



Faculté de technologie
Département de Mécanique
Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master dans le domaine SNV

Filière : Mécanique

Option : Énergétique

Thème

**Etude énergétique d'une installation de production de
puissance et de froid**

Présenté par :

BENFERAH Oualid

HADRI Abderrahmane

Soutenu le :

Encadré par :

Pr. BOUMEDDANE Boussaad

Année universitaire : 2022/2023

Remerciements

الحمد لله الذي بنعمته تتم الصالحات:

(ولقد اتينا لقمان الحكمة ان اشكر لله ومن يشكر فإنما يشكر لنفسه ومن كفر فان الله غني حميد) لقمان:12

Avant toute chose nous tenons à remercier Allah le tout puissant de nous avoir donné les moyens, la force et la patience durant toutes ces années d'étude, afin que nous puissions en arriver là et pouvoir réaliser ce travail.

Nous remercions sincèrement et du fond du cœur, notre promotrice **Mr Boumeddane, Professeur à l'USDB**, pour tous ses efforts qu'elle a déployés avec nous, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils ; qui ont contribué à alimenter notre réflexion Nous espérons que dieu lui accordera la bonne santé et accepterons notre grand respect et notre appréciation.

Nos remerciements et remercions les membres du jury nos professeurs de cette spécialité ; composer par le présidente d'avoir accepté de consacrer du temps à examiner et juger notre travail et l'examinatrice c'est notre honneur d'examiner ce travail et pour le temps et les efforts que vous avez fait pour lire et corriger ce travail.

Je ne saurais terminer sans exprimer mes remerciements les plus sincères à tous mes professeurs au département de mécanique et nos remerciements vont aussi à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail.

Merci.

Dédicaces

Je dédie cette mémoire

Au bon Dieu Tout puissant

*Qui m'as inspiré Qui m'a guidé dans le bon chemin Je vous dois ce Que je suis devenue
Louanges et remerciements Pour votre clémence et miséricorde*

Mes très chers parents,

À vous qui m'ont accompagnée dans mon chemin, qui m'a comblée d'amour et de tendresse, qui ne m'ont laissée manquer de rien. A vos sacrifices, à votre soutien, à votre présence continue. Les plus beaux mots du monde ne sauront exprimer la reconnaissance que j'éprouve à votre égard. L'amour que je porte pour vous ne peut être exprimé en quelques lignes et le mot je vous aime est peu dans votre droit ; vous êtes la chose la plus précieuse que j'ai dans la vie.

A mes trois merveilleux frères Mourad ; Mohamed amine ; Karim et ma cher sœur Ouasila

Je ne peux exprimer à travers ses lignes tous mes sentiments d'amour et de tendresse envers vous. Puisse l'amour et la fraternité nous unissent à jamais. Merci pour votre soutien et encouragement à nos fous rires, à nos délires, avec vous la joie et la bonne humeur sont toujours au rendez-vous

A toute la famille BENFERRAH et la famille ABDOUCHE

A mon cher binôme,

J'ai passé des belles moments avec toi, je te remercie énormément pour tout, à toi la réussite du monde.

A toute personne que la vie a mis sur mon chemin, pour que ce projet soit possible, je vous dis merci

OUALID

Dédicaces

Tout d'abord je remercie Dieu tout puissant qui nous a donné la volonté et la force de mener jusqu'au bout ce modeste travail.

Je remercie infiniment mon encadreur de recherche pour avoir accepté l'encadrement de notre travail.

Merci du fond du cœur à ma petite famille pour le soutien donné et de me donner le courage.

Un merci bien pour tout le personnel universitaire qui a bien voulu nous ouvrir ses portes afin de réaliser ce mémoire

Je remercie également tout les membres de jury pour la lecture et l'évaluation de notre mémoire en détail, merci ...

Merci à toute personne qui a contribué à l'aboutissement de ce travail

Abderrahmane

Sommaire

TITRES	PAGES
Remerciements	2
Dédicace	4
Sommaire	5
Liste de tableaux	7
Liste de figures	9
Introduction	11
Chapitre1 : Cycle combiné	12
Introduction de cycle combiné	13
Définition de cycle combiné	14
Historique de cycle combiné	14
Classification de cycle combiné	14
Composants d'une turbine à gaz	14
Principe de fonctionnement à turbine à gaz	19
Les avantages et les inconvénients de turbine à gaz	20
Cycle thermodynamique de gaz	20
Modélisation du turbine	23
Définition Turbine à vapeur	25
Définition	25
Historique de turbine à vapeur	25
Classification du turbine	26
Classification de turbine à vapeur	29
Principe à vapeur	29
Avantages et inconvénients turbine à vapeur	30
Le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur	31
Chaudière de récupération (HRSG)	38
Conclusion	41
Chapitre 2 : Les machines à absorption	42
Introduction	43
Définition de la machine à absorption	44

Type de cycle frigorifique	44
La machine à absorption	47
Les avantages et les inconvénients de mélange H₂O libre	51
Les configurations de la machine frigorifique à absorption	52
Principe de fonctionnement de la machine à absorption	55
Avantages et inconvénients de la machine	56
Coefficient de performance au débit spécifique	64
Conclusion	65
Chapitre 3 : Résultats et discussions	66
Introduction	67
Présentation de ENGENREENG EQUATIONSOLVER (EES)	67
Commentaire 1	69
Commentaire 2	70
Conclusion	70
Conclusion générale	71
Référence bibliographique	72

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Caractéristiques physico-chimiques des couples (LiBr/H₂O) et (H₂O/NH₃).

Tableau 2.2 : les avantages et les inconvénients des machines frigorifiques à absorption.

