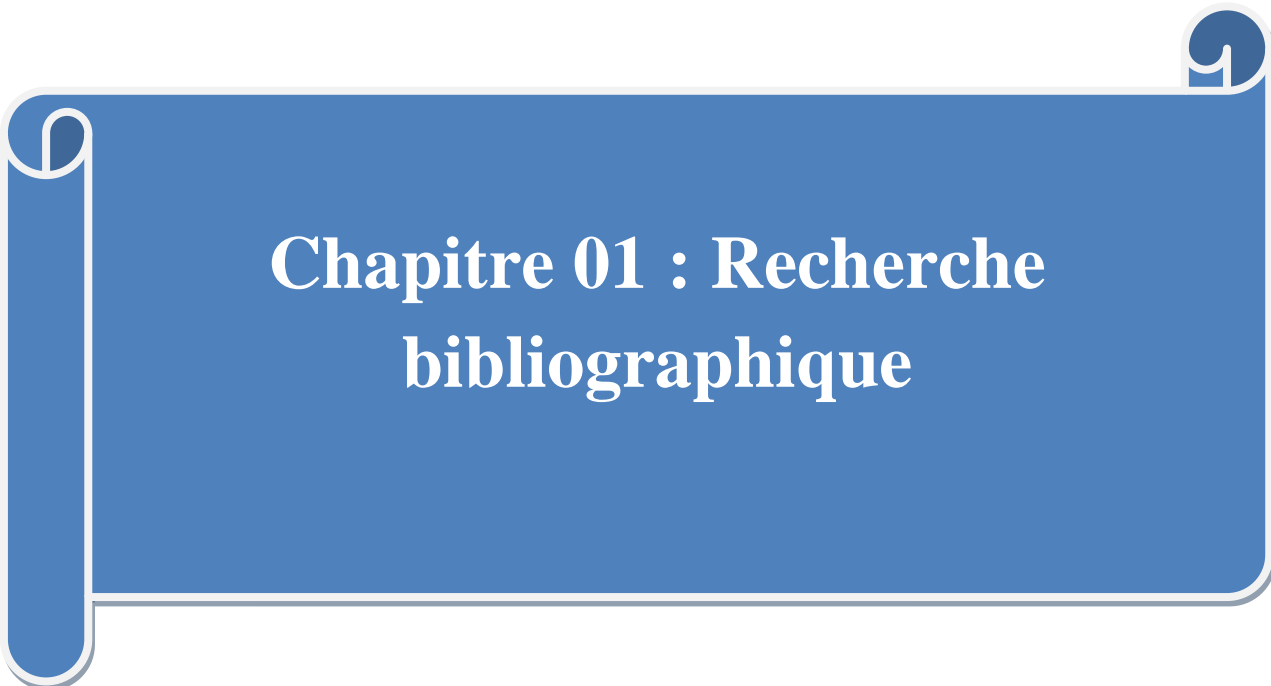
Le travail présenté dans ce mémoire vise à améliorer le cycle de Rankine à l'aide d'un logiciel (CYCLEPAD) en changeant les paramètres du cycle dans chaque opération pour avoir un rendement plus élevé.

Le premier chapitre reprend sur les généralités de la thermodynamique avec une comparaison des cycles, avec une présentation du logiciel CYCLEPAD qui sera utilisé.

Le second chapitre est dédié à la présentation du cycle de Rankine et de ses composants avec les différentes techniques d'amélioration du rendement.

Dans le troisième chapitre nous utiliserons le logiciel cycle pad pour déterminer les efficacités énergétiques et voir l'influence de certains paramètres.

Finalement, la conclusion générale fait la synthèse des trois chapitres présentés dans ce mémoire et revient sur les résultats obtenus.



Chapitre 01 : Recherche bibliographique

1.1 Introduction :

Le premier chapitre sera consacré à la recherche bibliographique sur la thermodynamique, en commençant par son histoire, suivi de ses principes de bases, ensuite différents cycles thermodynamiques seront évoqués et comparés, enfin nous ferons une brève présentation du logiciel CyclePad.

1.2 Histoire de la thermodynamique :

C'est au XIX^e siècle que cette discipline a connu son essor. Elle permet en effet de comprendre le comportement des machines thermiques, comme les machines à vapeur, qui sont au cœur de la révolution industrielle. Depuis, la thermodynamique est devenue une discipline essentielle pour l'ingénieur.

L'étude thermodynamique des corps comprend notamment la conception et la validation de modèles du comportement thermique des corps, les équations d'état, établies à partir de valeurs expérimentales. En pratique, les équilibres prédits par la thermodynamique peuvent être contredits par l'influence du temps (l'obtention de l'équilibre thermodynamique pourrait parfois nécessiter un temps infini) et sont régis par la cinétiques des fluides (Arrhenius). [7]

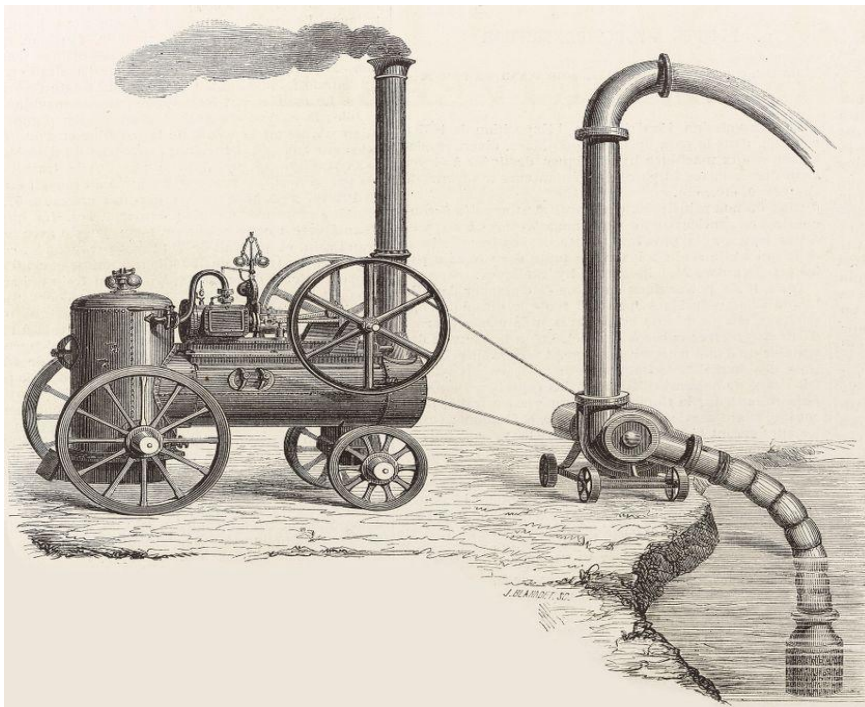


Figure 1.1 Pompe centrifuge avec moteur à vapeur

1.3 Bases de la thermodynamique :

La thermodynamique étudie les transformations des systèmes (ensemble de corps séparés par une frontière matérielle ou non) :

- ouverts ou fermés (selon qu'ils échangent ou non de la matière avec l'extérieur) ;
- isolés ou non (selon qu'ils échangent ou non de l'énergie avec l'extérieur).

Ces systèmes sont représentés par des variables d'état (intensives ou extensives).

La température thermodynamique est l'une des grandeurs essentielles à la discipline, car elle rend compte du degré d'agitation des molécules. Volume, masse, énergie ou entropie sont d'autres exemples de grandeurs thermodynamiques dites « extensives ». Leur valeur pour un système entier correspond à la somme des valeurs qu'elles prennent pour chaque partie du système. Pression ou encore masse volumique sont quant à elles des grandeurs intensives d'intérêt. Leur valeur dans le système entier est la même que dans chacune de ses parties. [7]

1.4 La thermodynamique repose sur deux principes fondamentaux :

Le premier principe de la thermodynamique garantit que l'énergie totale d'un système isolé est toujours conservée.

Le deuxième principe de la thermodynamique aussi connu sous le nom de « principe de Carnot » établit quant à lui que toute transformation d'un système s'accompagne d'une augmentation de l'entropie globale (système plus milieu extérieur).

Le troisième principe de la thermodynamique, de son côté, aborde la notion du zéro absolu.

Le principe zéro de la thermodynamique en appelle à la notion d'équilibre thermique.

La thermodynamique chimique

La chimie se pose également la question des mouvements de chaleur. En effet, le plus souvent, les réactions chimiques sont le siège d'échanges de chaleur ou d'autres formes d'énergie. La thermodynamique chimique s'intéresse à l'évolution des réactions chimiques. L'équilibre thermodynamique se traduit par la loi d'action de masse (V. Guldberg). [7]

1.5 CHALEUR ET TEMPERATURE :

La physique d'Aristote considère le chaud et le froid comme des qualités fondamentales. La distinction n'est pas vraiment faite, avant le XVI^{ème} siècle, entre les notions de chaleur et de température, la température étant en quelque sorte un "degré de froid ou de chaud", qui se définit essentiellement par les sens. L'aspect fondamental de la température est qu'elle caractérise l'équilibre thermique entre deux objets : deux objets mis-en contact thermique (c'est-à-dire qui peuvent échanger de la chaleur) finissent par avoir la même température.

Depuis l'Antiquité le phénomène de dilatation des solides et des liquides, lorsqu'ils sont chauffés, était connu et utilisé dans la construction de thermoscopes indiquant le degré de chaleur. Le liquide utilisé était principalement un mélange coloré d'alcool et d'eau. La calibration des instruments n'était pas infaillible et on ne disposait pas d'une véritable échelle de température. C'est au XVII^{ème} siècle que ces échelles de température furent élaborées : L'Allemand Daniel Gabriel FAHRENHEIT (1686-1736) adopta le thermomètre à mercure en 1714. Grâce à son thermomètre, il put confirmer que la température de l'eau pure en ébullition reste constante au cours du processus, mais qu'elle dépend de la pression atmosphérique. Il adopta comme points de référence de son échelle de température un mélange de sel et de glace (0°F) et la température d'un humain en bonne santé (96°F). Le Genevois J.A. DELUC introduisit une échelle de température dont le zéro correspondait à la glace fondante à pression normale. La température d'ébullition de l'eau (à pression normale) était fixée à 80°. Cette échelle fut popularisée par le Français R.A. Ferchault de REAUMUR dont elle porte le nom.

Le Français J.P. CHRISTIN introduisit une échelle similaire en 1743, mais avec un point d'ébullition à 1000 degrés Celsius. Cette échelle fut utilisée par le Suédois Anders CELSIUS dont elle porte le nom. [8]

1.5.1 La chaleur :

Il fut observé très tôt que des objets de masses et de températures identiques mais de compositions différentes peuvent faire fondre des quantités différentes de glace. Cette observation est la base de la notion quantitative de chaleur. La chaleur est vue comme une quantité effective d'action thermique : par exemple, deux quantités de chaleur égales font fondre la même quantité de glace. Si deux billes de métal de masses identiques, l'une en

plomb et l'autre en cuivre, sont chauffées à la même température et qu'elles sont ensuite déposées sur une plaque de cire, la bille de cuivre fera fondre une plus grande quantité de cire que la bille de plomb; elle contient donc plus de chaleur.

C'est le physicien écossais Joseph BLACK (1728-1799) qui introduisit précisément la notion de capacité calorifique, c'est à dire la capacité qu'à une substance d'absorber la chaleur. Cette quantité est définie ainsi : si deux corps de température T_1 et T_2 et de capacités calorifiques C_1 et C_2 sont mis en contact, la température finale de l'ensemble après l'échange de chaleur T est telle que $C_1(T_1 - T) = C_2(T - T_2)$. Ce qui illustre clairement que la chaleur perdue par le premier corps est gagnée par le second. En bref, la température est une mesure du "degré de chaleur", qu'il faut distinguer de la "quantité de chaleur". [8]

1.6 La pression atmosphérique :

De nombreuses expériences sur le vide eurent lieu au milieu du XVII^e siècle. Galilée vers 1640 va réfléchir sur un problème posé par le grand-duc de Toscane qui n'arrive pas à alimenter les fontaines de son palais à même une source située à 13 mètres plus bas. C'est un disciple de Galilée, Evangelista TORRICELLI (1608-1647) qui va découvrir l'explication l'eau monte jusqu'à ce que la pression hydrostatique à la base de la colonne d'eau soit égale à la pression atmosphérique. Cette dernière peut être mesurée en déterminant la hauteur précise de la colonne d'eau. Torricelli remplace l'eau par du mercure et constate que la colonne de mercure contenue dans un tube inversé ne dépasse pas 76cm environ.

Blaise PASCAL (1623-1662) pensant que le poids de l'atmosphère doit être moindre en haut d'une montagne qu'à sa base va faire reprendre les expériences de Torricelli dans le Puy-de-Dôme à l'altitude de 1465m. A cette altitude, une différence de 3 pouces est observée dans le niveau de mercure, ce qui permet de conclure que c'est bien le poids de l'atmosphère qui pousse le mercure dans sa colonne. Le rôle de la pression atmosphérique dans la montée du mercure est démontré par Gilles de ROBERVAL (1602-1675) en 1648. Il observe que le mercure ne monte pas dans un tube situé dans le vide. Le premier véritable baromètre est construit par l'Allemand Otto Von GUERICKE (1602-1686), surtout connu pour la célèbre expérience des hémisphères de Magdebourg : un attelage de huit chevaux ne peut séparer deux hémisphères de cuivre dans lequel un vide a été effectué par pompage. Cette expérience publique eut un grand retentissement.[14]

1.7 Qu'est-ce que les cycles thermodynamiques ?

Un cycle thermodynamique est un circuit de transformations thermodynamiques effectuées sur un ou plusieurs dispositifs distincts. L'objectif de ces transformations est d'obtenir du travail à partir de deux sources de chaleur à des températures différentes, ou inversement, de produire par l'apport du travail le passage de la chaleur de la source de température inférieure à la température supérieure. L'obtention d'un travail à partir de deux sources thermiques à des températures différentes est utilisée pour produire un mouvement, par exemple dans des moteurs thermiques ou des alternateurs utilisés dans la production d'énergie électrique. La performance est le paramètre principal qui caractérise un cycle thermodynamique. La performance est définie comme le travail obtenu divisé par la chaleur dépensée dans le processus, dans un même temps de cycle complet si le processus est continu. Ce paramètre est différent selon les multiples types des cycles thermodynamiques existants, mais est limité par le facteur ou la performance de Carnot. Un cycle thermodynamique inverse cherche l'opposé du cycle thermodynamique d'obtention de travail. Un travail externe est fourni au cycle pour assurer que le transfert de chaleur se produise de la source la plus froide à la plus chaude. Contrairement à ce qui se passerait naturellement. Cet arrangement est utilisé dans les machines de climatisation et de réfrigération. Il existe de nombreux types de cycles thermodynamiques. Voici quelques exemples cités :

1.7.1 Cycle de Rankine organique :

le Cycle de Rankine organique (ORC) est nommé pour son utilisation d'un fluide organique de masse moléculaire élevée avec un liquide-vapeur changement de phase, ou point d'ébullition, se produisant à une température inférieure à celle du changement de phase eau-vapeur. Le fluide permet Cycle de Rankine récupération de chaleur à partir de sources à basse température telles que la combustion de la biomasse, chaleur perdue, chaleur géothermique, étangs solaires etc. La chaleur à basse température est convertie en travail utile, qui peut lui-même être converti en électricité. Cette technologie a été développée à la fin des années 1950 par Lucien Bronicki et Harry Zvi Tabor.

Moteurs naphta, similaire en principe à ORC mais développé pour d'autres applications, était utilisé dès les années 1890.

Le principe de fonctionnement du cycle organique de Rankine est: le fluide de travail est pompé vers une chaudière où il est évaporé, après avoir passé à travers un dispositif

d'expansion (turbine, visser, faire défiler, ou autre détendeur), puis à travers un échangeur de chaleur (condenseur) pour finalement revenir à l'état liquide.

Dans le cycle idéal décrit par le modèle théorique du moteur, l'expansion est isentropique et les processus d'évaporation et de condensation sont isobares.

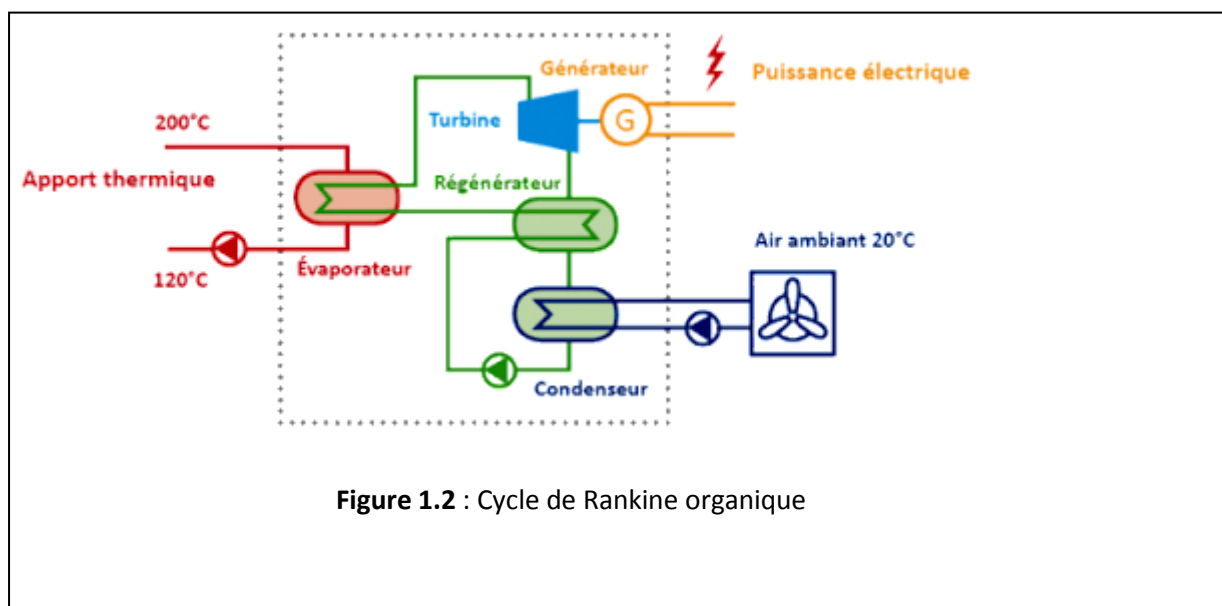
Dans tout cycle réel, la présence des irréversibilités abaisse l'efficacité du cycle. Ces irréversibilités se produisent principalement :

- Pendant l'expansion: seule une partie de l'énergie récupérable de la différence de pression est transformée en travail utile. L'autre partie est convertie en chaleur et perdue. L'efficacité de l'expansion est définie par comparaison avec une expansion isentropique.
- Dans les échangeurs de chaleur: le fluide de travail emprunte un chemin plus long afin d'assurer un bon échange thermique, ce qui va provoquer des chutes de pression qui réduisent la quantité d'énergie récupérable du cycle. De même, la différence de températures entre la source/le dissipateur de chaleur et le fluide de travail, génère l'énergie qui va réduire les performances du cycle.[10]

1.7.1.1 Amélioration du cycle organique de Rankine :

Dans le cas d'un "fluide sec", le cycle peut être amélioré par l'utilisation d'un régénérateur: le fluide n'ayant pas atteint l'état diphasique à la fin de la détente, sa température en ce point est supérieure à la température de condensation. Ce fluide à température plus élevée peut être utilisé pour préchauffer le liquide avant qu'il n'entre dans l'évaporateur.