Tableau 3.1 : Propriétés thermodynamique d'une installation du cycle combiné

Tableau 3.2 : Propriétés thermodynamique d'une installation à la machine à absorption

Liste des figures

- Figure 1.1 :** Schéma descriptive de la turbine à gaz
- Figure 1.2 :** classifications des turbines à gaz
- Figure 1.2.1 :** Schéma d'une Turbine à gaz à un seul arbre
- Figure 1.2.2 :** Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.
- Figure 1.2.3 :** Schéma d'une turbine à action et à réaction.
- Figure 1.3 :** Différents composants d'une turbine à gaz.
- Figure 1.4.1 :** Turbine à gaz à cycle ouvert.
- Figure 1.4.2 :** Turbine à gaz à cycle fermé.
- Figure 1.5 :** Schéma d'une machine à vapeur simple
- Figure 1.6 :** classifications des turbines à vapeur
- Figure 1.6.1 :** Schéma d'une turbine à condensation et à contre-pression.
- Figure 1.6.2 :** Turbine axial et radial
- Figure 1.6.3 :** Turbines mono étagée et multi étagée.
- Figure 1.6.4 :** Turbine à action et à réaction.
- Figure 1.7 :** Le cycle idéal simple de Rankine.
- Figure 1.8 :** Schématisation de cycle de Hirn.
- Figure 1.9 :** Schéma de cycle de Hirn à resurchauffe.
- Figure 1.10 :** Schéma d'une combinaison Turbine à gaz-Machine à vapeur
- Figure 1.11 :** Schéma simplifié représente l'amélioration de rendement d'une centrale à Cycle combiné
- Figure 2.1 :** Diagramme énergétique d'une machine frigorifique.
- Figure 2.2.1 :** Schéma d'une machine frigorifique à compression
- Figure 2.2.2 :** Cycle de fonctionnement dans le Diagramme (T, S)
- Figure 2.3.1 :** système tritherme $T_c > T_i > T_f$
- Figure 2.3.2 :** système tritherme $T_i > T_c > T_f$
- Figure 2.4.1 :** Représentation schématique de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet
- Figure 2.4.2 :** Cycle frigorifique à absorption double effet.
- Figure 2.4.3 :** Cycles frigorifique à absorption avec GAX.
- Figure 2.5 :** structure d'une machine à absorption
- Figure 2.6 :** schéma représentatif de la machine à absorption

Figure 3.1 : Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à combiné

Figure 3.2 : Variation de la pression par rapport la température

Introduction

Introduction

Les cycles combinés et les machines à absorption sont deux technologies essentielles utilisées dans des domaines distincts mais cruciaux de l'ingénierie thermique et de la production d'énergie. Ils sont conçus pour exploiter les principes fondamentaux de la thermodynamique afin de répondre à des besoins spécifiques en électricité et en climatisation. Commençons par examiner brièvement chacun de ces concepts.

Cycle combiné : Le cycle combiné est une configuration thermodynamique avancée souvent employée dans la production d'électricité. Il repose sur le principe de maximisation de l'efficacité énergétique en combinant deux cycles distincts, généralement un cycle à gaz et un cycle à vapeur. Dans le cycle à gaz, un combustible (tel que le gaz naturel) est brûlé pour produire de la chaleur et de l'électricité. La chaleur résiduelle de ce processus est ensuite utilisée pour alimenter un cycle à vapeur, qui produit également de l'électricité. Cette approche permet d'exploiter au maximum la chaleur générée, ce qui se traduit par une efficacité globale plus élevée par rapport aux systèmes de production d'électricité traditionnels.

Les machines à absorption sont couramment employées dans les systèmes de climatisation et de réfrigération. Contrairement aux climatiseurs traditionnels qui utilisent des compresseurs mécaniques pour comprimer le réfrigérant, les machines à absorption exploitent la chaleur pour effectuer ce processus. Elles fonctionnent grâce à un mélange de fluides réfrigérants et absorbants. La chaleur est utilisée pour séparer le réfrigérant de l'absorbant, créant ainsi un effet de refroidissement. Les machines à absorption sont particulièrement efficaces lorsque la chaleur résiduelle est disponible, par exemple dans les processus industriels

En résumé, les cycles combinés sont des systèmes de production d'électricité conçus pour maximiser l'efficacité énergétique, tandis que les machines à absorption sont utilisées pour la climatisation et la réfrigération en exploitant la chaleur disponible. Ces deux technologies sont des exemples fascinants de l'application des principes thermodynamiques dans des domaines variés de l'ingénierie et de l'énergie.