Un échangeur de chaleur à contre-courant (de gaz à liquide) est ainsi installé entre la sortie du détendeur et l'entrée du condenseur. La puissance requise de la source de chaleur est donc réduite et le rendement se trouve ainsi augmenté. [10]



1.7.1.2 Récupération de chaleur perdue :

Récupération de chaleur perdue est l'un des domaines de développement les plus importants pour le cycle organique de Rankine (ORC). Il peut être appliqué à la chaleur perdue dans les centrales électriques (par exemple, à petite échelle, l'installation d'un module de cogénération pour la production d'eau chaude domestique) ou aux processus industriels et agricoles tels que la fermentation de produits organiques, les échappements chauds des fours (par exemple les fours à chaux et à ciment), condensation des fumées, gaz d'échappement des véhicules, refroidissement intermédiaire d'un compresseur, condenseur d'un cycle de puissance.[10]

1.7.1.3 Centrale électrique à biomasse :

La biomasse est disponible partout dans le monde et peut être utilisée pour la production d'électricité à petite et moyenne échelle centrales électriques. Le problème des coûts d'investissement spécifiques élevés pour les machines, telles que les chaudières à vapeur, est résolu en raison des faibles pressions de service dans les centrales électriques ORC. Un autre avantage est la longue durée de vie de la machine en raison des caractéristiques du fluide de travail qui, contrairement à la vapeur, est non érodante et non corrodée pour les tubes de sièges de soupapes et les aubes de turbine. Le processus ORC permet également de surmonter la quantité relativement faible de carburant d'entrée disponible dans de nombreuses régions, car une centrale électrique ORC efficace est possible pour les centrales de plus petite taille.[10]

1.7.1.4 Installations géothermiques :

Les sources de chaleur géothermiques varient en température de 50 à 350 ° C. L'ORC est donc parfaitement adapté à ce type d'application. Cependant, il est important de garder à l'esprit que pour les sources géothermiques à basse température (généralement moins de 100 ° C), le rendement est très faible et dépend fortement de la température du dissipateur thermique (définie par la température ambiante).[10]

1.7.1.5 Énergie solaire thermique :

Le cycle organique de Rankine peut être utilisé dans les centrales solaires thermiques se basant sur la captation du rayonnement solaire à l'aide de miroirs par l'utilisation de différentes techniques :

- Les centrales à collecteurs cylindriques
- Les centrales à tour
- Les centrales à collecteurs paraboliques

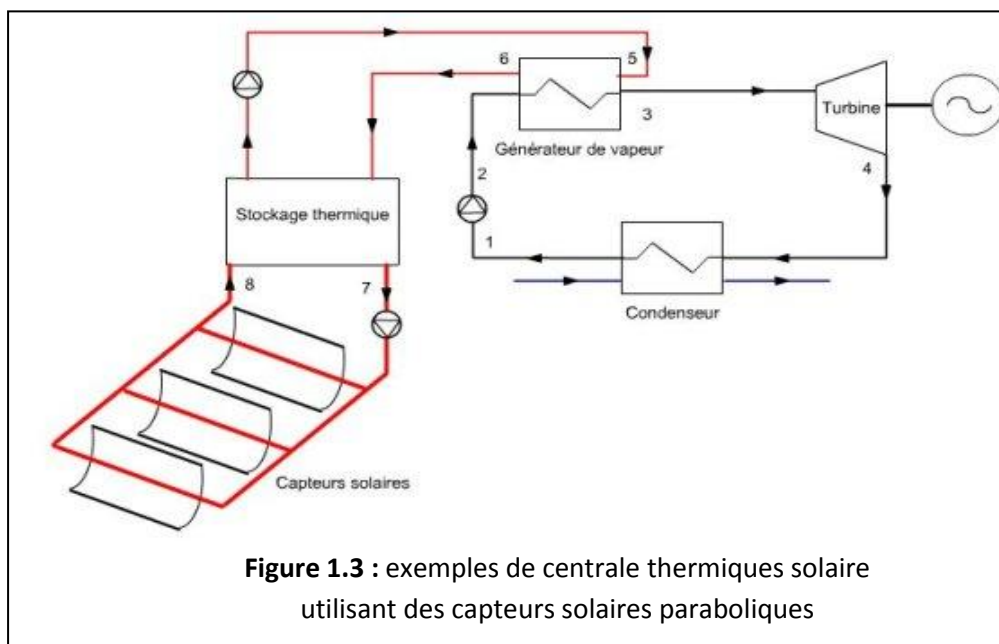
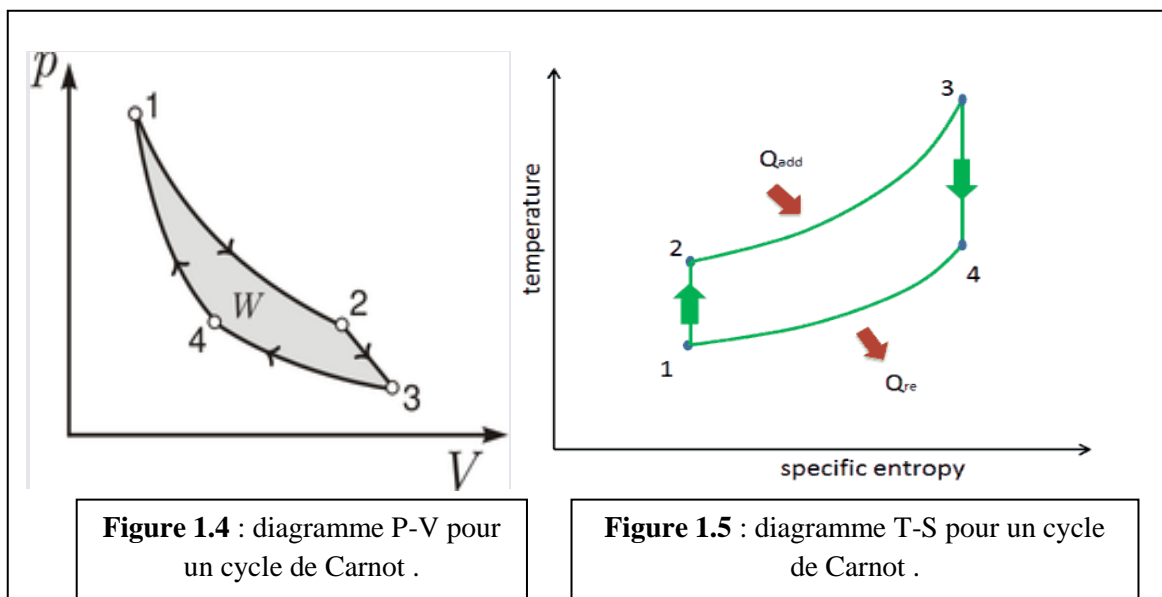


Figure 1.3 : exemples de centrale thermiques solaire utilisant des capteurs solaires paraboliques

L'ORC permet la production d'électricité à des capacités inférieures et avec une température de collecteur plus basse, et donc la possibilité de décentraliser à faible coût et à petite échelle. CSP unités.[10]

1.7.2 Cycle de Carnot :

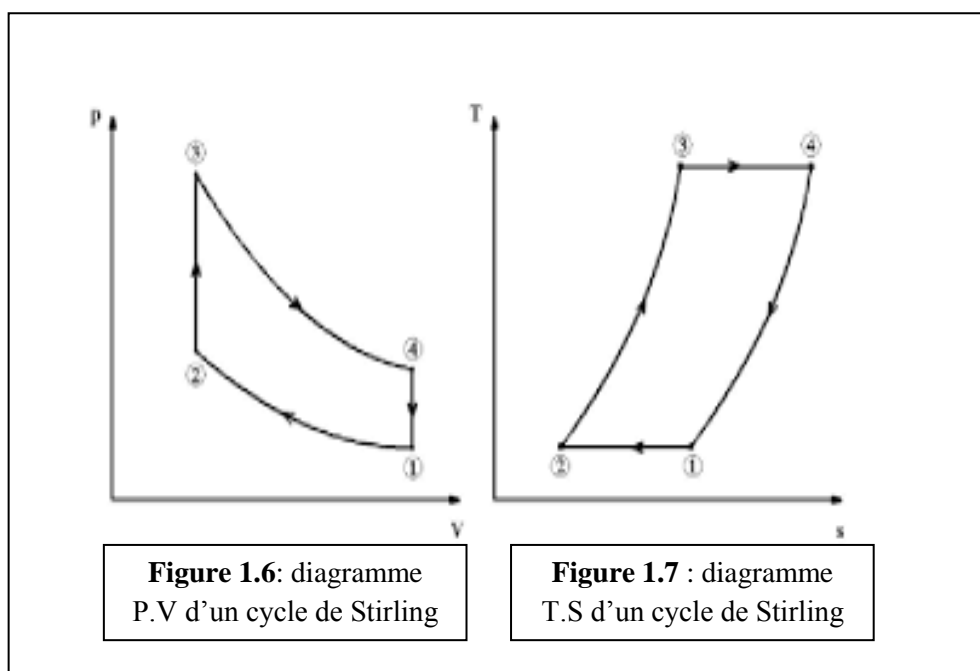
Le cycle de Carnot définit la meilleure efficacité possible. Ainsi l'efficacité de toute machine thermodynamique peut être comparée avec l'efficacité du cycle de Carnot. C'est un cycle théorique: en effet, le cycle étant réversible, il s'effectue en l'absence de phénomènes dissipatifs, et de façon quasi-statique, et n'est donc pas un cycle réel (voir notamment la notion de réversibilité thermodynamique)



1.7.3 Cycle de Stirling :

Les moteurs de Stirling réalisent un cycle thermodynamique fermé qui emploie un gaz comme fluide de travail. Etant des machines à apport de chaleur externe elles sont adaptées à la récupération de chaleur. Ces moteurs ont la particularité d'être de type alternatif et de ne comporter aucune soupape ou clapets. Dans ces moteurs, le fluide est alternativement déplacé d'une zone chaude à une zone froide tout en subissant une variation du volume global. Le cycle théorique du moteur Stirling, figures 1.4, 1.5 est constitué d'une compression isotherme, d'une phase de chauffage isochore, d'une détente isotherme et d'un refroidissement isochore. Un régénérateur qui assure un transfert interne de la chaleur cédée durant la phase de refroidissement isochore à la phase de chauffage isochore, peut être ajouté au cycle de Stirling qui a alors un rendement théorique équivalent au rendement de Carnot dans le cas d'un régénérateur idéal. En pratique l'efficacité thermique du régénérateur n'est pas idéale et il ajoute un volume mort qui affecte négativement le rendement.

Ce type de machine a pour principal avantage sa simplicité mécanique relative. Cependant pour être d'une densité de puissance suffisamment élevée ces machines doivent fonctionner avec de l'hélium ou de l'hydrogène pressurisé à plusieurs dizaines de bars rendant difficile leur étanchéité. De plus, les moteurs Stirling s'accommodent mal des fonctionnements en régime varié. Cette technique est pour l'instant bornée à des applications de niches, telles que la production d'énergie à bord des satellites ou la propulsion de sous-marins militaires par exemple. On les retrouve à l'état de prototype ou de produits pré industrialisables dans le domaine de la production d'énergie solaire ou de a micro- cogénération.[3] [4]



1.7.4 Cycle d'Ericsson et cycle de Brayton-Joule :

Le moteur d'Ericsson comme le moteur de Stirling réalise un cycle thermodynamique à gaz chaud. Dans sa réalisation pratique le moteur Ericsson est mécaniquement plus complexe que le moteur Stirling car il nécessite l'emploi d'organes de distribution tels que clapets et soupapes. Selon le type de construction ce moteur peut être à cycle fermé ou ouvert (figure 1.8a). Son cycle élémentaire (figure 1.9a) est constitué d'une compression isotherme, d'un chauffage isobare, d'une détente isotherme et d'un refroidissement isobare. Il peut également disposer d'un récupérateur qui transfère la chaleur rejetée lors de la phase de refroidissement isobare vers la phase de chauffage isobare.

Egalement comme pour le cycle de Stirling un régénérateur idéal rend le cycle d'Ericsson équivalent au cycle de Carnot.

Dans la pratique les moteurs d'Ericsson ne réalisent pas le cycle théorique mais un cycle similaire à celui de Brayton-Joule (figure 1.9b). Ce dernier est le même que celui des turbines à gaz mais peut être réalisé par des machines volumétriques, il peut être à apport de chaleur externe. Il peut être ouvert ou fermé. Le cycle de Brayton- Joule est constitué d'une compression isentropique, d'un chauffage isobare, d'une détente isentropique et d'un refroidissement isobare. L'ajout d'un récupérateur de chaleur est toujours possible. Un avantage très net de ce type de moteur pour la récupération de chaleur apparait lorsqu'il est conçu en cycle ouvert. Dans ce cas aucun échangeur n'est nécessaire pour l'évacuation de la chaleur vers le milieu ambiant (source froide). Ces moteurs semblent par contre difficilement employables à des températures de source chaude inférieure à 300°C ou supérieure à 400°C , le travail de détente obtenu peu être supérieur au travail de compression.[1][2][5]

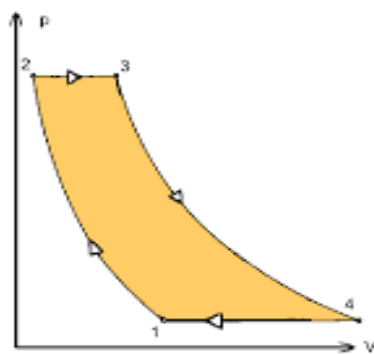


Figure 1.8: diagramme P.V d'un cycle d'Ericsson

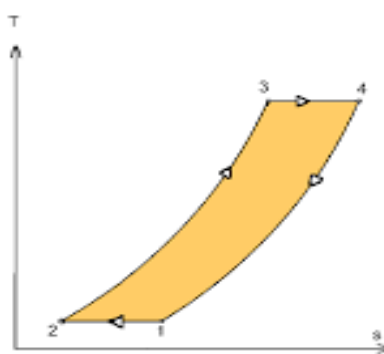
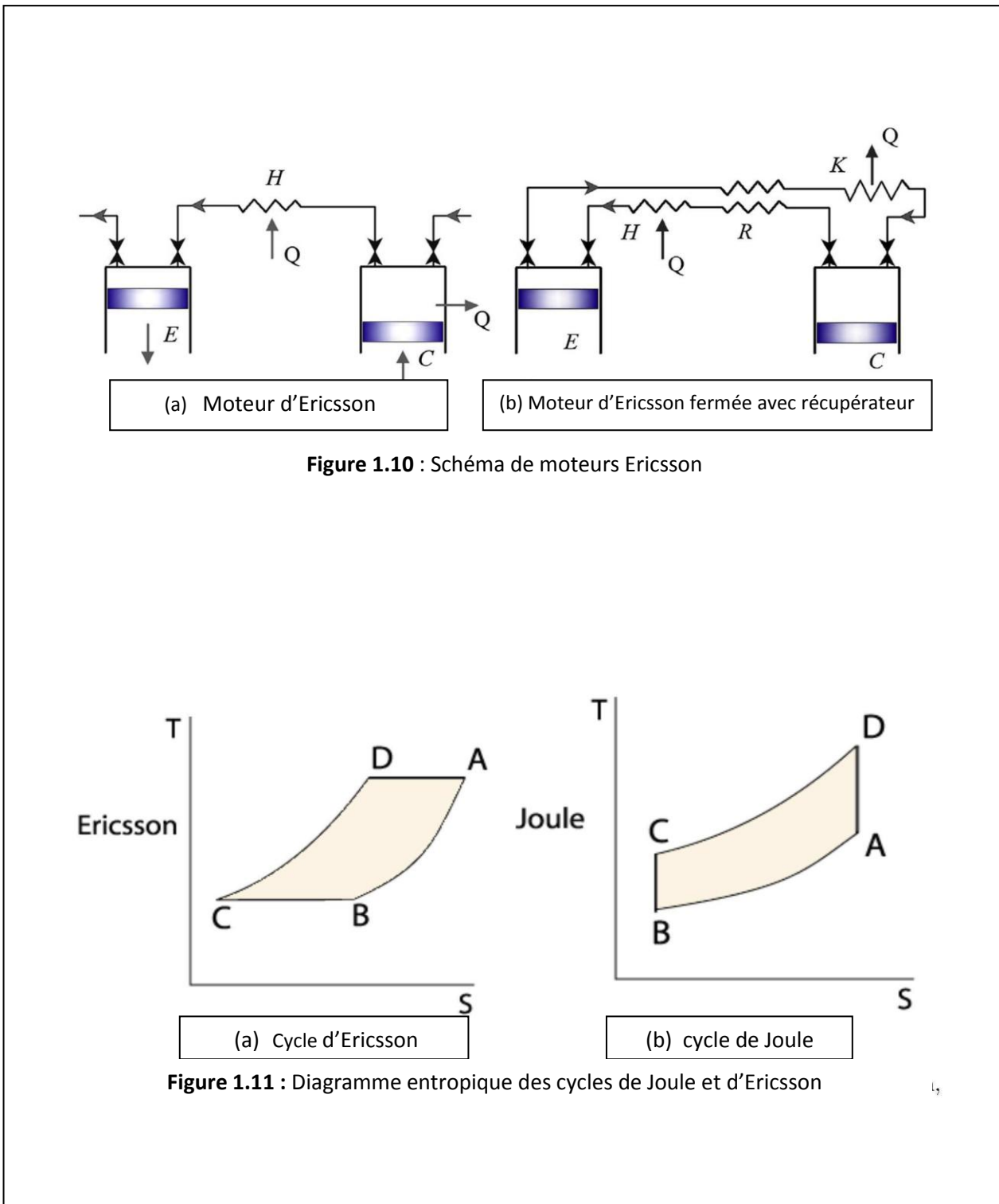


Figure 1.9: diagramme T.S d'un cycle d'Ericsson



1.7.5 Comparaison des cycles de Carnot, Stirling, Ericsson et Brayton-Joule

1.7.5.1 Cycle de Carnot

1-2 compression isotherme (avec refroidissement)

2-3 compression isentropique

3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)

4-1 détente isentropique

1.7.5.2 Cycle de Stirling

1-2 compression isotherme (avec refroidissement)

2-3 compression isochore

3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)

4-1 détente isochore

1.7.5.3 Cycle d'Ericsson

1-2 compression isotherme (avec refroidissement)

2-3 compression isobare

3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)

4-1 détente isobare

1.7.5.4 Cycle Brayton-Joule.

1-2 compression isentropique

2-3 compression isobar

3-4 détente isentropique

4-1 détente isobar

1.8 Le logiciel CyclePad :

permet de simuler des cycles thermodynamiques ainsi que des transformations particulières rencontrées dans l'industrie. On peut à l'aide de ce logiciel réaliser assez rapidement des calculs concernant des installations industrielles pouvant être assez

complexes. **CYCLEPAD** permet en outre de comprendre les différentes évolutions sans avoir à se concentrer sur le détail de calculs. Pour travailler avec **CYCLEPAD** il faut créer un «projet» (Design).

CYCLEPAD propose deux modes de travail sur un projet :

1. Un mode de construction du projet (Build mode) qui vous permet de construire votre application en définissant des appareils ou des transformations puis en les reliant pour former un cycle.
2. Un mode d'analyse (Analyze mode) qui vous permet de faire les hypothèses nécessaires au calcul puis de noter les résultats. A ce stade, vous devez fixer des contraintes qui doivent être respectées par votre système en fonction de la nature du problème traité. A chaque fois que vous faites une hypothèse ou que vous fixez la valeur d'un paramètre, les calculs possibles sont réalisés et lorsqu'une impossibilité apparaît, vous êtes prévenus par un message. Vous pouvez alors corriger vos hypothèses ou valeurs jusqu'à obtention d'un cycle correct pour lequel toutes les grandeurs sont calculables.

1.8.1 Contradiction :

Lorsque vous entrez une valeur qui entre en contradiction avec les hypothèses précédentes, cyclepad vous affiche une nouvelle fenêtre expliquant la contradiction. Retirer une hypothèse dans la partie basse de cette fenêtre pour résoudre les contradictions. **ATTENTION !** Ne pas essayer de retirer les hypothèses dans les autres fenêtres, ça ne marche pas et surtout le système risque de ne plus répondre correctement. Il est souvent nécessaire de tout recommencer et il n'est pas toujours possible de sauvegarder avant.

Nous allons traiter le cas du cycle de Carnot :

Pour commencer, il faut créer un nouveau projet.

Le panneau «create a new design» (= créer un nouveau projet) est ouvert au démarrage du programme (sinon il peut être appelé par le menu file puis new)

Dans la case Title of design, entrez un nom pour votre projet par exemple Carnot.

Choisissez l'option Closed cycle puis cliquez sur le bouton « OK »

Cliquez sur l'icône compression puis placez 2 compressions sur le panneau

De même placer 2 détente sur le panneau

Les relier de manière à former un cycle de Carnot

Lorsque le cycle est complet, le logiciel vous propose de passer en mode analyse. Cliquez sur «analyze now».

En mode analyse, le fond de l'écran est blanc. En cliquant sur une transformation ou sur un des points intermédiaires (notés S1,S2....), on fait apparaître un panneau qui indique les valeurs des paramètres ainsi que les hypothèses faites sur les transformations.

Pour le cycle de Carnot, il faut imposer :

Une compression isotherme et réversible

Une compression adiabatique réversible, ce qui implique qu'elle est isentropique.

Une détente isotherme et réversible.

Une détente adiabatique réversible.

On imposera en outre, la pression et la température avant la première compression, le volume à la fin de la première compression ainsi que la température de la source chaude comme dans l'exercice traité « à la main ».

Au fur et à mesure que vous rentrez des valeurs, les grandeurs qui peuvent être calculées le sont et à la fin, on peut avoir un bilan du cycle qui est affiché par un panneau qu'on fait apparaître en cliquant sur «cycle» -> « cycle properties »

1.8.2 Notations :

Vous trouverez ci- dessous la plupart des notations utilisées dans le logiciel et en particulier celles qui diffèrent de celles utilisées dans le cours.

En général, les minuscules sont des grandeurs massiques : exemple : v = volume massique en m^3/kg , u =énergie interne massique en J/kg etc...

n : coefficient polytropique

m : masse

Q : Quantité de chaleur

r : rapport de compression volumétrique = V_1/V_2

work : travail

1.8.3 Un petit lexique :

Le logiciel n'étant disponible qu'en langue anglaise, il est nécessaire de connaître un peu de vocabulaire pour une bonne utilisation.

1.8.3.1 Vocabulaire général (Anglais classique) :

Steady state : état stationnaire (= invariable dans le temps)

steady flow : écoulement stationnaire (ou permanent)

Assumption : Hypothèse

1.8.3.2 Vocabulaire particulier au logiciel :

Open cycle : Désigne ici ce qu'on appelle un système ouvert c'est à dire que le fluide circule à l'intérieur de l'appareil.

Closed cycle : désigne ici ce que nous avons appelé un système fermé c'est à dire qu'on considère les évolutions d'une masse (Control mass) de fluide bien déterminée. Il n'y a pas ici de circulation de matière entre différents organes de la machine.

Design : conception, ici prend le sens de projet

Tools : Outils

Meter : appareil de mesure. Désigne ici un panneau sur lesquels sont affichées les valeurs des paramètres caractérisant soit un état du système en un point du cycle soit une des transformations.

Quelques traductions supplémentaires :

dot = point (typographique)

Q-dot = \dot{Q} = Puissance calorifique

Shaft power = \dot{W} = puissance mécanique (attention signe opposé à notre convention)

m-dot = \dot{m} = débit massique.

specific work = w =travail massique

specific work-s = travail massique isentropique.[13]

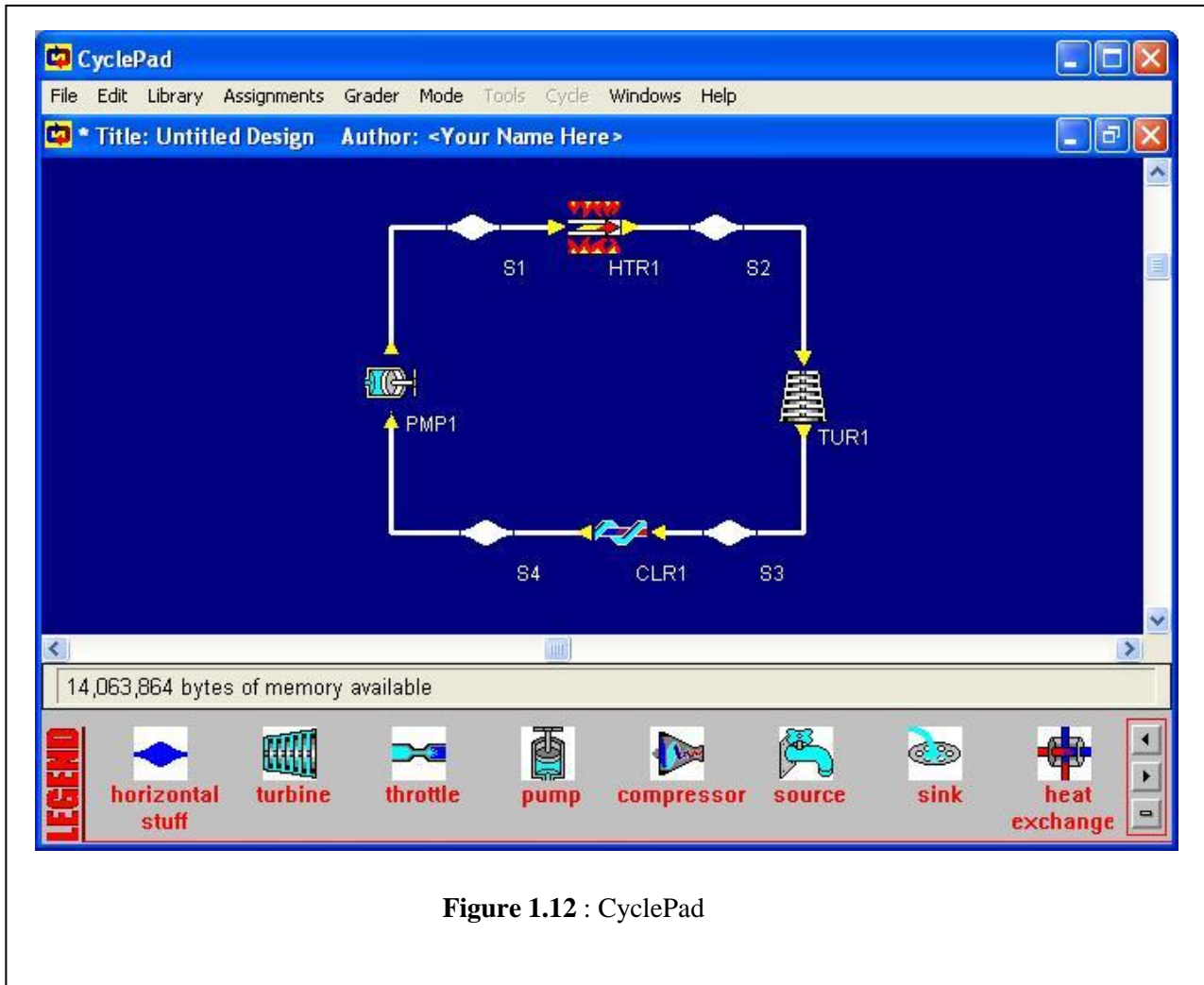


Figure 1.12 : CyclePad

1.9 Conclusion :

Les généralités sur la thermodynamique ont été revus dans ce chapitre et l'intérêt de cela a été d'introduire certains cycles thermodynamique qu'il soient idéals ou réels tels que le cycle de Stirling, cycle d'Ericsson et le cycle de Carnot , ainsi le cycle de Rankine qui fera l'objet de notre étude a été lui aussi été présenté au cours de ce chapitre.

A blue scroll graphic with a white border, featuring a white scroll edge on the left and a small white scroll edge on the top right. The text is centered within the scroll.

Chapitre 02: Etude théorique et dimensionnement

2.1 Introduction :

Dans ce chapitre une étude théorique et bibliographique approfondie sur le cycle de Rankine sera effectuée; de ce fait, les composants du cycle ainsi que leurs caractéristiques seront évoqués et par la même occasion, les différentes variantes du cycle de Rankine comme: le cycle de Hirn, le cycle Rankine à resurchauffe.

2.2 Cycle de Rankine:

Le cycle de Rankine peut être considéré comme le cycle de base des turbines à vapeur. Il est constitué par deux transformations isobares (pression constante) et deux transformations isentropiques (entropie constante).

Un cycle de Rankine élémentaire comprend une pompe de circulation, une source de chaleur (ex. chaudière), une turbine pour la conversion de l'énergie thermique en énergie cinétique de rotation, et un condenseur comme source froide (figure 2.1) [11].

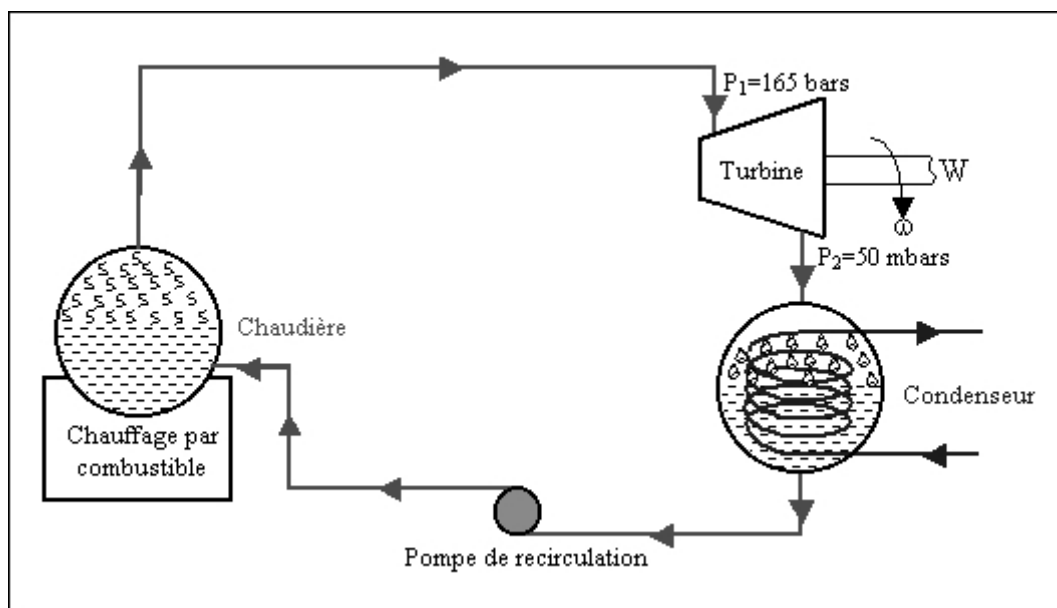


Figure 2.1 : Schéma d'un cycle de Rankine élémentaire

La chaudière produit de la vapeur saturée qui traverse la turbine où elle se détend avant de se condenser, puis l'eau condensée retourne à la chaudière à travers la pompe de recirculation.

2.2.1 Composantes d'un cycle de Rankine :

2.2.1.1 Turbine à vapeur :

Une turbine à vapeur (TAV) contient quatre éléments principaux, et ces derniers diffèrent d'une installation à une autre.[14]

2.2.1.2 La pompe :

Les pompes sont des appareils qui génèrent une différence de pression entre le condenseur et la chaudière. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

Le rôle de la pompe dans la TAV c'est :

- d'alimenter la chaudière de l'eau condensée précédemment par le condenseur.
- élever la pression de l'eau liquide.[14]

2.2.1.3 La chaudière :

Chaque turbine à vapeur utilise une chaudière pour transformer l'eau en vapeur. Une chaudière est simplement un grand réservoir d'eau avec des tuyaux débouchant dans et hors de celui-ci, et un élément chauffant. En substance, il est d'une grande bouilloire. Gaz, le pétrole, le bois, le charbon et les déchets municipaux sont des combustibles typiques brûlés pour chauffer l'eau. Les centrales nucléaires utilisent des générateurs de turbines à vapeur pour transformer la chaleur de la fission nucléaire en électricité.

Le rôle du générateur de vapeur est d'extraire l'énergie calorifique du combustible pour la céder à l'eau et produire de la vapeur à des paramètres fixés. Il constitue la source chaude du cycle thermodynamique. Cette vapeur sera utilisée par la turbine pour fournir de l'énergie mécanique [7].

2.2.1.4 La turbine:

Après que l'eau est chauffée en vapeur, elle quitte la chaudière par un tuyau renforcé et se déplace à la turbine. La turbine est un ensemble de filage de lames formées en angle pour attraper la vapeur entrante. La vapeur d'eau dans le tuyau est sous haute pression. Quand elle entre dans la turbine plus spacieuse, elle se dilate pour remplir l'espace disponible et accélère comme elle se répand. Cela pousse contre les fans de la turbine, tournant sur son axe. Certains générateurs de turbines à vapeur ont une turbine, d'autres ont de multiples étages de turbines

de différentes tailles, pour obtenir plus de travail hors de la vapeur. Il existe plusieurs styles différents de pale de turbine, chacun avec ses propres avantages et inconvénients.[12]

2.2.1.5 Le condenseur :

Afin de maximiser le rendement de la turbine à vapeur, la pression et la température de la sortie de vapeur doivent être aussi basses que possible. Pour cela, la vapeur qui sort de la turbine est dirigée vers le condenseur où elle est refroidie et condensée. Le condenseur est un échangeur de chaleur avec des milliers de tubes dans lesquels l'eau du circuit de refroidissement circule. La vapeur circule sur les tubes et se condense au contact de ceux-ci. L'eau du circuit de refroidissement extrait alors la chaleur de la vapeur [6].

2.2.2 Présentation du cycle de Rankine sur un diagramme (T-S) :

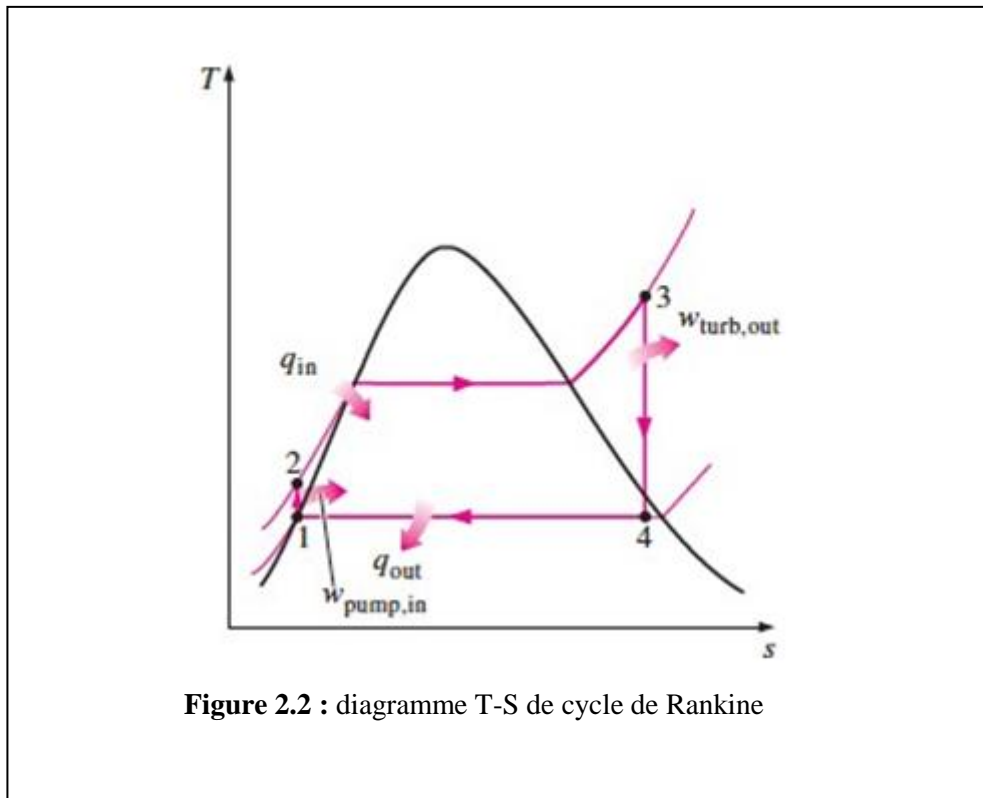
Le cycle de Rankine élémentaire se compose des quatre évolutions suivantes (figure 2.2):

1→2 : une compression isentropique dans la pompe,

2→3 : un apport de chaleur à pression constante dans la chaudière,

3→4 : une détente isentropique dans la turbine,

4→1 : une évacuation de chaleur à pression constante dans le condenseur.



Il est à signaler que dans plusieurs documents le point 3 (l'état 3 dans la figure 2.2) du cycle de Rankine élémentaire se trouve sur la courbe de rosée. Si la température T_3 est supérieure à la température de saturation à la pression P_3 le cycle est appelé, parfois, cycle de Rankine à surchauffe.