Chapitre 1 : Cycle combiné

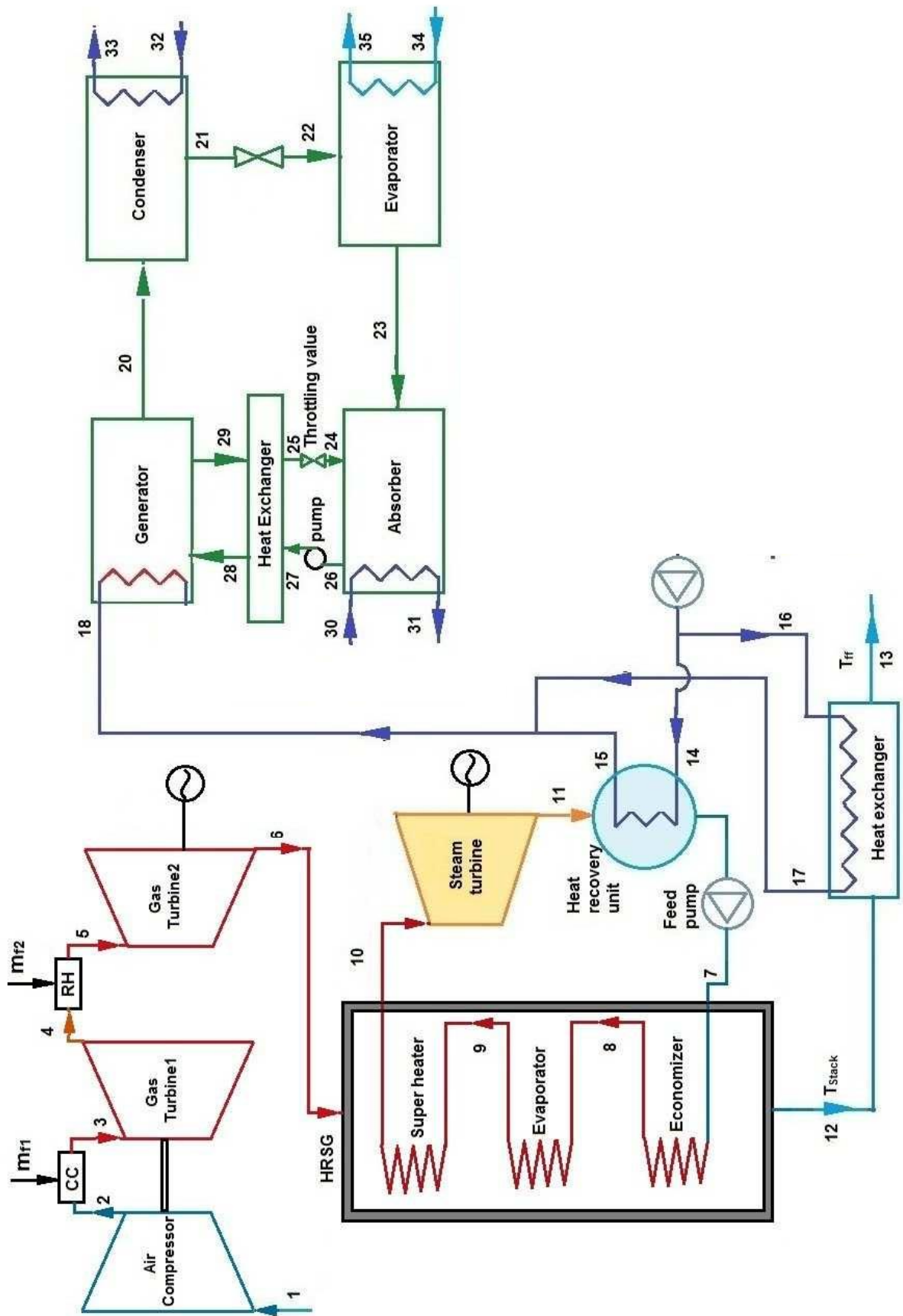


Figure 1. Disposition schématique du système de tri génération.

Introduction :

La base des machines thermiques sont les cycles thermodynamiques sur lesquels on fait le calcul des performances de chaque machine. Dans ce chapitre nous allons identifier les turbines à gaz et à vapeurs (définitions, historique, classifications, principes de fonctionnements et les cycles thermodynamiques...).

Nous allons nous intéresser aussi dans ce chapitre à l'installation à cycle combiné réalisée par la combinaison de deux cycles thermodynamiques : elle associe le fonctionnement d'une turbine à combustion (cycle de Brayton ou de Joule) à celui d'une chaudière de récupération et d'une turbine à vapeur (cycle de Rankine).

1.1 Définition :

La turbine à gaz (TAG) est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne. Elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air

Comprimé par la chaleur dégagée dans la chambre de combustion, et convertit cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. [1]

Le choix des turbines à gaz pour ses utilisations variées a été fondé en priorité sur leur souplesse d'emploi, leur fiabilité et leur facilité de maintenance face à leurs concurrents traditionnels. [2]

Les turbines à gaz sont des machines tournantes dont la fonction "moteur" est utilisée dans l'industrie pétrolière pour entraîner des pompes, des compresseurs et des générateurs ou bien dans la propulsion des avions, des bateaux, des trains et des automobiles. [3]

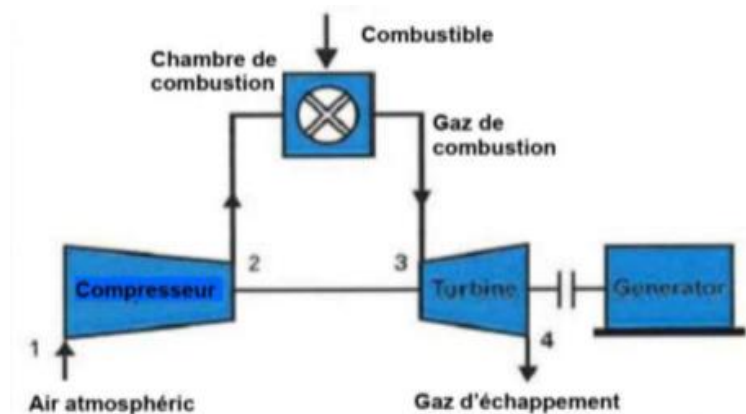


Figure 1.1 : Schéma descriptif de la turbine à gaz

1.2 Historique :

Parmi les procureurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, transformations dont le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. D'ailleurs certains cycles de cette machine porte encore à présent les noms de leurs inventeurs : cycle de Joule, cycle d'Ericsson.

1791 : Première brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre.

1900/1904 : Premières essais avec la turbine à air chaud selon Stolze.

1905 : Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth.

1906/1908 : Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Holzwarth

1928 : BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée.

1933 : Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.

1934 : Développement de la chaudière V elox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés

1937 : Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe : 2000 KW.

1939 : Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 KW à la centrale de Neuchâtel. [1]

1.3. Les Classification de turbine à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points :

- Par le mode de travail.
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Par le mode de construction.

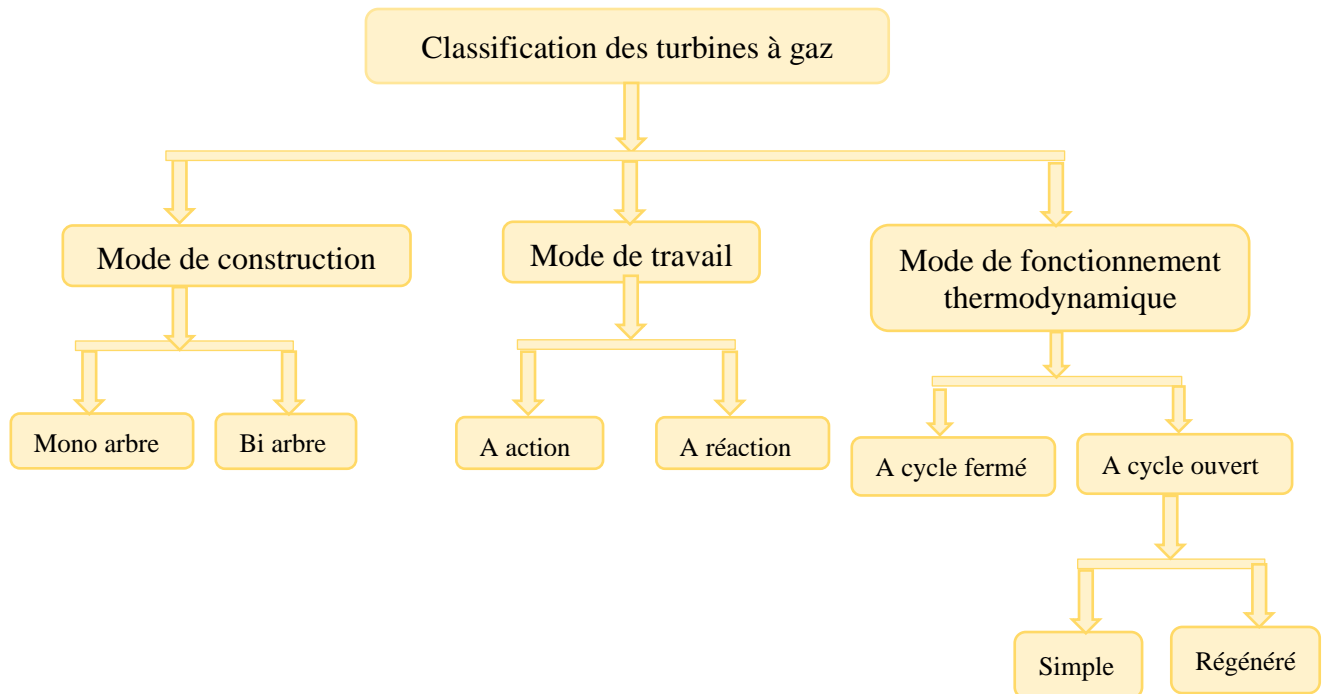


Figure 1.2 : classifications des turbines à gaz

❖ **Par le mode de construction**

a. Turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entrainer le compresseur ainsi que l'énergie pour entrainer la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante. Telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique. [4]

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

T : Turbine.