Le bilan énergétique du cycle s'établit comme suit :

Travail fourni à la pompe (1→2) :

$$w_p = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1) \quad (2.1)$$

La chaleur fournie par la chaudière (2→3) :

$$q_H = h_3 - h_2 \quad (2.2)$$

Le travail produit par la turbine (3→4) :

$$w_t = h_4 - h_3 \quad (2.3)$$

La chaleur évacuée par le condenseur (4→1) :

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (2.4)$$

Le travail net du cycle w :

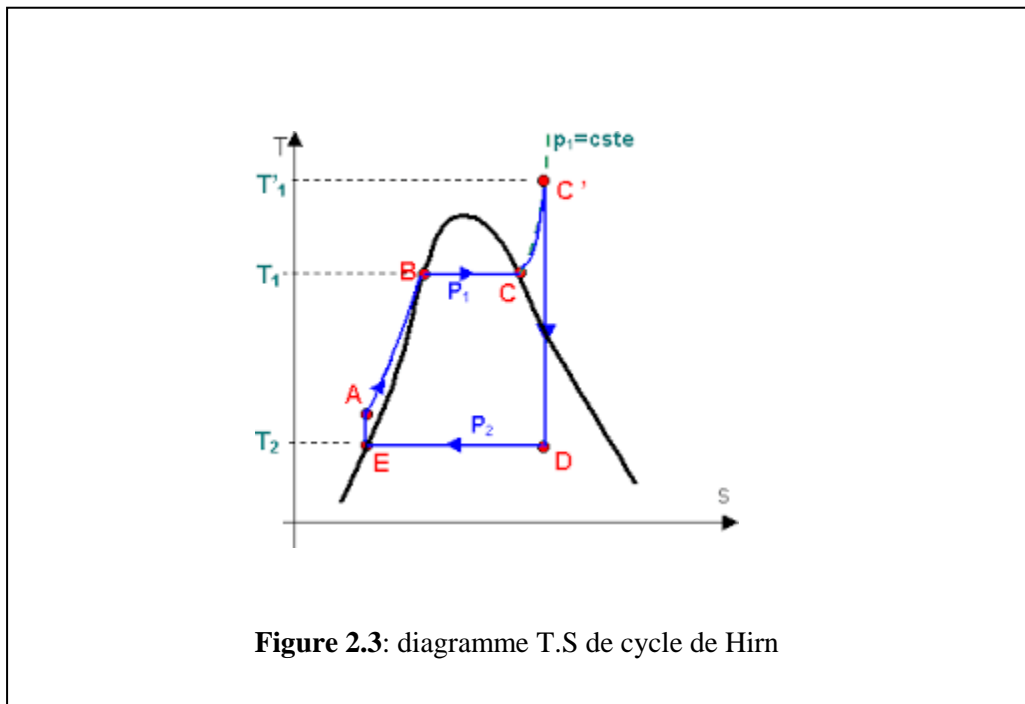
$$w = w_t + w_p = -(q_H + q_L) \quad (2.5)$$

Le rendement thermique du cycle de Rankine :

$$\eta_{th_R} = -\frac{-w}{q_H} = 1 + \frac{q_L}{q_H} \quad (2.6)$$

2.3 Cycle de Hirn :

Le cycle de Hirn est une variante du cycle de Rankine dans lequel la vapeur sortant de la chaudière est surchauffée à une température supérieure ($T'1$) à la température critique (figure 2.3). L'avantage de cette opération est de réduire la teneur de la vapeur humide en liquide qui risque d'endommager (par érosion) les aubes de la turbine [10].



Le bilan énergétique pour chacun des composants, le travail net ainsi que le rendement de ce cycle sont aussi calculés par les mêmes formules que le cycle de Rankine (de 2.1 à 2.6).

Il est à signaler que « l'appellation cycle de Rankine tend maintenant à être appliquée également au cycle de Hirn [12] ».

2.4 L'effet des irréversibilités sur le cycle de Rankine :

Le cycle réel de la turbine à vapeur diffère du cycle idéal pour plusieurs raisons, comme [10]:

- Les irréversibilités dans la pompe et dans la turbine.
- les pertes de charges dans la chaudière, le condenseur et la tuyauterie entre les différents composants.

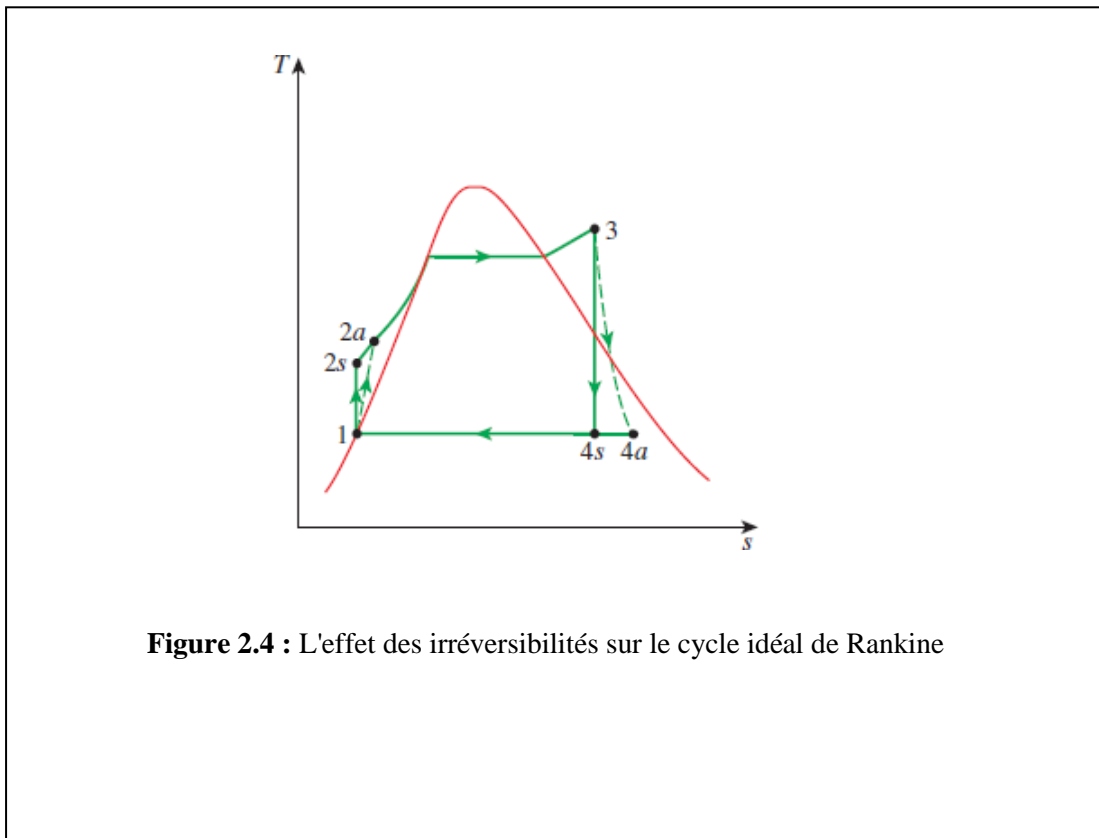


Figure 2.4 : L'effet des irréversibilités sur le cycle idéal de Rankine

Afin de tenir compte des irréversibilités de la pompe et de la turbine (figure 2.4) on définit les deux coefficients suivants [10]:

Le rendement isentropique de la pompe η_p :

$$\eta_p = \frac{w_{ps}}{w_{pa}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.7)$$

Le rendement isentropique de turbine η_T :

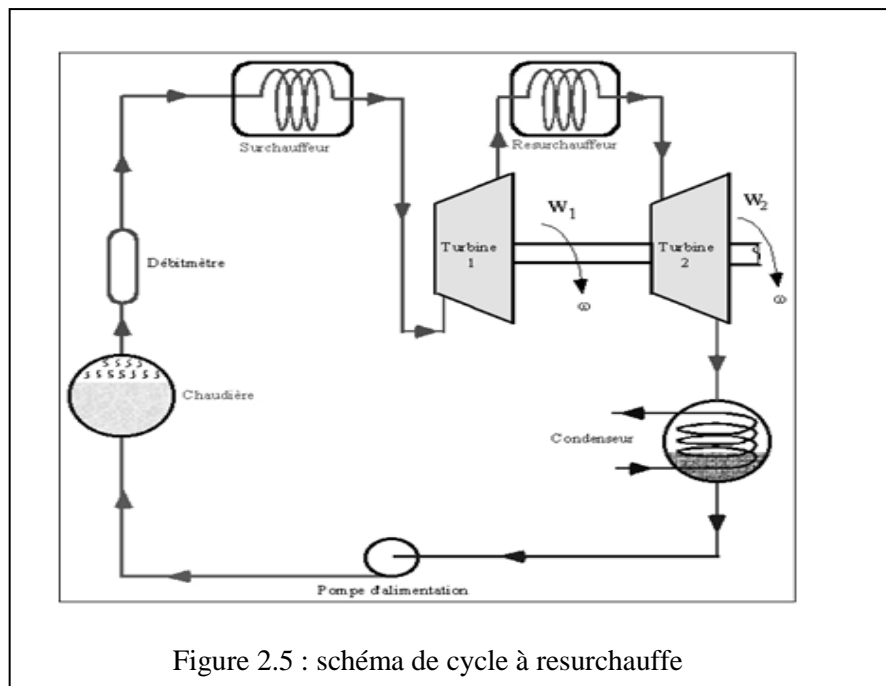
$$\eta_T = \frac{w_{Ta}}{w_{Ts}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.8)$$

Dans les relations (2.7) et (2.8) l'indice a correspond aux états réels alors que l'indice s correspond aux états résultant d'une évolution isentropique.

2.5 Cycle Rankine à resurchauffe :

Dans ce cas la détente isentropique se fait dans deux étages de la turbine (transformations isentropiques 3-4 et 5-6, Figure 2.6) entre lesquelles la vapeur subit une resurchauffe

(transformation isobare 4-5). La resurchauffe accroît le taux de la vapeur dans la turbine et augmente de 4 à 5% le rendement thermique du cycle de Rankine [10].



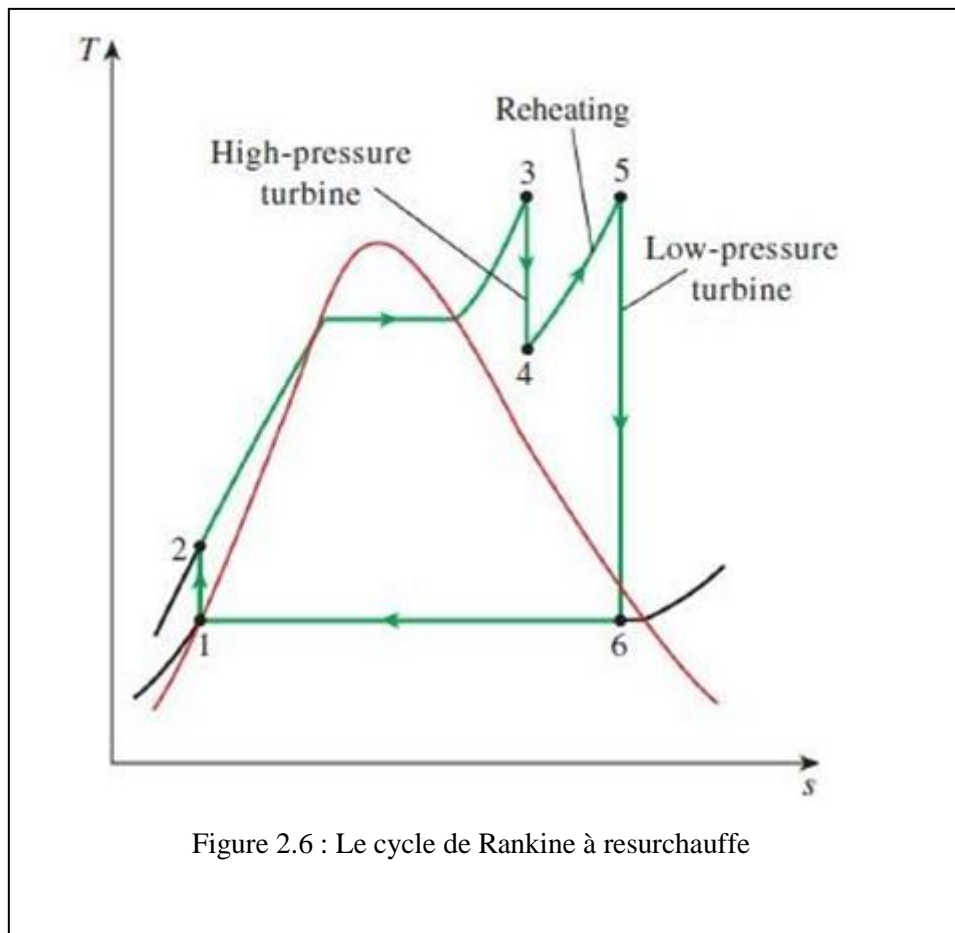


Figure 2.6 : Le cycle de Rankine à resurchauffe

Le bilan énergétique pour chacun des composants est comme suit :

Le travail fourni à la pompe :

$$w_p = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1) \quad (2.9)$$

La quantité de chaleur de surchauffe :

$$q_{H1} = h_3 - h_2 \quad (2.10)$$

Le travail fourni par le premier étage de la turbine (haute pression) :

$$w_{t1} = h_4 - h_3 \quad (2.11)$$

La quantité de chaleur de resurchauffe :

$$q_{H2} = h_5 - h_4 \quad (2.12)$$

Le travail fourni par le deuxième étage de la turbine (basse pression) :

$$w_{t2} = h_6 - h_5 \quad (2.13)$$

La quantité de chaleur dégagée au condenseur :

$$q_1 = h_1 - h_6 \quad (2.14)$$

Le travail net du cycle :

$$w = w_{t1} + w_{t2} + w_p = -(q_{H1} + q_{H2} + q_L) \quad (2.15)$$

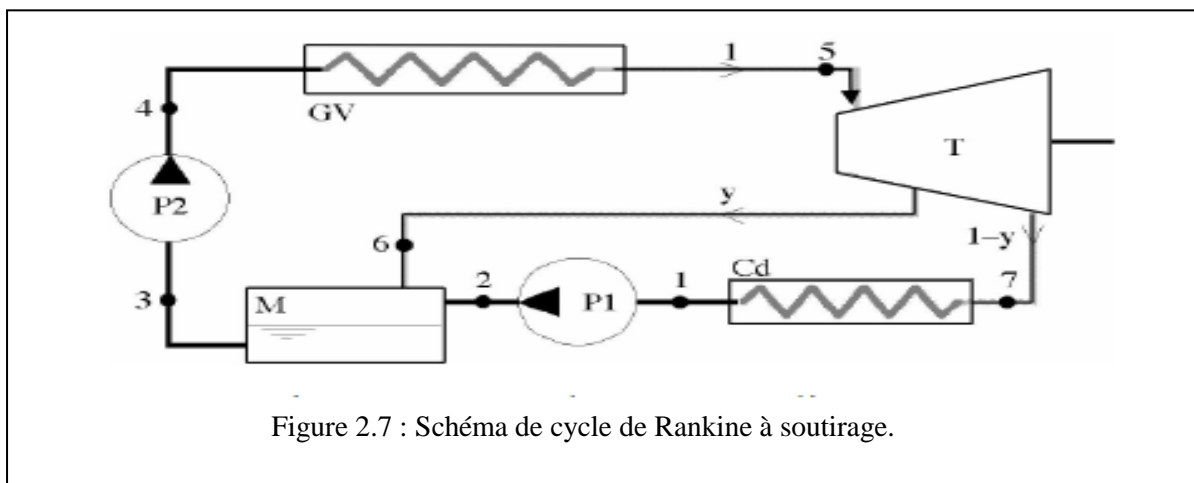
Le rendement thermique du cycle à resurchauffe :

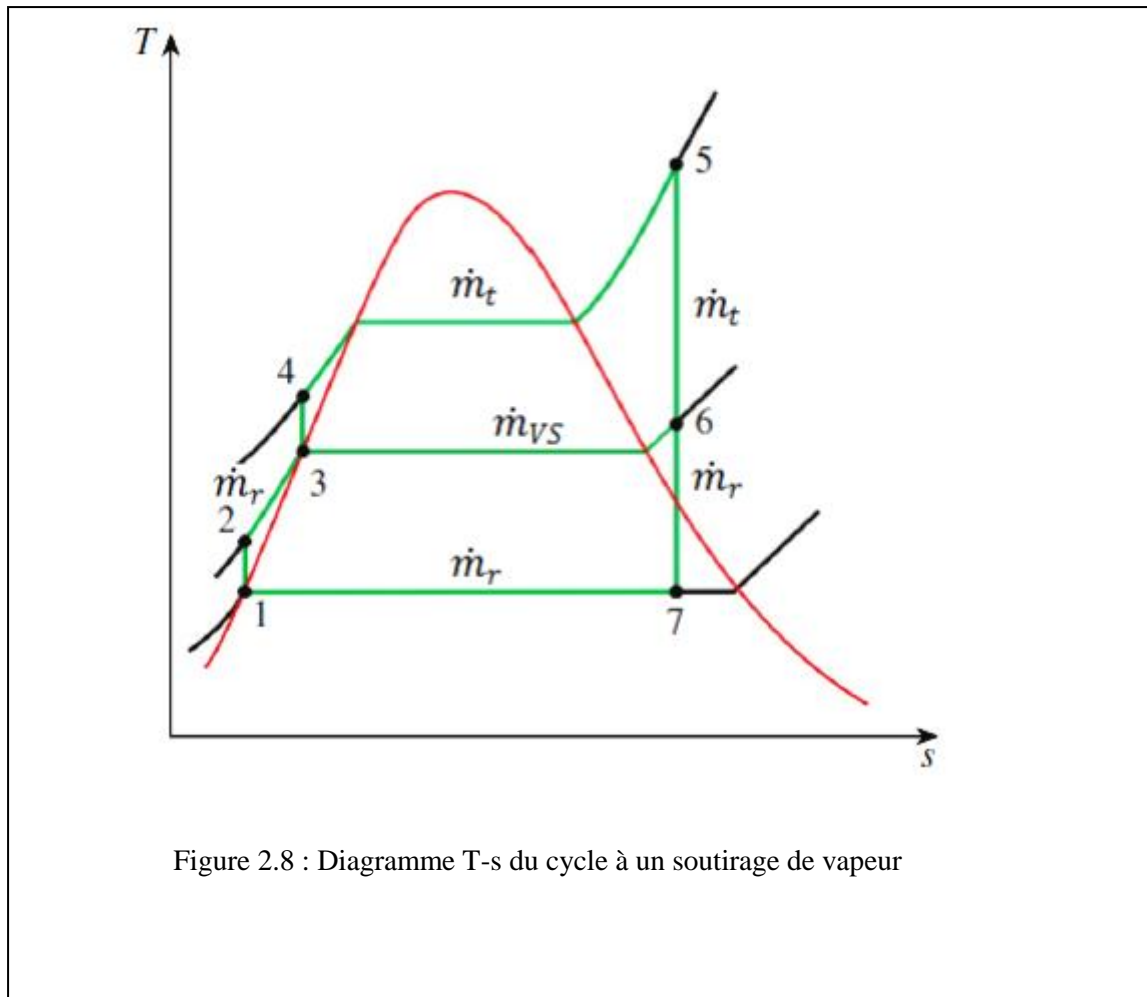
$$\eta_{th_R} = \frac{-w}{q_{H1} + q_{H2}} = 1 + \frac{q_L}{q_{H1} + q_{H2}} \quad (2.16)$$

2.6 Cycle de Rankine à un soutirage

Ce cycle, afin d'augmenter le rendement du cycle de Rankine avec surchauffe (c.-à-d. de Hirn), propose d'élever la température du liquide sortant de la pompe avant de l'admettre dans la chaudière [10]. Cette technique, appelée régénération (ou soutirage), consiste à soutirer une petite partie de la vapeur de la turbine puis à détourner cette partie dans un échangeur de chaleur, appelé « régénérateur », « réchauffeur » ou « mélangeur ». Le schéma de ce cycle est illustré par la figure 2.7.

Ainsi, le soutirage c'est une opération permet de prélevé une fraction de vapeur dans la turbine à une pression intermédiaire que réchauffe de l'eau à la sortie de la pompe.





La conservation du débit massique à travers un volume de contrôle renfermant les deux étages de la turbine se traduit par la relation suivante [10]:

$$\dot{m}_{vS} + \dot{m}_r = \dot{m}_t \quad (2.17)$$

Où :

\dot{m}_{vS} : Le débit massique de la vapeur soutirée de la turbine .

\dot{m}_r : Le débit massique de la vapeur restante .

\dot{m}_t : Le débit massique totale .