CH : Charge.

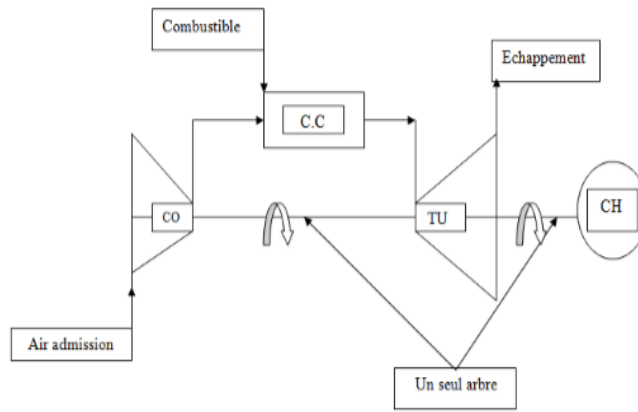


Figure 1.2.1 : Schéma d'une Turbine à gaz à un seul arbre

b. Turbine bi-arbre : Réducteur

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement.

La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur. [4]

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

Thp : Turbine à haute pression.

Tbp : Turbin à basse pression.

N : Réducteur.

CH : Charge.

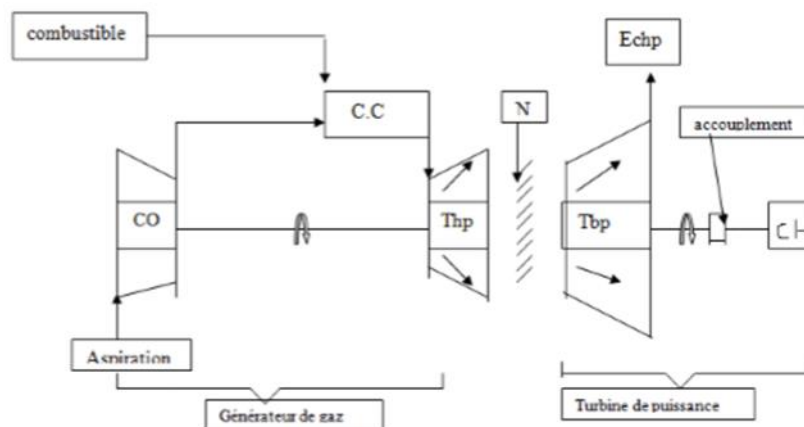


Figure 1.2.2 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

❖ **Par le mode de travail :**

a. Turbine à action : Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes). Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($P_1 > P_2$) en travail mécanique communiqué au rotor

b. Turbine à réaction : Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec une variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$.

Avec :

P_1 : Pression des gaz à l'entrée de la directrice

P_2 : Pression des gaz à la sortie de la directrice

P_3 : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine [4]

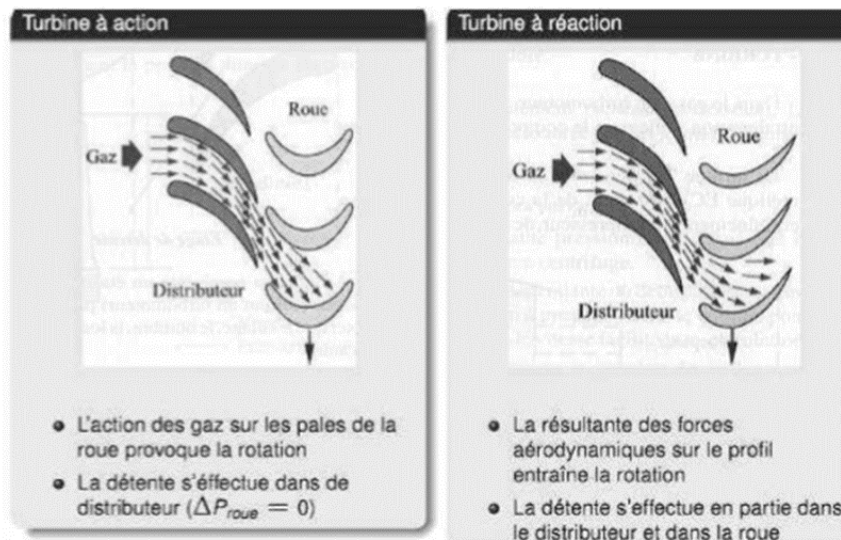


Figure 1.2.3 : Schéma d'une turbine à action et à réaction.

❖ **Par mode de fonctionnement thermodynamique :**

a. Turbine à gaz à cycle fermé : Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

b. Turbine à gaz à cycle ouvert : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- Turbine à cycle simple : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement

- Turbine à cycle régénéré : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation [5]

1.4. Composants d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz est une machine à écoulement continu. Les principaux composants d'une TAG sont :

- ✓ La chambre d'admission d'air.
- ✓ Le compresseur d'air.
- ✓ La chambre de combustion.
- ✓ La turbine
- ✓ La chambre d'échappement. [6]

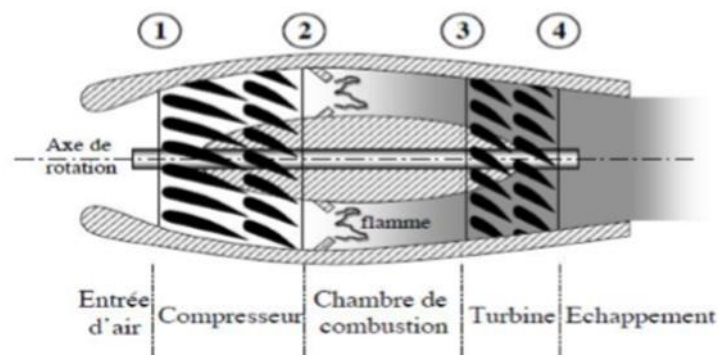


Figure 1.3 : Différents composants d'une turbine à gaz.