Si on note par y la fraction de vapeur soutirée de la turbine alors :

$$y = \frac{\dot{m}_{VS}}{\dot{m}_t} \quad (2.18)$$

La fraction du flux total restant de la turbine (la vapeur qui a subi la deuxième détente 6 → 7) est

Alors égale à $(1-y)$:

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} = 1 - y \quad (2.19)$$

A l'état 3 l'eau et un liquide saturé, se traduit par la relation suivante :

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} \quad (2.20)$$

Le bilan énergétique de ce cycle est donné par l'ensemble des relations suivantes :

Pompe 1 :

$$w_{p1} = (1 - y)(h_2 - h_1) = (1 - y)v_1(P_2 - P_1) \quad (2.21)$$

Pompe 2 :

$$w_{p2} = h_4 - h_3 = v_3(P_4 - P_3) \quad (2.22)$$

Chaudière :

$$q_H = h_5 - h_4 \quad (2.23)$$

Turbine :

$$w_t = (h_6 - h_5) + (1 - y)(h_7 - h_6) \quad (2.24)$$

Condenseur :

$$q_L = (1 - y)(h_1 - h_7) \quad (2.25)$$

Le travail net du cycle :

$$w = w_t + w_{p1} + w_{p2} = -(q_H + q_L) \quad (2.26)$$

Le rendement thermique du cycle à un soutirage de vapeur :

$$\eta_{th} = \frac{-w}{q_H} = 1 + \frac{q_L}{q_H} \quad (2.27)$$

2.7 Conclusion :

il a été question dans ce chapitre de la présentation détaillée du cycle de Rankine ainsi que ces différentes variantes tels que Le cycle de Hirn, le cycle Rankine à resurchauffe dans l'application pourrait permettre d'optimiser et d'améliorer son rendement du cycle de Rankine élémentaire

A blue scroll graphic with a white border and decorative scroll ends on the left and right sides. The text is centered within the scroll.

Chapitre 03 : Résultats et interprétations

3.1 Introduction :

Ce chapitre illustre l'application du modèle thermodynamique évoqué dans les chapitres précédents à savoir le cycle de Rankine. L'objectif de ce chapitre est de chercher un moyen d'optimiser son rendement thermique en essayant de se rapprocher le plus possible de celui obtenu avec le cycle théorique de Carnot. A cet effet le cycle de Rankine sera pris comme un cycle de référence en y ajoutant dans un premier temps une ou plusieurs étapes de régénération tout en fixant les paramètres tels que les pressions et les températures. Cette étude est basée sur nos connaissances théoriques et les propriétés des composants du cycle de tel sorte à ce que des rendements optimums soient obtenus. Un surchauffeur est incorporé à ce cycle et une augmentation de la température de la chaudière seront aussi traités pour voir leurs impacts sur l'efficacité de ce cycle thermodynamique.

Notre but :

L'un des moyens les plus courants d'améliorer l'efficacité d'un cycle à vapeur consiste à utiliser la régénération, un processus dans lequel la chaleur est extraite de la vapeur entre les étages de la turbine et utilisée pour chauffer l'eau lors de son passage dans les étages de la pompe. En utilisant CyclePad, nous allons modifier un cycle de Rankine et examiner les effets de la régénération sur le rendement thermodynamique du cycle.

3.2 Le cycle Rankine de base :

Nous comparerons notre cycle de régénération à un cycle de Rankine typique. Le cycle de Rankine auquel nous allons comparer a les paramètres suivants :

Les limites de fonctionnement sont :

- Pression de chauffe de 5 MPa
- Température de sortie du réchauffeur de 400 C
- Pression plus froide de 10 kPa
- et ses efficacités sont
- Rendement Carnot : 52,6%
- Rendement thermique : 36,2 %

Le cycle de régénération que nous examinons fonctionnera dans les mêmes limites. Pour référence, la disposition du cycle Rankine est illustrée ci-dessous.

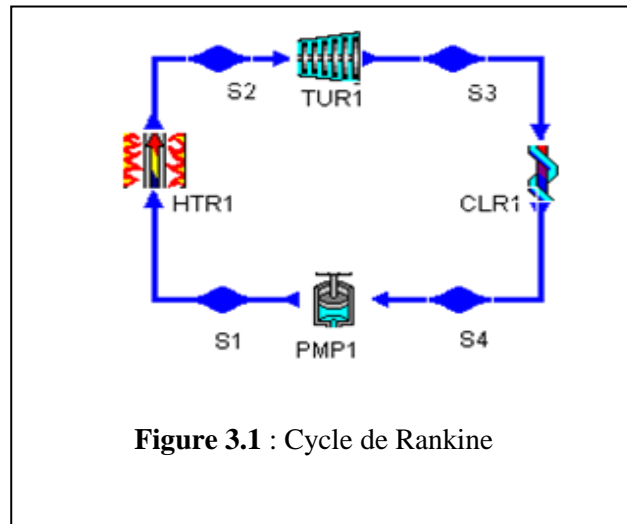


Figure 3.1 : Cycle de Rankine

3.3 Le cycle de Rankine avec Régénération :

3.3.1 Améliorer l'efficacité des cycles :

L'amélioration de l'efficacité du cycle consiste presque toujours à faire en sorte qu'un cycle ressemble davantage à un cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes limites de température haute et basse. Le cycle de Carnot est au maximum efficace, en partie parce qu'il reçoit tout son ajout de chaleur à la même température, qui est la température la plus élevée du cycle. De même, il rejette toute sa chaleur à la même basse température. Le diagramme T-s ci-dessous détaille le fonctionnement d'un cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes limites de température que notre cycle de Rankine.

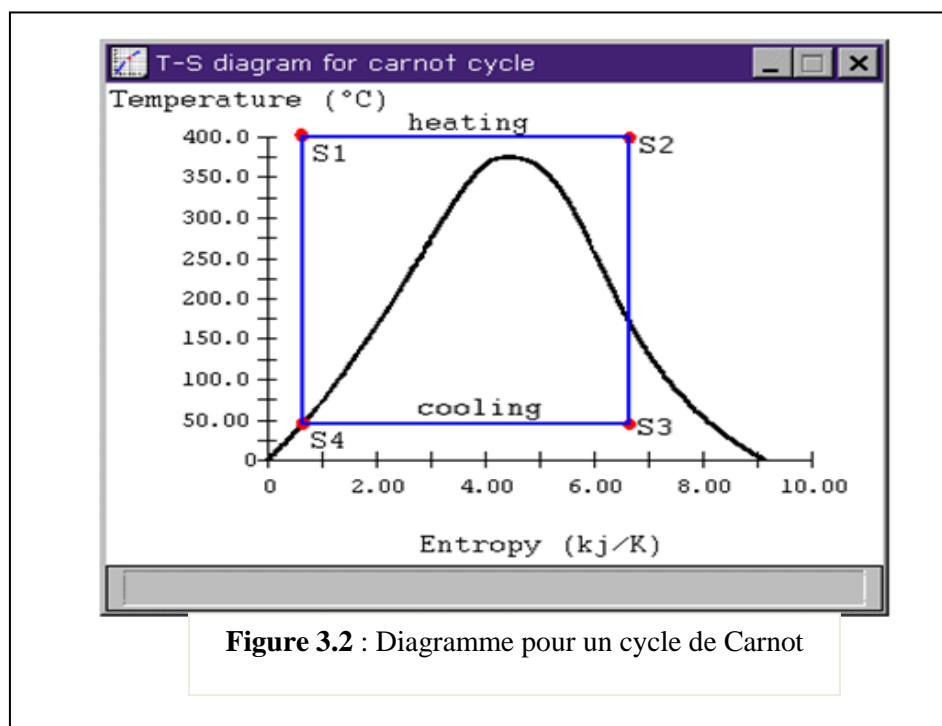


Figure 3.2 : Diagramme pour un cycle de Carnot

La plupart des cycles n'ont pas tout leur ajout ou rejet de chaleur à une température. Ainsi, lorsque nous cherchons à améliorer l'efficacité d'un cycle, nous considérons souvent la température moyenne d'ajout de chaleur, T_a et la température moyenne de rejet de chaleur, T_r . Ceux-ci reflètent ce qu'aurait été la température si la même quantité de chaleur avait été ajoutée (ou rejetée) à une seule température. Ils nous permettent de traiter l'amélioration des rendements de cycle comme nous le ferions pour un cycle de Carnot : en augmentant T_a ou en abaissant T_r . Pour le transfert de chaleur réversible, la température moyenne d'ajout de chaleur est

$$T_a = Q_{in} / DS$$

et la température moyenne de rejet de chaleur est

$$T_r = Q_{out} / DS$$

Pour des cycles plus efficaces, nous aimerions ajouter de la chaleur à une température plus élevée et la rejeter à une température plus basse.

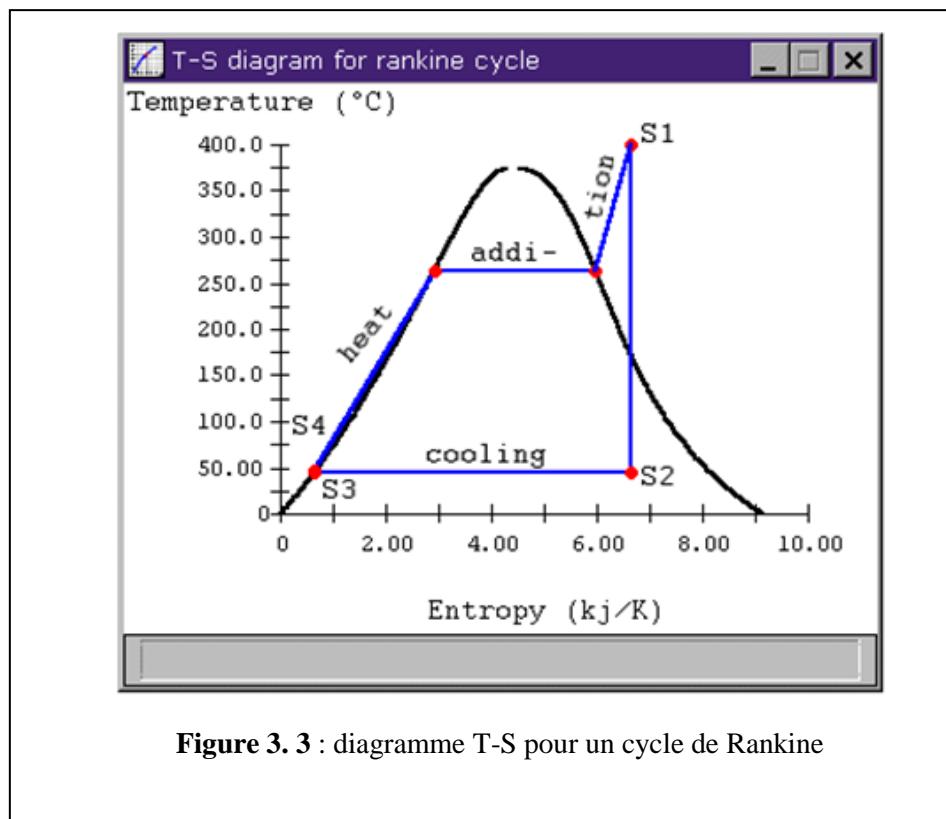


Figure 3.3 : diagramme T-S pour un cycle de Rankine

Sachant cela, regardons la figure 3.3. Dans le cycle de Rankine, les équations ci-dessus nous indiquent que nous ajoutons de la chaleur entre les états S4 et S1 à une température moyenne d'environ 226,7 C. Le rejet de chaleur de S2 à S3 se produit à la température de saturation la plus froide, de 45,8 C. Comme vérification rapide, nous pouvons trouver l'efficacité thermique du cycle de Rankine en appliquant la relation pour l'efficacité de Carnot aux températures moyennes du cycle de Rankine :

$$h = (T_a - T_r) / T_a = (226,7 - 45,8) / (226,7 + 273,15) = 36,2 \%$$

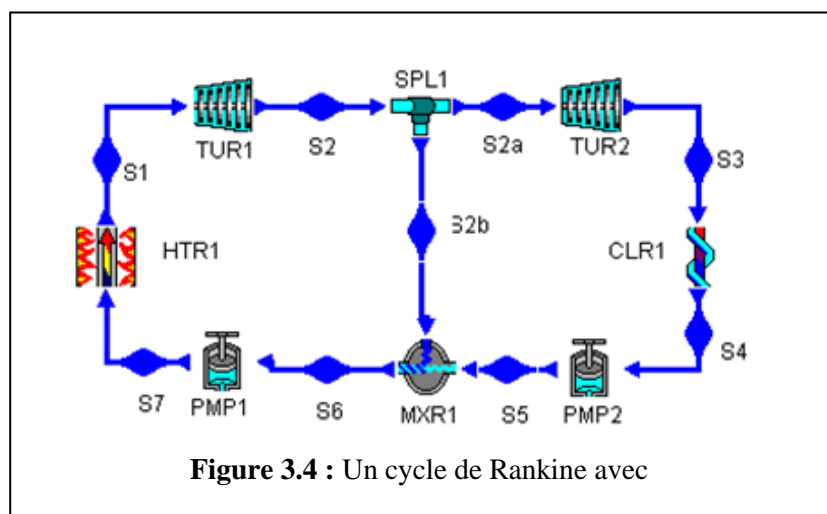
Ce qui est la même réponse que nous obtenons en appliquant la relation habituelle $h = W_{net} / Q_{hi}$.

3.3.2 Comment fonctionne la régénération :

L'idée derrière la régénération est que nous divisons la turbine en étages haute pression et basse pression et faisons de même pour la pompe. Ensuite, nous pouvons détourner une partie de la chaleur du fluide à sa sortie de la turbine haute pression et l'ajouter au fluide froid sortant de la pompe basse pression, envoyant ainsi un fluide à température plus élevée vers le réchauffeur. Nous verrons cela plus en détail dans une minute, mais maintenant nous en savons assez pour construire le cycle de Rankine avec régénération.

3.3.3 Choix des hypothèses de régénération :

Une fois la mise en page de conception terminée, nous passons à l'ajout des hypothèses qui permettent à CyclePad de résoudre le cycle. Pour cet exemple, il y a quatre endroits où nous devons faire de nouvelles hypothèses : la sortie de la turbine haute pression (S2), le splitter (SPL1), la sortie de la pompe basse pression (PMP2), et l'entrée de la pompe haute pression (PMP1). Nous examinerons chacun d'eux à tour de rôle.



3.3.3.1 La sortie de la turbine haute pression (S2) :

Quelle pression choisissons-nous pour l'eau d'alimentation extraite ? Nous ne savons pas encore, nous choisirons donc 200 kPa, ce qui donne aux deux turbines des rapports de pression de 25 et 20. Cela les rend à peu près égaux et empêche l'une ou l'autre d'avoir un rapport de pression astronomiquement élevé. (Le cycle de Rankine original avait un PR de turbine égal à 500 !) Plus tard, lorsque nous aurons résolu le cycle et que nous pourrions laisser CyclePad faire des analyses de sensibilité, nous verrons si une autre pression fonctionne mieux.

3.3.3.2 Le séparateur (SPL1) ;

Le répartiteur permet de prélever une partie du fluide de travail de l'étage de turbine haute pression et de l'acheminer vers le mélangeur. L'hypothèse que nous faisons ici est que le séparateur est isoparamétrique. Cela signifie que les éléments sortant du séparateur sont les mêmes que ceux qui y entrent.

Note rapide :

L'autre hypothèse est que le séparateur n'est pas isoparamétrique. Cela simule des situations où nous utilisons un séparateur spécial qui nous permet de séparer le mélange saturé en deux flux qui ont chacun des proportions différentes de liquide et de vapeur. Par exemple, nous pourrions diviser 1 kg/sec, flux de qualité 60 % en une paire de flux de qualité 0,4 kg/sec, 0 % et 0,6 kg/sec, qualité 100 %. Cela permet à chaque flux d'avoir des propriétés spécifiques différentes (v , h , etc.), bien qu'ils aient toujours la même température et la même pression.

Nous pourrions penser que cela serait avantageux pour la régénération afin que nous puissions envoyer uniquement de la vapeur saturée (qui a une enthalpie plus élevée) à la turbine basse pression et en tirer plus de travail et envoyer le reste de mauvaise qualité pour chauffer l'eau entrant dans la pompe à haute pression. Alors pourquoi ne pas faire ça ? Il s'avère qu'une telle approche n'améliorerait pas l'efficacité du cycle. Notre condition de pompe haute pression (S6 ci-dessous) exige que l'enthalpie totale H (pas h) entrant dans la pompe haute pression soit constante, de sorte que la qualité inférieure de la vapeur entrant dans le mélangeur nécessite un débit massique plus élevé dans le mélangeur, annulant le profit de la vapeur h plus élevée qui entre dans la turbine basse pression. C'est-à-dire que nous pourrions envoyer moins d'énergie à la pompe, mais nous devrions en envoyer plus.

3.3.3.3 La sortie de la pompe basse pression (S5) :

Quelle pression doit avoir l'eau à cet état ? Cette eau, qui entre dans la pompe à la pression la plus froide, doit être pompée jusqu'à la pression de l'eau extraite de la turbine haute pression. Il s'agit d'une simple question d'hydrostatique : si nous l'abaïssons, l'eau d'extraction à haute pression refluera à travers la pompe basse pression et, si nous la réduisons plus haut, l'eau de la pompe basse pression refluera à travers le séparateur.

On pourrait juste régler cette pression à 200 kPa, la pression que l'on fixe à la sortie de la turbine haute pression. Cependant, la meilleure approche consiste à dire à CyclePad de rendre les deux pressions égales, en utilisant l'option "Equate T(S5) à un autre paramètre". De cette façon, lorsque nous devons expérimenter différentes pressions d'eau d'alimentation, nous n'avons pas besoin d'effectuer le changement à deux endroits.

3.3.3.4 L'entrée de la pompe haute pression (S6) :

Notre objectif en ajoutant de la chaleur à cette eau est d'augmenter sa température avant qu'elle n'entre dans le réchauffeur et d'améliorer l'efficacité du cycle. L'eau sortant de la pompe basse pression n'est qu'à 46 °C et l'eau entrant dans le réchauffeur dans le cycle Rankine d'origine était à peu près à la même température (ajouter de la pression à un fluide incompressible n'augmente pas beaucoup sa température). À quelle hauteur pouvons-nous chauffer l'eau pour améliorer cela?

La seule limite que nous devons vraiment considérer est l'utilisation pratique de la pompe. Nous nous assurons que l'eau entrant dans la pompe dans un simple cycle de Rankine est un fluide saturé car les pompes ne peuvent pas très bien gérer la vapeur. Nous avons ici la même considération. Nous voulons chauffer cette eau autant que possible, mais pas au point qu'une partie recommence à se vaporiser. Rappelons que c'est l'état d'un liquide saturé. C'est notre hypothèse pour l'entrée de la pompe haute pression : elle est saturée de qualité = 0.

3.3.4 Examen des efficacités de régénération :

3.3.4.1 L'effet sur l'efficacité du cycle :

Nous avons maintenant apporté les modifications nécessaires pour ajouter une étape de régénération à notre cycle Rankine. Voici les nouvelles efficacités et celles du cycle simple de Rankine pour comparaison. Le pourcentage de gain de puissance de sortie du cycle modifié lorsqu'il est alimenté avec la même chaleur que le cycle de Rankine non modifié et les températures moyennes d'ajout de chaleur pour les deux cycles sont également indiqués.