1.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle aspire de l'air du milieu environnant (aspiration) ;
- Elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression)
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud)
- elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (expansion). ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre côté à fournir

l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge.

- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus (échappement). [6]

1.6. Avantages et inconvénients des turbines à gaz : [7]

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielles présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

✚ Avantages :

- ✓ Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- ✓ A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue. Démarrage facile même à grand froid.
- ✓ Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- ✓ Possibilité de fonctionnement à faible charge.

✚ Inconvénient :

- ✓ Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- ✓ Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif de 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- ✓ Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [7]

1.7. Cycle thermodynamique des turbines à gaz

1.7.1. Cycle de Brayton :

Les turbines à gaz sont également couramment utilisées pour la production d'énergie électrique. Il est utilisé pour les turbines à gaz où les processus de compression et d'expansion se déroulent dans des machines rotatives.

Les turbines à gaz fonctionnent généralement en cycle ouvert, comme le montre la figure 4.1. L'air frais aux conditions ambiantes est aspiré dans le compresseur, où sa température et sa pression sont élevées. L'air à haute pression passe dans la chambre de combustion, où le combustible est brûlé à pression constante. Les gaz à haute température qui en résultent entrent ensuite dans la turbine, où ils se détendent jusqu'à la pression atmosphérique tout en produisant de l'énergie. Les gaz d'échappement quittant la turbine sont évacués (ils ne sont pas recyclés),

ce qui fait que le cycle est classé comme un cycle ouvert. Le cycle ouvert de turbine à gaz décrit ci-dessus peut être modélisé comme un cycle fermé, comme le montre la figure 4.2. Ici, les processus de compression et d'expansion restent les mêmes, mais le processus de combustion est remplacé par un processus d'apport de chaleur à pression constante provenant d'une source externe, et le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de chaleur à pression constante. [8]

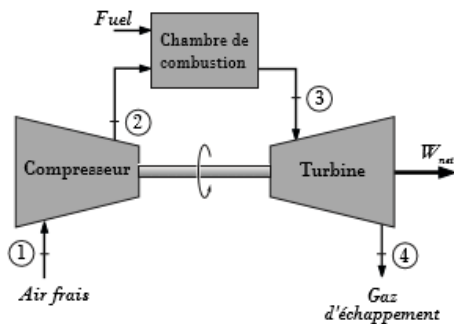


Figure 1.4.1 : Turbine à gaz à cycle ouvert.

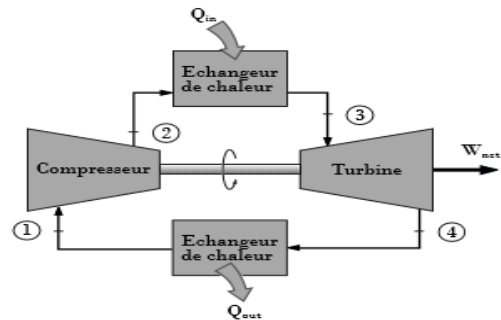


Figure 1.4.2 : Turbine à gaz à cycle fermé.

Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz repose sur le cycle de Brayton. La figure ci-dessous (Figure 1.4.3) montre le diagramme (T-S) approprié dans le cas idéal (noir) et réel (en bleu).

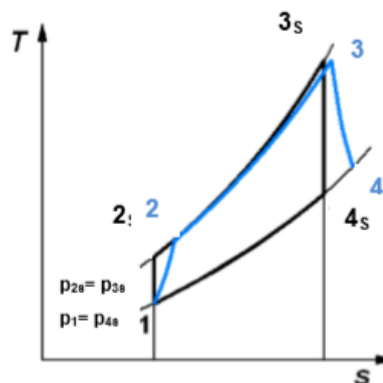


Figure 1.4.3 : Diagramme (T, S) du cycle de Brayton [9]

1.7.2. Cycle de Brayton idéal (réversible) :

Comprend quatre étapes de fonctionnement :

- ❖ Une compression isentropique
- ❖ Un chauffage isobare
- ❖ Une détente isentropique
- ❖ Un échappement isobare (Figure 4.3)

Le cycle est parcouru par un débit d'air \dot{m}_a (kg/s) aspiré de l'atmosphère, celui-ci est comprimé au moyen d'un compresseur (1 \longrightarrow 2). L'air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion (2 \longrightarrow 3) pour être détendu dans la turbine (3 \longrightarrow 4) qui entraîne le compresseur et l'alternateur. Compresseur, turbine et alternateur sont donc sur un même arbre. Les gaz brûlés sortent de la turbine et se refroidissent au contact de l'air ambiant. Ce refroidissement est supposé se faire à pression constante et c'est bien le cas des turbines à cycle ouvert où le processus (4 \longrightarrow 1) ne se produit pas au sein de l'unité.

Les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de la turbine à gaz sont :

- La température minimale T_{1S} (Température ambiante)
- La température maximale (Température maximale admissible à l'entrée de la turbine)
- Le rapport de pression ou le taux de compression est : $\tau_c = p_2/p_1$.

D'autres hypothèses pour le cycle idéal de joule à savoir :

- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleurs et les passages reliant les équipements sont négligeables
- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait
- La compression et la détente sont des transformations isentropiques.

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites, dont le rendement polytropique est égal à l'unité.

1.7.3. Cycle de Brayton réel (irréversible) :

Comme montré par la figure (Figure 4.3), le cycle de Brayton réel (1, 2, 3, 4) diffère du cycle idéal (1, 2, 3, 4) suite à l'irréversibilité de ses transformations réelles. Dû à l'existence des forces de frottement internes dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont plus isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés sont aussi accompagnés d'une légère chute de pression.

- **Irréversibilité dans le compresseur et la turbine** : Comme ces machines sont le siège de pertes par frottements, il s'ensuit que les températures réelles de sortie du compresseur T_2 et de la turbine T_4 seront plus élevées que prévu. L'écart par rapport à l'idéalité est quantifié par le rendement isentropique.

- **Chutes de pression** : La chambre de combustion induit des pertes de charges et donc la pression d'entrée de la turbine p_3 sera plus faible. De plus, la présence d'un filtre à l'entrée du compresseur et d'un déflecteur à la sortie crée de pertes : $p_4 < p_1$.

- **Débit non constant** : Le débit d'air (\dot{m}_{air}) qui traverse le cycle réel ne peut pas être considéré constant. En effet, à l'entrée de la turbine, il faut tenir compte du débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour le refroidissement de la turbine. [9]

1.8. Modélisation de turbine à gaz (TG) :

Avant d'entamer la simulation de la turbine à gaz il est nécessaire d'émettre certaines hypothèses simplificatrices, sur lesquelles les calculs vont être basés, ces dernières peuvent être énoncées comme suit :

- ✓ Tous les processus sont supposés être à l'état thermodynamique stable.
- ✓ La turbine à gaz est considérée comme un système adiabatique ouvert avec écoulement permanent.
- ✓ La compression d'air et la détente des gaz sont supposés être adiabatiques.
- ✓ La température de l'air à l'entrée du compresseur est la température ambiante.

Le bilan énergétique du cycle Brayton est modélisé comme suit : [10]

L'air à température ambiante (T_1) entre dans le compresseur au point 1, la température de l'air (T_2) sort le compresseur est calculé par :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{I.1})$$

Où :

T_1 et T_2 : sont les températures de l'air entrant et sortant du compresseur

P_1 et P_2 : sont Les pressions de l'air avant et après le processus de compression

γ : est le rapport de chaleur spécifique.

Le travail effectué par le compresseur est calculé par :

$$W_{\text{Compresseur}} = \dot{m}_a c_{p,\text{air}} (T_2 - T_1) \quad (\text{I.2})$$

Où

$W_{\text{Compresseur}}$: est le travail effectué par le compresseur ;

\dot{m}_a : est le débit massique de l'air

$c_{p,\text{air}}$: est la capacité calorifique spécifique de l'air.

L'air comprimé est fourni au CC, où l'air comprimé est brûlé avec l'ajout de carburant.

Le bilan énergétique des processus en CC est donné par :

$$Q_{CC} = \dot{m}_{g,1} C_{p,gas,1} T_3 - \dot{m}_{a} C_{p,air} T_2 \quad (I.3)$$

$$Q_{CC} = \dot{m}_{f,1} \cdot LHV \quad (I.4)$$

Où :

Q_{CC} : est l'énergie calorifique fournie par la chambre de combustion

$\dot{m}_{g,1}$: est la masse de gaz sortant de chambre de combustion

T_3 : est la température des gaz sortant de la chambre de combustion

$\dot{m}_{f,1}$: est le débit massique de carburant fourni à CC

LHV : est la valeur calorifique inférieure du combustible.

Le gaz à température de surchauffage (T_3) est détendu dans la turbine à gaz

$$Q_{gt,1} = \dot{m}_{g,1} C_{p,gas} (T_3 - T_4) \quad (I.5)$$

Où :

$Q_{gt,1}$: est l'énergie extraite de la première turbine à gaz

T_4 : est la température des fumées Sortant de la turbine à gaz.

Les gaz de combustion libérés par la première turbine à gaz sont Ensuite brûlés dans la Chambre de réchauffage, le bilan énergétique dans la chambre de réchauffage est :

$$Q_{RH} = \dot{m}_{g,2} C_{p,gas,2} T_5 - \dot{m}_{g,1} C_{p,gas,1} T_4 \quad (I.6)$$

$$Q_{RH} = \dot{m}_{f,2} \cdot LHV \quad (I.7)$$

Q_{RH} : est l'énergie calorifique fournie par la chambre de réchauffage

$\dot{m}_{g,2}$: est la masse de gaz sortant de la section de réchauffage

T_5 : est la température du gaz sortant de la section de réchauffage

$\dot{m}_{f,2}$: est le débit massique de carburant fourni à RH.

Le gaz réchauffé est détendu dans la deuxième turbine à gaz

$$Q_{gt,2} = \dot{m}_{g,2} C_{p,gas,2} (T_5 - T_6) \quad (I.8)$$

Où T_6 est la température des gaz de combustion quittant le système, qui est utilisée comme source de chaleur pour entraîner le système de tri-génération. [10]

Turbine à vapeur (Tv)

1.9 Définition :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe. Fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de l'eau. [11]

Cette machine est un dispositif thermique à écoulement continu dans lequel on peut transformer l'énergie thermique en énergie mécanique par la conversion d'énergie interne de la vapeur en énergie mécanique de rotation, La machine à cycle vapeur est parmi les machines de production d'énergies les plus utilisables dans le monde, notamment dans les zones où est disponible une grande source d'eau.

Elle se compose généralement d'une pompe, une chaudière, une turbine et un condenseur (voir figure 1.5). [12]

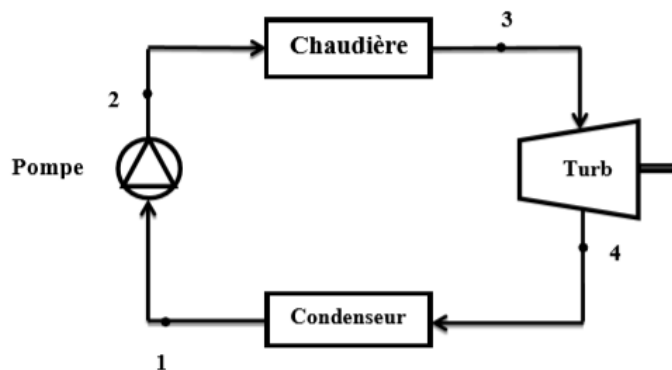


Figure 1.5 : Schéma d'une machine à vapeur simple

1.10. Historique :

1884 : La turbine Parsons, qui est la plus employée jusqu'ici. Le premier appareil de ce type, mais la turbine Parsons ne s'est guère répandue que peu à peu, et ce n'est guère que dans ces dernières années qu'elle est devenue réellement pratique au point de vue industriel, grâce à des dispositions très ingénieuses qui, comme l'a fait très justement remarquer M. Rateau, ont grandement contribué à son succès.

En 1889 : est apparue la turbine de Laval dont la première installation date de 1892. Cette turbine, de dispositions toutes différentes de celles de la turbine Parsons ne peut guère, par suite de sa grande vitesse de rotation dépasser la puissance de 300 ch, alors qu'on construit actuellement des turbines Parsons développant jusqu'à 10000 ch.