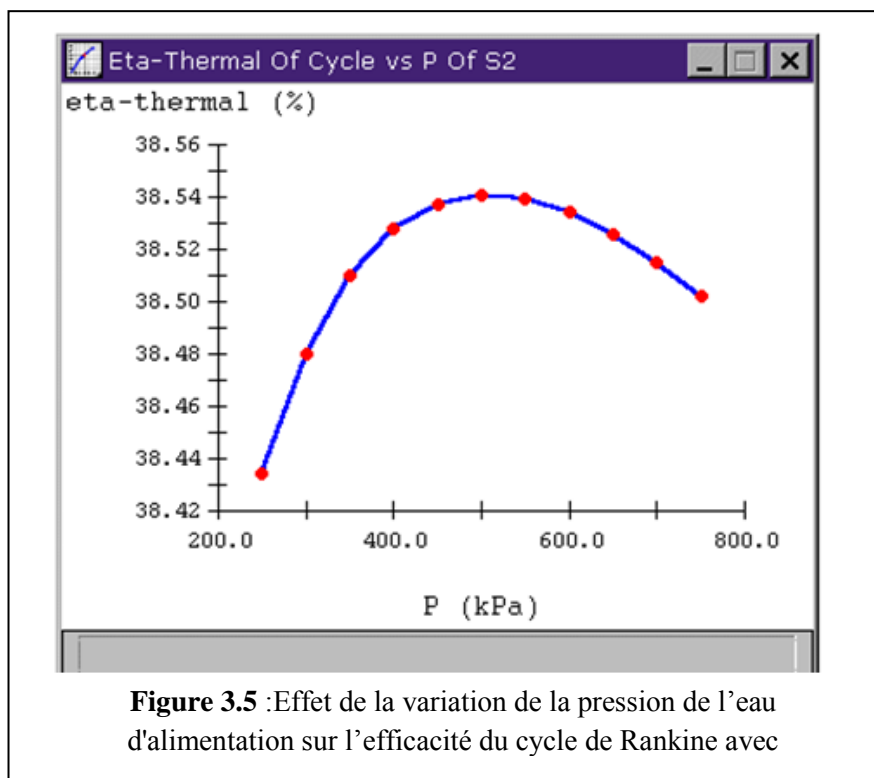
Efficacité des cycles	Cycle de Rankine non modifié	Cycle de Rankine avec régénération
Efficacité Carnot	52.6%	52.6%
Efficacité thermique	36.2%	38.4%
Augmentation de la production d'électricité	0%	6.1%
Température moyenne d'apport de chaleur	226.7 C	251.5C

Tableau 3.1 : les résultats obtenus cycle de Rankine avec régénération

3.3.4.2 Variation de la pression de l'eau d'alimentation :

Pouvons-nous faire encore mieux ? Nous n'avons pris qu'une seule décision quelque peu arbitraire dans le choix des nombres, en choisissant la pression de sortie de la turbine haute pression de sorte que les deux turbines aient des rapports de pression similaires (et bas). Cependant, bien que ce soit un choix valable compte tenu de l'économie de l'achat de turbines, il peut ne pas donner le rendement optimal du cycle.

Nous pouvons examiner la relation entre l'efficacité thermique de notre cycle de régénération et la pression de l'eau d'alimentation (la pression en S2). L'analyse de sensibilité ressemble à ceci :



Il semble y avoir une pression optimale à environ 500 kPa. Il est important de faire attention à l'échelle du graphique, car, bien qu'il puisse y avoir une augmentation de l'efficacité en changeant la pression, les efficacités indiquées varient d'environ 0,1%, ce qui peut ne pas justifier le rapport de pression plus élevé (environ 50) nécessaire dans la turbine basse pression pour accommoder une pression d'eau d'alimentation de 500 kPa.

3.3.5 Ajout d'étapes de régénération supplémentaires :

Bien entendu, la limite de l'amélioration apportée par l'étape de régénération semble être que l'on ne peut ajouter qu'une quantité de chaleur au fluide entrant dans la pompe haute pression avant que le fluide ne commence à s'évaporer, endommageant la pompe. À des pressions plus élevées, le fluide de travail peut contenir plus de chaleur avant de commencer à bouillir. Ainsi, nous pourrions répéter le processus plusieurs fois : ajouter un peu de chaleur jusqu'à ce que l'ébullition se produise presque, puis pomper à une pression plus élevée, puis ajouter plus de chaleur, et ainsi de suite.

Par exemple, en ajoutant une autre étape de régénération à la conception ci-dessus et en cherchant un peu pour trouver de bonnes pressions d'eau d'alimentation, nous pouvons améliorer l'efficacité thermique du cycle à environ 39,5%, ce qui représente une amélioration significative par rapport aux 38,4% avec une étape de régénération. Une troisième étape de régénération porte le rendement à un peu plus de 40%. Jusqu'où cela peut-il aller ? Pour un cycle de Rankine où la vapeur entre dans la chaudière sous forme de gaz surchauffé, on ne pourra jamais atteindre l'efficacité du cycle de Carnot, même avec un nombre infini d'étages de régénération. (Si la vapeur entrait dans la turbine sous forme de vapeur saturée, nous pourrions, en théorie, atteindre l'efficacité de Carnot avec des étages de régénération infinie, mais de tels cycles ne sont pas pratiques pour d'autres raisons que la nécessité d'étages infinis.)

La vraie limite est économique, car le fait d'avoir des étages d'extraction et des pompes supplémentaires augmente le coût de l'installation. À un moment donné, le coût de l'équipement supplémentaire dépasse les économies dues à l'augmentation de l'efficacité du cycle. Sur le plan pratique on a rarement plus de cinq étapes de régénération.

3.4 Pourquoi nous utilisons le réchauffage ?

Considérez le cycle de Rankine illustré à la figure 3.6. Bien qu'à première vue, cela semble être un cycle attrayant (une efficacité thermique de 40% est assez bonne), il présente deux

problèmes considérés comme un dispositif pratique. Premièrement, le rapport de pression supposé à travers la turbine est élevé. Deuxièmement, la vapeur sortant de la turbine (en S3) est humide à plus de 20 %, ce qui peut endommager une vraie turbine.

3.4.1 Réchauffer en cycles vapeur :

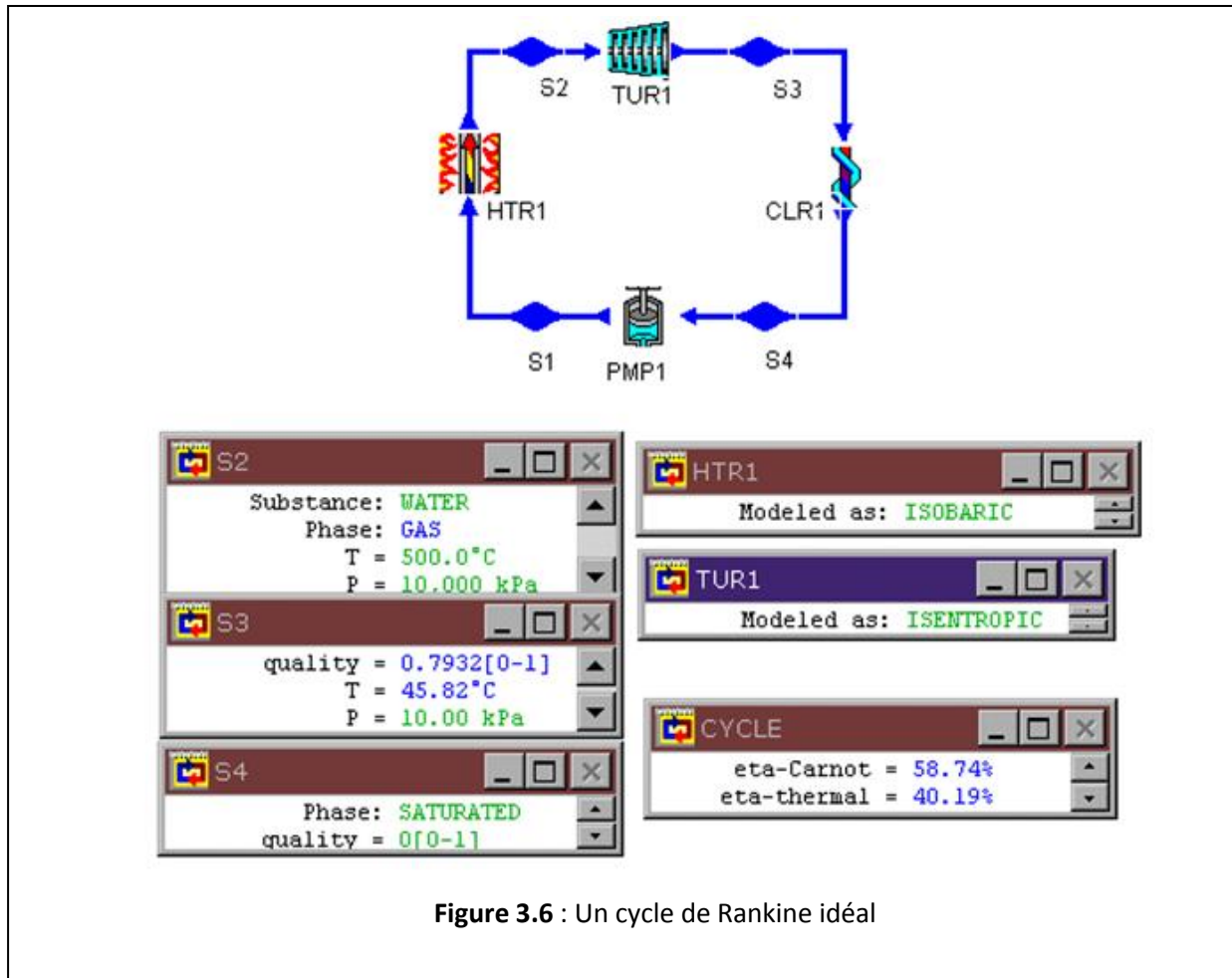


Figure 3.6 : Un cycle de Rankine idéal

Nous pourrions résoudre le problème du rapport de pression en divisant la turbine en deux turbines séquentielles, chacune avec un PR d'environ 32.

La mauvaise qualité de la vapeur à la sortie de la turbine est un problème plus intéressant, et qui peut se produire dans de nombreux cycles de production de vapeur. Lorsque la vapeur à la sortie d'une turbine devient humide, le liquide présent se présente sous forme de gouttelettes d'eau. Si la vapeur n'est pas très humide, la quantité d'eau est faible et les gouttelettes ne sont pas trop gênantes pour le fonctionnement de la turbine. En effet, les gouttes de liquide sont formées par condensation de la vapeur pour former une sorte de brouillard. Comme le

brouillard atmosphérique, ce brouillard contient des gouttes extrêmement petites et les gouttes se déplacent presque à la même vitesse que la vapeur environnante.

Cependant, à mesure que la qualité de la vapeur diminue, la concentration de ces gouttelettes d'eau augmente. Les aubes de turbine se déplacent rapidement à travers la vapeur et ont tendance à collecter les gouttelettes d'eau. C'est parce que les gouttelettes d'eau les plus denses ne se déplacent pas à la même vitesse que la vapeur, et sont donc "ramassées" par la lame. Une fois sur la lame, l'eau forme un film et coule à l'arrière de la lame. Ici, l'eau est ré-entraînée dans la vapeur. Mais cette méthode de formation de gouttelettes est complètement différente de celle d'origine. Les gouttelettes sont d'une taille complètement différente : elles sont beaucoup plus grosses et ne suivent désormais plus le flux de vapeur. Lorsque ces grosses gouttes heurtent les aubes de la turbine, elles peuvent causer beaucoup de dégâts et certainement nuire à l'efficacité de la turbine. Il est souvent considéré comme imprudent de laisser de la vapeur avec des qualités inférieures à environ 85 à 90 % rester dans la turbine.

Il existe deux remèdes disponibles pour ce problème.

Éliminer mécaniquement le condensat de la turbine. Cela peut être fait en aspirant l'eau du carter de la turbine ou des trous dans les aubes de la turbine. Notez que diminuer la qualité de la vapeur (c'est-à-dire permettre à plus d'eau de se condenser) améliore l'efficacité globale, comme l'illustre l'analyse de sensibilité de la figure 3.7. Étant donné que nous pouvons accueillir de la vapeur de qualité inférieure en utilisant cette technique, l'élimination mécanique semble intéressante. Malheureusement, comme l'élimination du condensat d'une turbine en mouvement n'est pas une tâche triviale, cette option complique considérablement la conception de la turbine.

Concevez le cycle de manière à ce que la vapeur à la sortie de la turbine ne soit pas trop humide. C'est là que le processus de réchauffage est utilisé.

Nous examinerons l'ajout d'un processus de réchauffage à un cycle de Rankine, en prêtant attention aux hypothèses de conception nécessaires et en examinant l'effet sur la qualité de sortie de la turbine ainsi que sur l'efficacité thermique du cycle.

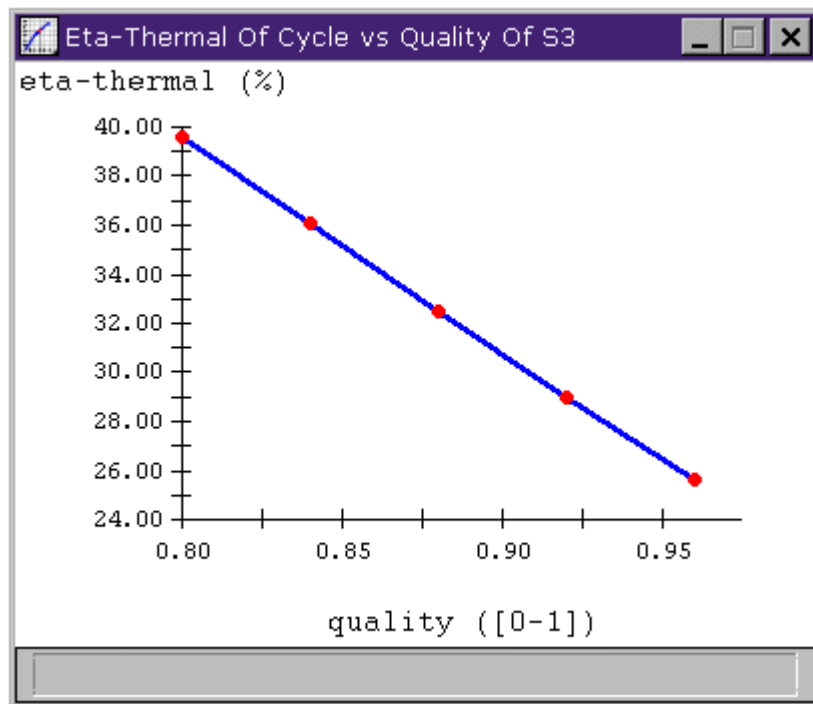


Figure 3.7 : L'augmentation de la qualité de la vapeur à la sortie de la turbine entraîne une diminution de l'efficacité du cycle

3.4.2 Le processus de réchauffage :

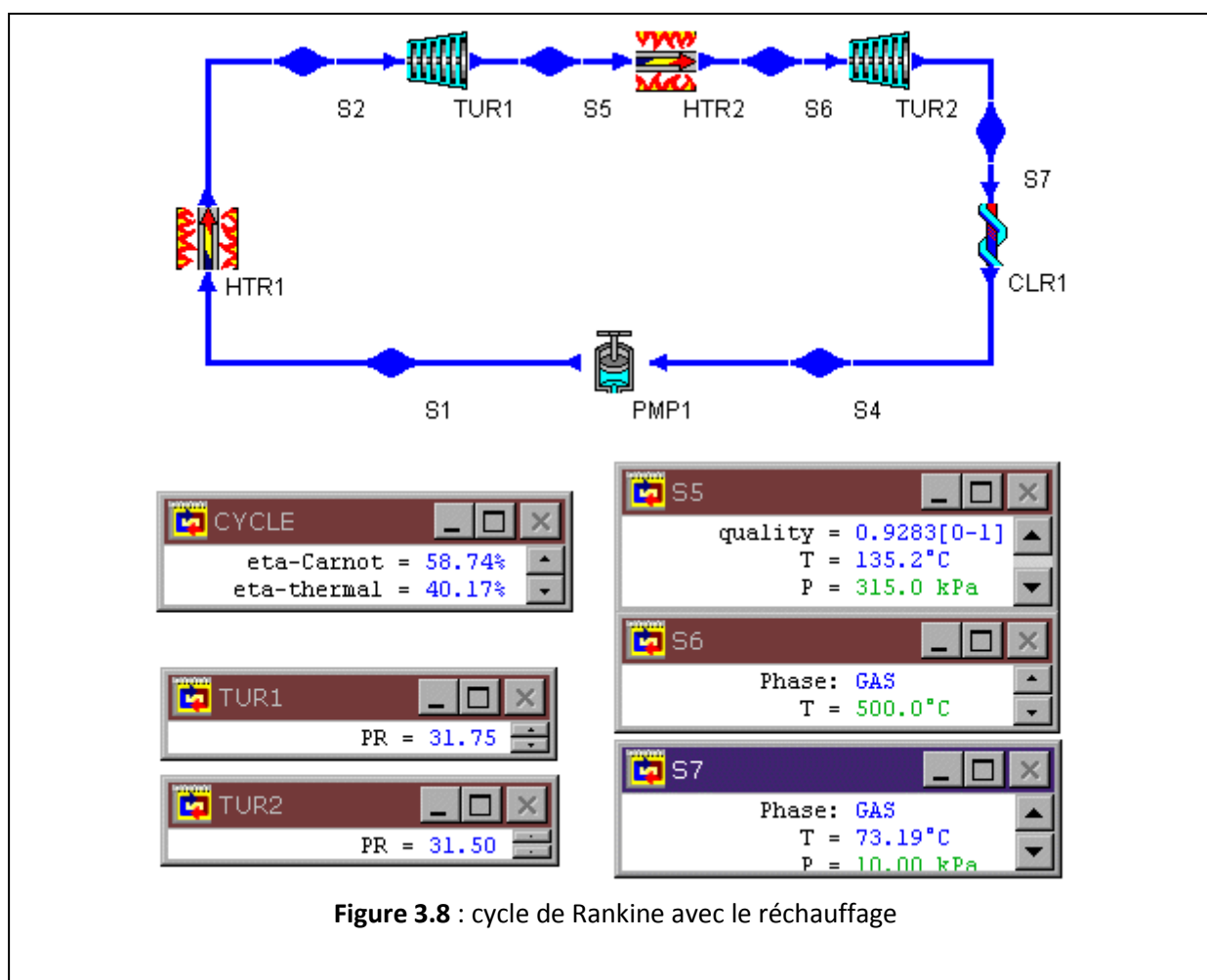


Figure 3.8 : cycle de Rankine avec le réchauffage

Cette deuxième option n'est pas aussi difficile que cela puisse paraître. Considérons le cycle illustré à la figure 3.8. Il s'agit d'un cycle de Rankine conventionnel, sauf que la turbine a été divisée et qu'un processus de chauffage supplémentaire (l'étage de "réchauffage" HTR2) a été ajouté entre les deux turbines.

3.4.3 Les nouveaux composants :

Jetons un coup d'œil aux nouveaux composants et états que nous avons ajoutés pour s'adapter au processus de réchauffage. Nous examinerons certaines des hypothèses qui sous-tendent la conception modifiée.