1896 : la turbine multicellulaire Rateau a été construite en France , d'un type tout à fait différent, comme on le verra plus loin, de celui de Parsons, puis sont venues les turbines Curtis, Westinghouse, Zoelly, Schulz, Riedler-Stumpf, et enfin la turbine Bréguet à disques de Laval. [13]

Ces diverses turbines ne datant que de quelques années, n'ont naturellement pas encore pris le développement de la turbine Parsons, à laquelle le temps et les perfectionnements qu'il amène, ont assuré un fonctionnement régulier, économique et véritablement industriel. [13]

1.11. Les Classification de turbine à vapeur :

On peut classer les turbines selon différents points :

- Selon l'utilisation.
- Selon la forme de la veine de vapeur.
- Par le nombre d'étages de rotor.
- Par le mode d'action
- Selon le mode de construction

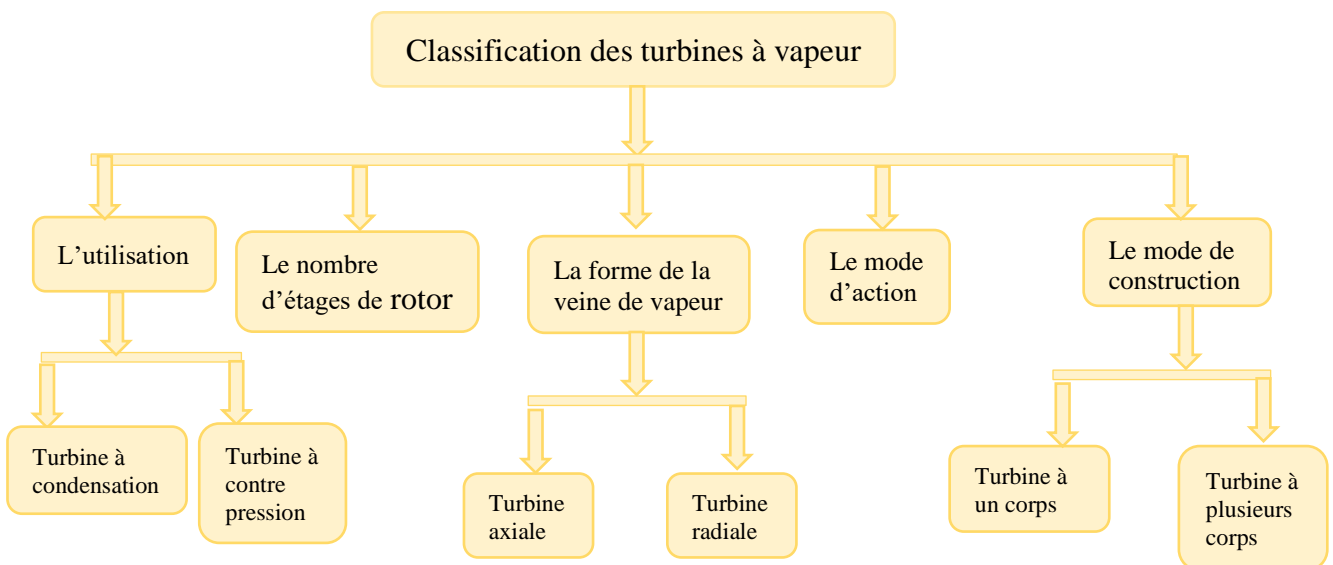


Figure 1.6 : classifications des turbines à vapeur

1.11.1. Selon l'utilisation

- a- Turbine à condensation :** Dans laquelle la pression de la vapeur à la sortie est très proche de vide (0,03à0, 055bars) cette pression correspond à la température de la vapeur saturée à la sortie de la turbine et elle dépend de la température de l'eau froide qui passe par le

condenseur. Les turbines à condensation sont utilisées pour la fabrication simultanée de l'énergie électrique et de la chaleur par exemple pour le chauffage urbain elle entraîne les bateaux, les turbos compresseurs et les turbos soufflantes. [11]

b- Turbine à contre pression :

Dans laquelle la pression à la sortie est bien supérieure à la pression atmosphérique, produise de l'électricité, et la vapeur d'échappement est utilisée pour les différentes lignes technologiques (fabriques de papier, textiles...etc.). [11]

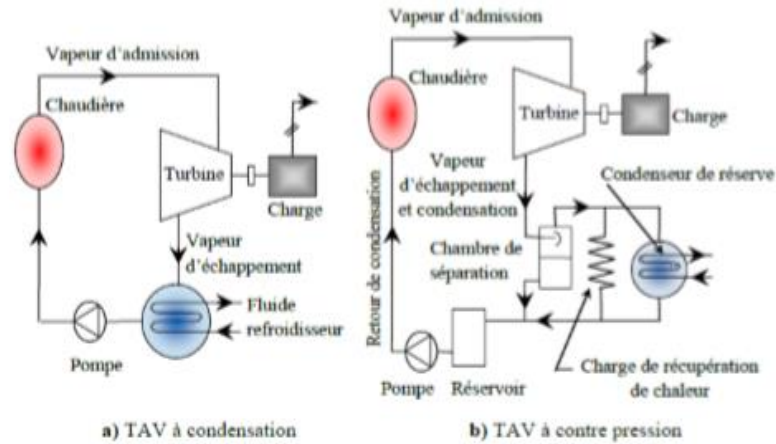


Figure 1.6.1 : Schéma d'une turbine à condensation et à contre-pression. [14]

1.11.2. Selon la forme de la veine de vapeur

a- Turbine axiale :

L'écoulement de la vapeur se fait dans le même axe de rotation de la turbine, c'est la turbine la plus utilisée.

b- Turbine radiale :

L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine.

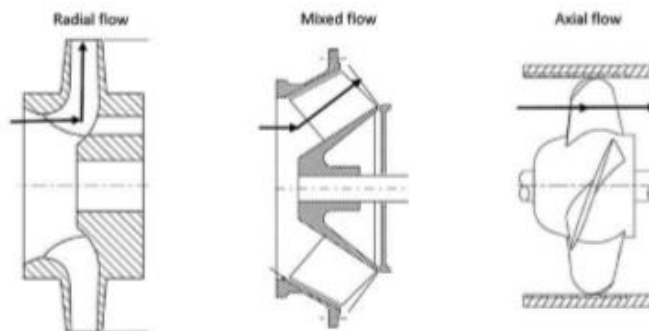


Figure 1.6.2 : Turbine axial et radial [15]

1.11.3. Selon le nombre d'étages de rotor :

Turbine élémentaire ou mono étagée (à une seule roue) et la turbine à éléments multiples ou multi étagée (à plusieurs roues). Une turbine à vapeur comporte un ou plusieurs étages, composés chacun de deux aubages, ou grilles d'aubes, dont l'un est fixe et l'autre mobile. Le plus souvent, la direction générale de l'écoulement de la vapeur est parallèle à l'axe de la turbine.