3.4.3.1 Sortie turbine haute pression (S5) :

Ici, nous pouvons choisir d'extraire la vapeur pour la réchauffer à une pression inférieure à celle laissée TUR1 dans le cycle Rankine. Nous choisissons 315 kPa, ce qui donne un rapport de pression plus raisonnable (mais toujours élevé) de 32. Nous avons choisi cette pression

principalement pour abaisser le rapport de pression de la turbine. Cependant, gardant à l'esprit notre objectif initial, nous vérifions que, bien que cette vapeur commence déjà à se condenser, sa qualité est toujours supérieure à 90 %.

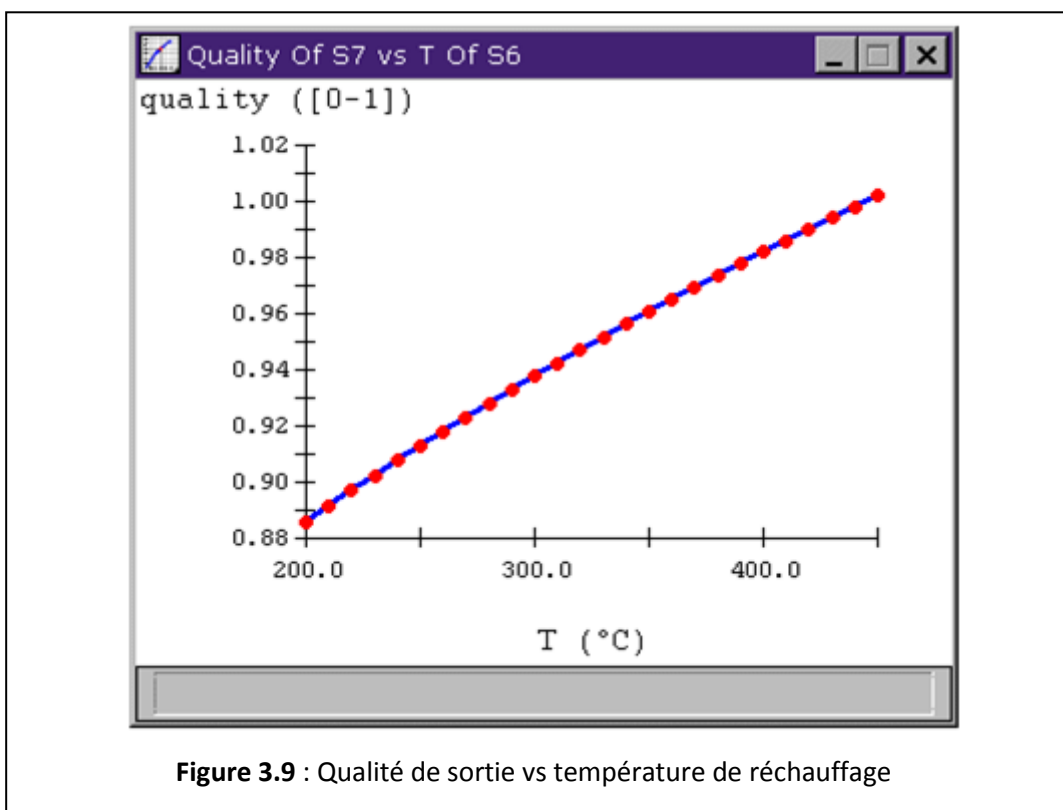
Notez que nous aurions également pu concevoir ce point d'état en supposant que la qualité de sortie est de 90 %. Dans ce cas, notre pression de sortie aurait été proche de 179 kPa et le rapport de pression de la turbine haute pression aurait été d'environ 56.

3.4.3.2 Chaudière de réchauffage (HTR2) :

Puisque nous avons encore affaire à un cycle idéal ici, nous supposons que le deuxième élément chauffant est isobare, comme l'était le premier.

3.4.3.3 Sortie réchauffeur de réchauffage (S6) :

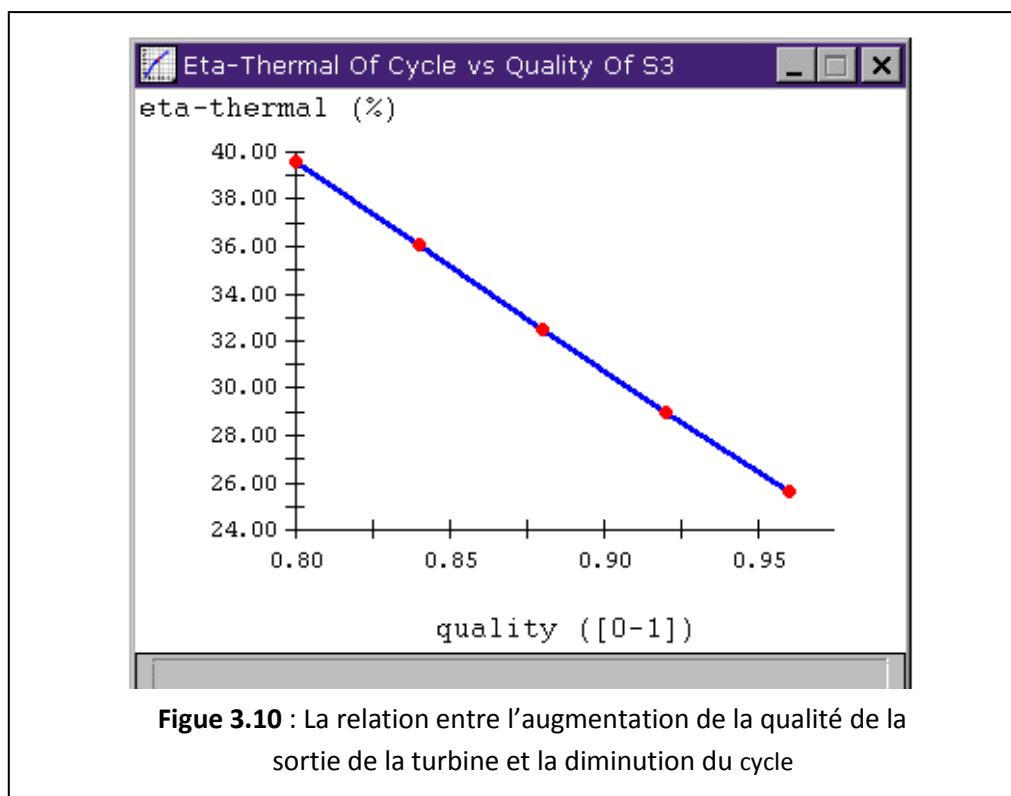
Maintenant que nous avons pris le mélange saturé à la sortie de la turbine haute pression et que nous l'avons à nouveau chauffé dans HTR2, nous devons décider à quelle hauteur le réchauffer. En théorie, nous pouvons réchauffer la vapeur à n'importe quelle température que nous voulons, limitée par des considérations pratiques de notre source de chaleur et des propriétés de la turbine. Bien entendu, nous souhaitons que l'état de sortie basse pression ait une qualité d'au moins 90 %. Un coup d'œil à la figure 4 montre que le choix d'une température supérieure à environ 220 °C y parviendra.



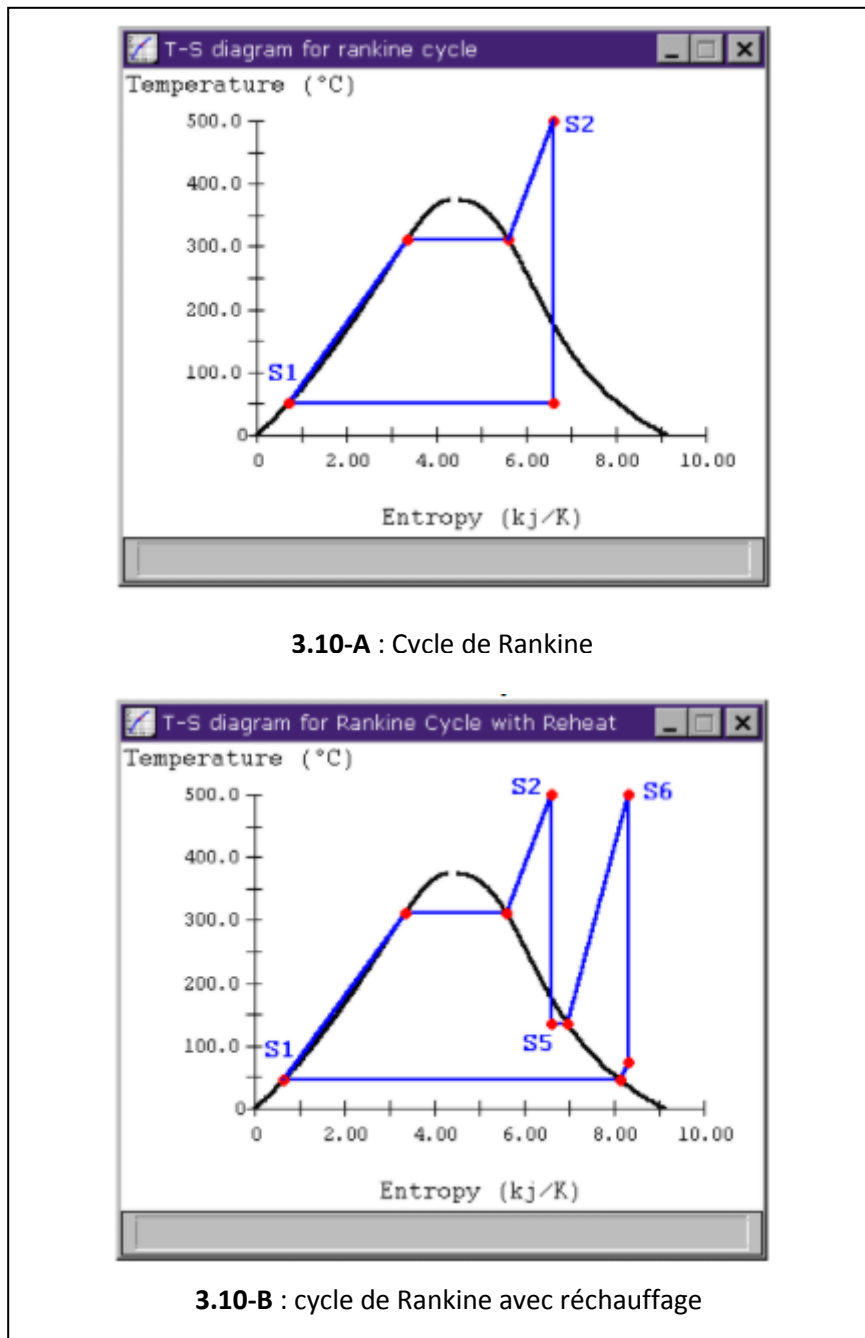
Nous savons que nous avons une source de chaleur bonne pour 500 C, nous allons donc réchauffer à cette température. Cela augmente également la température moyenne d'ajout de chaleur, ce qui aura tendance à améliorer l'efficacité du cycle. (Voir Meilleure efficacité dans les cycles de réchauffage pour plus de détails à ce sujet.) Le réchauffage de la vapeur à cette température lui permet de sortir de la deuxième turbine toujours en phase gazeuse.

3.4.4 Efficacité du cycle avec réchauffage :

Nous rencontrerons occasionnellement des cycles réchauffés dont l'efficacité n'est pas aussi élevée que celle du cycle Rankine original opéré entre les mêmes limites haute et basse pression. (Pour le cas présenté dans notre exemple de réchauffage, ils sont tous les deux presque identiques à 40 %.) Cependant, nous pouvons voir que l'ajout de réchauffage améliore en fait l'efficacité thermique par rapport à un cycle Rankine fonctionnant à la même siccité de sortie. Cette comparaison est généralement plus appropriée pour les cycles pratiques, où l'endommagement de la turbine est une considération et nous ne pouvons pas permettre à la vapeur de sortir à une pression aussi basse. Un autre coup d'œil sur le graphique de la qualité de sortie de la turbine et de l'efficacité du cycle (reproduit ci-dessous) montre que le fonctionnement du cycle de Rankine utilisé dans notre exemple précédent à une qualité de sortie de 90 % aurait conduit à une efficacité du cycle en baisse d'environ 30 %, par rapport aux 40 % que nous avons obtenu en ajoutant l'étape de réchauffage.



Les diagrammes température-entropie pour les cycles de Rankine et de réchauffage sont illustrés à la figure 3.10



Nous pouvons encore être intéressés par d'autres améliorations de l'efficacité du cycle avec réchauffage. Par exemple, nous remarquons sur la figure 3.10 que, bien que nous ayons évité la qualité dangereusement basse du cycle simple de Rankine (3.10-A), le cycle avec réchauffage montre que la vapeur sort de la turbine basse pression entièrement sous forme de gaz surchauffé (3.10-B). Notre étude de la figure 1 implique que nous obtenons de meilleurs rendements de cycle avec au moins un peu de condensat dans la vapeur de sortie ; sinon nous y laissons trop d'énergie.

Rappelons qu'un cycle de Carnot a tout son apport de chaleur à la même température, qui est la température la plus élevée du cycle. Lorsque nous cherchons à améliorer l'efficacité d'un cycle, nous considérons souvent la température moyenne d'ajout de chaleur et la température moyenne de rejet de chaleur. Ce sont simplement ce qu'aurait été la température si la même quantité de chaleur avait été ajoutée (ou rejetée) à une seule température, ce qui nous permet de traiter le cycle comme un cycle de Carnot fonctionnant entre ces deux températures. Pour le transfert de chaleur réversible, la température moyenne d'ajout de chaleur est Q_{in}/DS et la température moyenne de rejet de chaleur est Q_{out}/DS . Pour des cycles plus efficaces, nous aimerions ajouter de la chaleur à une température plus élevée et la rejeter à une température plus basse.

Sachant cela, regardons à nouveau la figure 3.10. Dans le cycle de Rankine, l'équation ci-dessus nous indique que nous ajoutons de la chaleur entre les états S1 et S2 à une température moyenne d'environ 260 C. Le cycle de réchauffage a un ajout de chaleur de S1 à S2 et à nouveau de S5 à S6, également à une température moyenne d'environ 260 C, ce qui ne nous surprend pas étant donné les efficacités presque égales des deux cycles.

En regardant simplement le diagramme T-s (Figure 3.10-B) pour le cycle de réchauffage, il semble que nous pourrions augmenter cette température moyenne en permettant au fluide de quitter la turbine à S5 à une pression plus élevée. La figure 3.11 montre une analyse de sensibilité qui confirme l'avantage d'une pression de réchauffage plus élevée pour améliorer l'efficacité du cycle

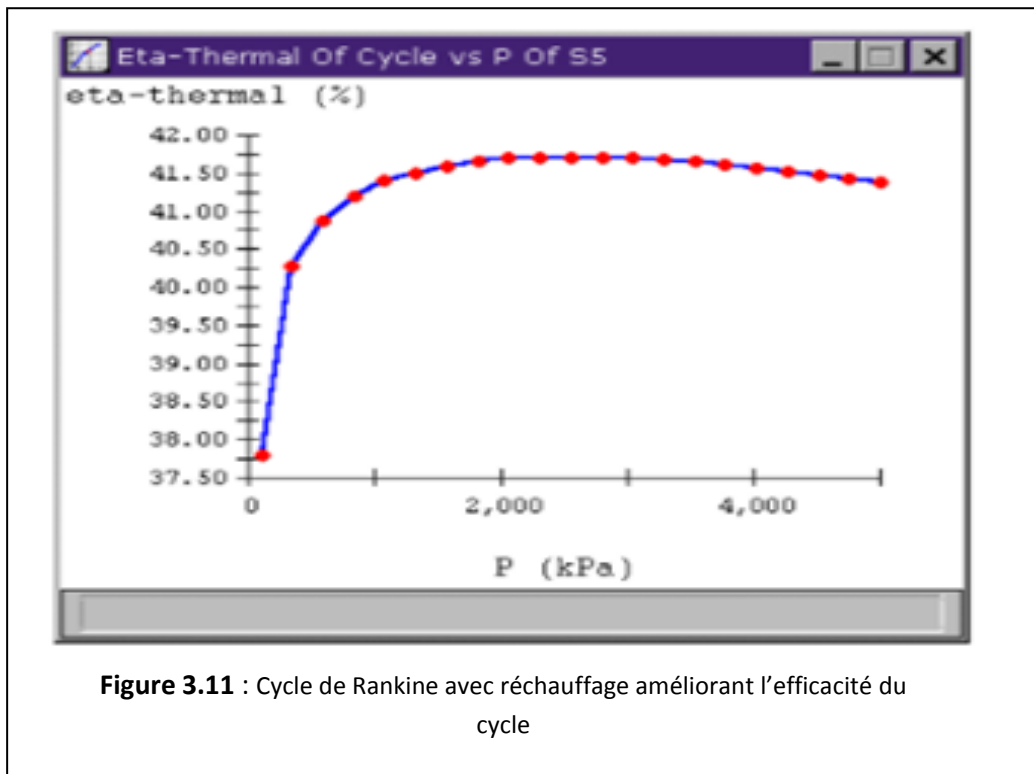
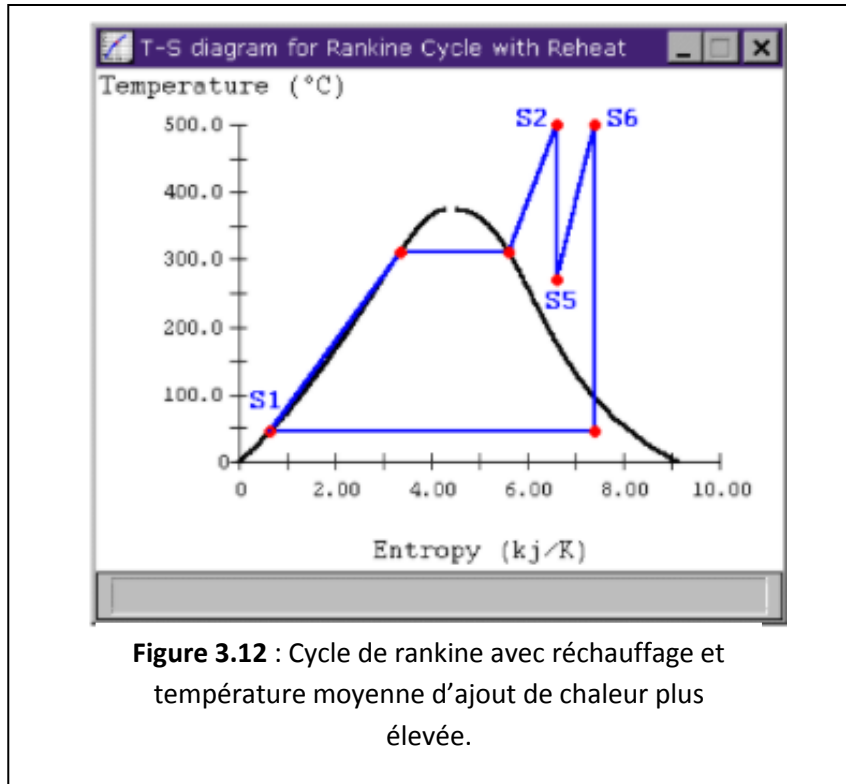
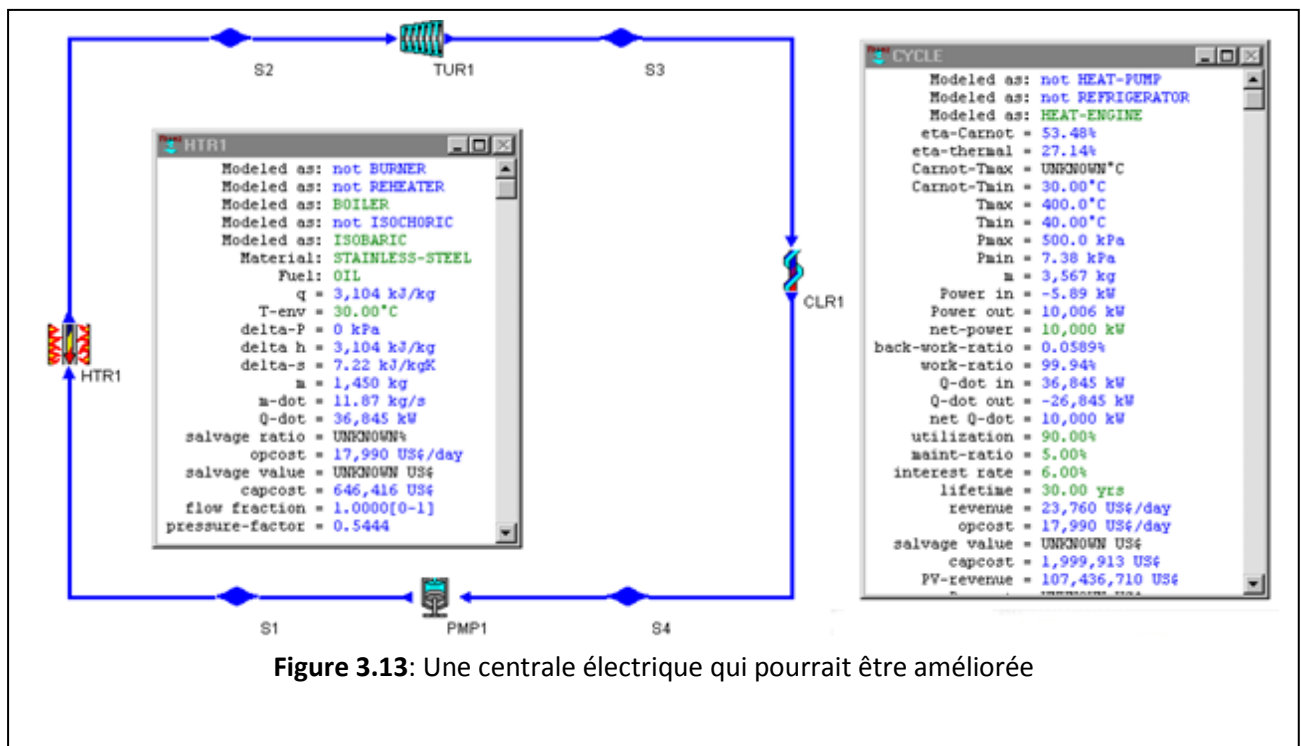


Figure 3.11 : Cycle de Rankine avec réchauffage améliorant l'efficacité du cycle

Jusqu'où pouvons-nous augmenter la pression de réchauffage ? Notre premier souci est que la vapeur sortant du TUR2 est toujours de qualité supérieure à 90%, ce qui était tout l'intérêt d'ajouter l'étape de réchauffage. En fixant une qualité de 90 % en sortie de turbine basse pression, CyclePad nous indique que l'on peut régler la pression en sortie de la première turbine à plus de 2 MPa. Avec cette modification, nous élevons la température moyenne d'ajout de chaleur à près de 274 °C, améliorant ainsi l'efficacité globale de notre cycle à 41,7%. Cependant, cela a un coût pratique, car notre turbine basse pression doit avoir un rapport de pression supérieur à 200 ! En pratique, nous devons sacrifier une certaine efficacité de cycle afin d'utiliser les turbines disponibles dans le monde réel. Le diagramme T-s de ce cycle de réchauffage modifié est illustré ci-dessous.



3.5 Augmenter l'efficacité en augmentant la température de la chaudière :



Comment ça fonctionne

Le cycle de Rankine de la figure 3.13 est une conception de centrale électrique simple. Le rendement thermique est d'un peu plus de 27%, ce qui est très raisonnable, mais il est possible de faire mieux. Les hypothèses dont dépend le rendement thermique sont illustrées à la figure 3.14

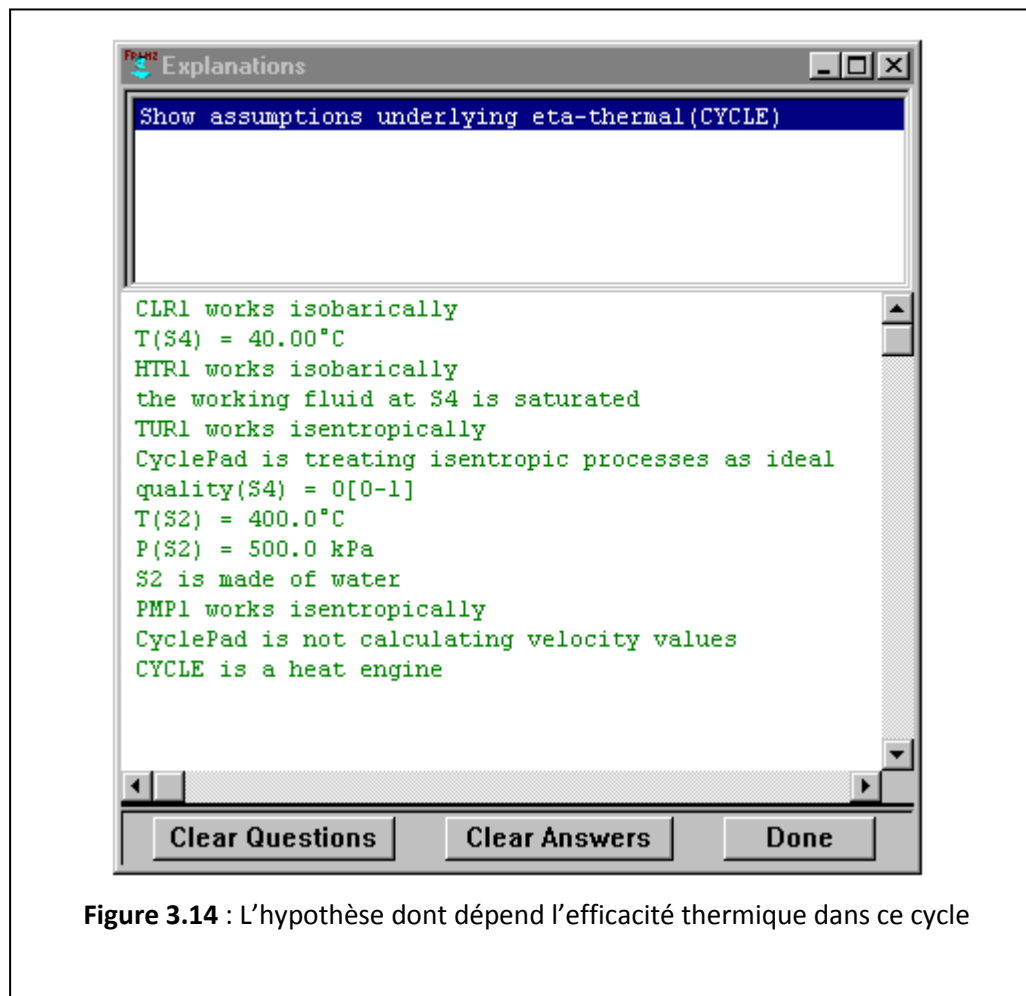
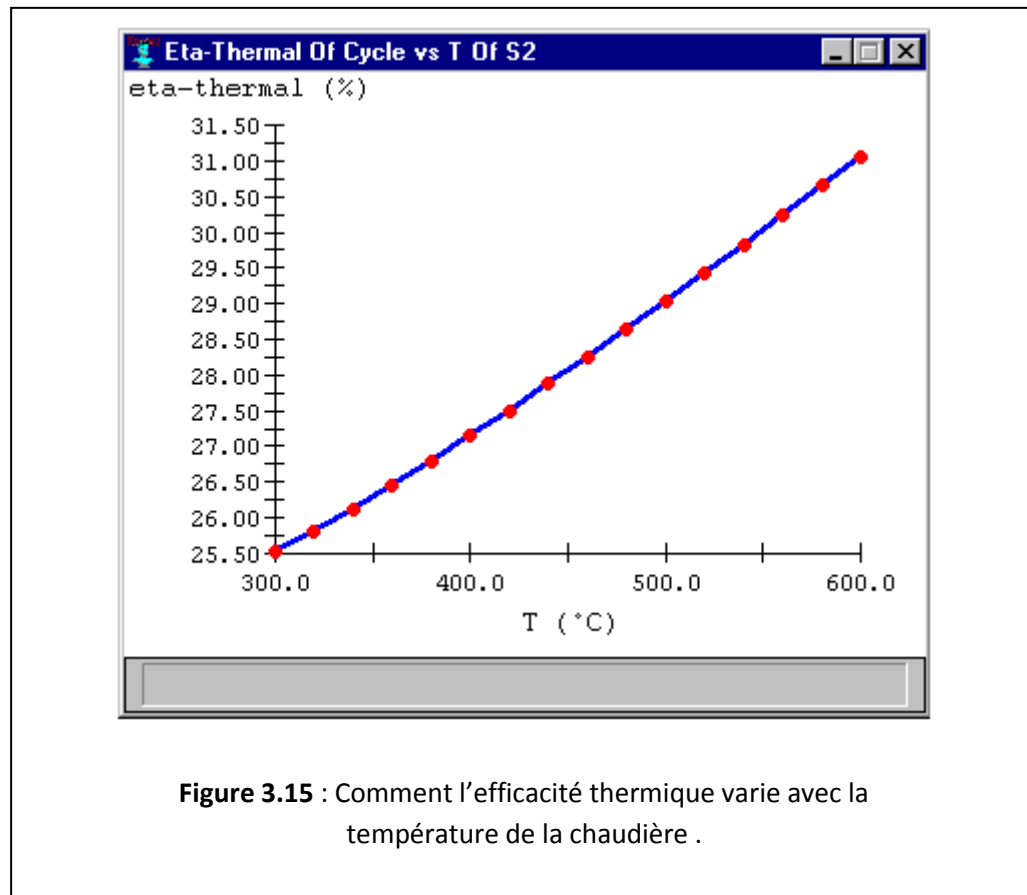
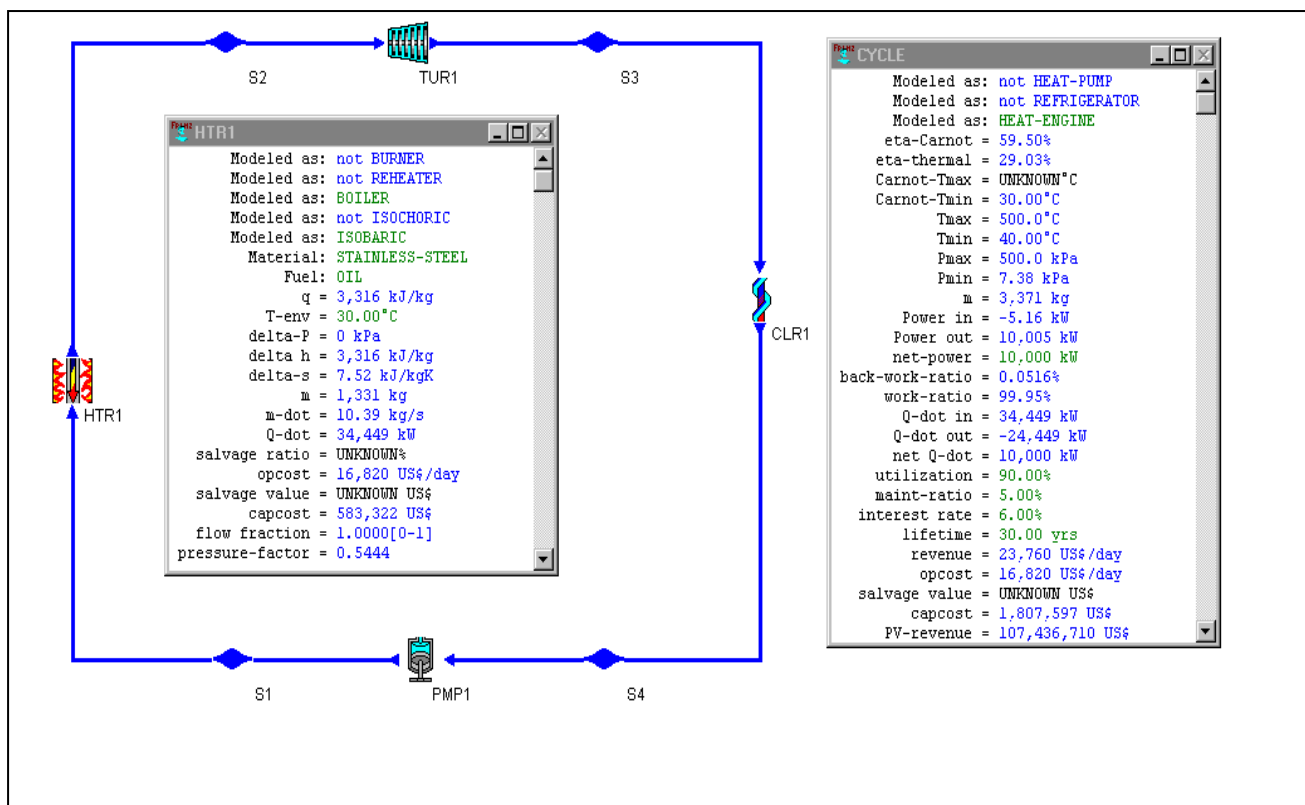


Figure 3.14 : L'hypothèse dont dépend l'efficacité thermique dans ce cycle

La température de fonctionnement de la chaudière est l'un des paramètres clés d'une centrale électrique. En utilisant l'outil d'analyse de sensibilité, nous pouvons voir sur la figure 3.14 que l'augmentation de la température entraînera une augmentation de l'efficacité thermique.



Alors qu'en principe, on peut continuer à augmenter la température de fonctionnement pour toujours, dans la pratique, le matériau dont est faite la chaudière fixe une limite supérieure à la hauteur de cette température. Nous pouvons augmenter en toute sécurité la température de la chaudière à 500 degrés sans changer la chaudière de l'acier inoxydable à quelque chose de plus cher. La figure 3.15 montre le résultat de cette modification. Notez que ce changement augmente l'efficacité thermique d'un peu moins de 2%, ce qui peut ne pas sembler beaucoup. Cependant, notez que cela entraînerait une diminution des coûts d'exploitation estimatifs de 1 170 \$ US/jour, ce qui représenterait une économie substantielle.



3.6 Conclusion :

Dans l'optique d'améliorer l'efficacité globale du cycle de Rankine classique en traitant ses variantes, nous nous sommes appuyé sur le logiciel CYCLEPAD pour le calcul des rendements de Carnot, des rendements thermiques et leurs illustrations par des diagrammes. Les résultats obtenus ont mis en exergue les éventuelles améliorations du cycle.

En effet, on peut constater avec les résultats obtenus du cycle de Hirn une légère mais non moindre augmentation de l'efficacité thermique de 2% par rapport à celle obtenue sur le cycle de Rankine, quant au cycle de Rankine avec régénération, pour un certain nombre de soutirages il y a une augmentation du rendement impliquant un gain d'efficacité conditionné par le dispositif économique mis en place; cela dit, les résultats obtenus du cycle avec réchauffage sont pratiquement identiques à ceux du cycle de Rankine classique, néanmoins le réchauffage permet l'augmentation de l'efficacité thermique par rapport à un cycle Rankine fonctionnant à la même siccité de sortie, ce qui fait de lui une bonne alternative dans le cas pratique.

A blue scroll graphic with a white border and decorative scroll ends on the left and right sides. The text "Conclusion Générale" is centered within the scroll.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Avec les enjeux économiques et énergétiques actuelles, il est nécessaire de connaître les performances des différents modèles thermodynamiques et énergétiques et ce projet s'inscrit précisément dans ce cadre là; en effet, au cours de ce mémoire, les rendements globaux du cycle de Rankine et de ses variantes ont été calculés avec le logiciel CYCLEPAD afin de permettre la comparaison de leurs performances.

Ce travail peut être divisé en trois parties étroitement liées.

En premier lieu, une recherche bibliographique des notions de bases de la thermodynamique a été réalisée, ensuite les différents cycles thermodynamiques tel que le cycle de Canot et celui de Rankine ont été introduits.

Dans un deuxième temps, une présentation approfondie du cycle de Rankine a été effectuée avant d'étudier ses différentes variantes tels que le cycle de Hirn, le cycle Rankine à resurchauffe et le cycle Rankine avec soutirages.

Finalement, les calculs des différents rendements ainsi que la comparaison des performances du cycle de Rankine et de ses variantes ont été accomplis. Les perspectives de cette étude sont nombreuses et permettent le choix du meilleur modèle thermodynamique selon le contexte économique. En effet, les résultats obtenus démontrent qu'avec un étage de soutirage on obtient une augmentation du rendement thermique à hauteur de 2.2% par rapport à celui de Rankine et pour un certain nombre de soutirage les performances peuvent même se rapprocher de celles du cycle idéal de Carnot . Avec le cycle Hirn, le rendement thermique est également amélioré de 2% comparativement à celui de Rankine; quant au cycle de Rankine avec réchauffage ses performances sont pratiquement similaires à celles du cycle de Rankine, néanmoins en pratique le réchauffage demeure une meilleure alternative.

Référence

- [1] Marie CREYX. Etude théorique et expérimentale d'une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson. PhD thesis.
- [2] Abdou Touré. Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération. PhD thesis, 2010.
- [3] Juliette Bert, Daniela Chrenko, Tonino Sophy, Luis Le Moyne, and Frédéric Sirot. Zero dimensional finite-time thermodynamic, three zones numerical model of a generic Stirling and its experimental validation. *Renewable Energy*, 47 :167–174,.
- [4] Juliette Bert, Daniela Chrenko, Tonino Sophy, Luis Le Moyne, and Frédéric Sirot. Simulation, experimental validation and kinematic optimization of a Stirling engine using air and helium. *Energy*, 78 :701–712,
- [5] Frederic Lontsi, Oumarou Hamandjoda, Kennedy Fozao, Pascal Stouffs, and Jean Nganhou. Dynamic simulation of a small modified Joule cycle reciprocating Ericsson engine for micro-cogeneration systems. *Energy*, 63 :309–316,.
- [6] Sebastien Bonnet. Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON. PhD thesis, 2005.
- [7] <https://www.futura-sciences.com/sciences/definitions/physique-thermodynamique-3894/>
- [8] M. Bailly. *Thermodynamique technique*. Bordas, 1971.
- [9] <http://www.thermodynamique.org/>
- [10] Y. Cengel, M. A. Bolés & M. Lacroix, « *Thermodynamique, une approche pragmatique* », édition DE BOECK ;2008
- [11] Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault. *Cycles thermodynamiques des machines thermiques*. Engineering school. Institut polytechnique de Grenoble, 2008, pp.153
- [12] Musbaudeen O. Bamgbopa and Eray Uzgoren. Quasi-dynamic model for an organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*
- [13] <http://ptob.free.fr/enseign/energetique/PAC/TPcyclepad/cyclepadIntro.html>.
LyXconv/cyclepadIntro.html
- [14] R. Bidard and J. Bonnin. *Energétique et turbomachines*. Eyroles, 1979.
- [15] France culture.