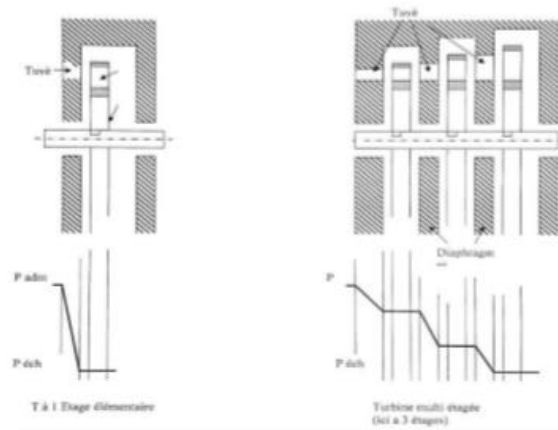


Figure 1.6.3 : Turbines mono étagée et multi étagée. [16]

Le fonctionnement d'un étage de turbine peut être conçu de deux manières, dans le premier cas, toute la détente a lieu dans l'aubage fixe, le rôle de l'aubage mobile étant d'utiliser l'énergie cinétique engendrée par cette détente ; c'est le cas d'un étage à action. Dans le second, la vapeur ne se détend que partiellement dans l'aubage fixe, le reste de la détente ayant lieu dans l'aubage mobile ; ce mode de fonctionnement caractérise l'étage à réaction. [17]

1.11.4. Selon le mode d'action :

- a- **Turbine à action** : Dans laquelle la détente se fait uniquement dans les canaux fixes, et les canaux mobiles jouent le rôle de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor.
- b- **Turbine à réaction** : Dans laquelle la détente se fait dans les canaux fixes et les canaux mobiles, Le rotor se présente en générale sous la forme d'un tambour sur lequel sont fixées les aubes mobiles.

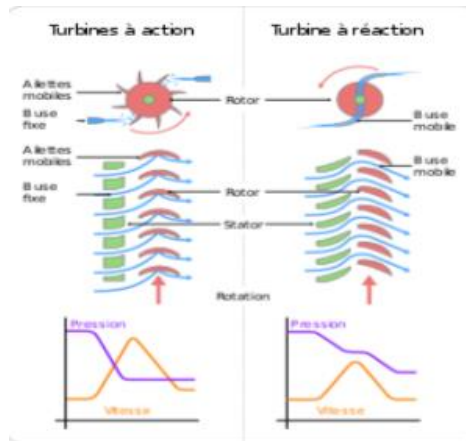


Figure 1.6.4 : Turbine à action et à réaction. [18]

1.11.5. Selon le mode de construction :

a- Turbine à un corps :

Est construite pour des puissances faibles ou moyennes jusqu'à 20MW.

b- Turbine à plusieurs corps :

Ou de grande puissance pour les centrales thermiques à puissance élevée elle comprend deux ou trois corps (haute pression (HP), moyenne pression (MP), basse pression (BP)).

Les turbines à vapeur modernes sont toutes axiales, multi étagées (à l'exception de celles entraînant de petites machines auxiliaires). [11]

1.12. Principe d'une turbine à vapeur

Le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est comprimée par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée dans la chaudière.
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.

Une turbine est constituée d'un rotor comprenant un arbre sur lequel sont fixées des aubes, et d'un stator constitué d'un carter portant des déflecteurs fixes, généralement constitué de deux parties assemblées selon un plan axial. Elle comprend en outre un tore d'admission segmenté et un divergent d'échappement dirigé vers le condenseur. La fonction des déflecteurs fixes est d'assurer tout ou partie de la détente en formant un réseau de tuyères et de modifier la direction de l'écoulement sortant de l'étage précédent.

Une turbine à vapeur comprend un ou plusieurs étages assurant chacun deux fonctions :

- ❖ La détente de la vapeur qui correspond à la conversion de l'énergie potentielle en énergie cinétique.

- ❖ La conversion de l'énergie cinétique en couple de rotation de la machine par le biais des aubages mobiles. [19]

1.13. Avantages et inconvénients des turbines à vapeur :

Les turbines à vapeur comme toute autre machine ou installation industrielles présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

✚ Avantages de la turbine à vapeur

- ✓ La turbine à vapeur étant un moteur thermique rotatif, elle est particulièrement adaptée pour être utilisée pour entraîner un générateur électrique.
 - ✓ Le principal avantage des turbines à vapeur est d'être un moteur à combustion externe. De ce fait, tous les combustibles (gaz, fioul, charbon, déchets, chaleur résiduelle) et notamment les moins chers peuvent être utilisés pour l'alimenter en vapeur. Le chauffage peut même se faire par énergie solaire. Le rendement peut atteindre des valeurs assez élevées d'où des frais de fonctionnement réduits.
 - ✓ Rapport puissance / poids très élevé par rapport aux moteurs alternatifs.
 - ✓ Moins de pièces mobiles que les moteurs alternatifs.
 - ✓ L'efficacité thermique d'une turbine à vapeur est généralement supérieure à celle d'un moteur alternatif.
 - ✓ En général, la turbine se déplace dans une seule direction, avec beaucoup moins de vibrations qu'un moteur alternatif. Les turbines à vapeur conviennent aux grandes centrales thermiques. Ils sont fabriqués dans une variété de tailles jusqu'à 1,5 GW de turbines utilisées pour produire de l'électricité.
 - ✓ Les turbines à vapeur ont une plus grande fiabilité, en particulier dans les applications où une puissance élevée et soutenue est requise. [20]
- ✚ utilisant l'eau comme fluide de travail sont les niveaux de température et de pression importants requis pour l'évaporation et le fonctionnement optimal du cycle. [21]. L'utilisation d'autres fluides dits « organiques » à haute masse moléculaire et à basse température d'évaporation permet d'exploiter des sources de chaleur plus froides pour la production d'électricité. Ces fluides induisent également une vitesse de rotation plus faible des turbines, ce qui rend plus aisé un couplage direct avec un alternateur. [21]
- ✓ Le coût et la complexité des installations les réservent le plus souvent à des installations de puissance élevée pour bénéficier d'économies d'échelle. Hormis des cas particuliers, les moteurs et turbines à gaz sont mieux adaptés en dessous d'environ 10 MW. Le

refroidissement du condenseur nécessite des grands débits d'eau ou des aéroréfrigérants encombrants ce qui limite d'emblée leur domaine d'emploi aux installations fixes ou navales. [22]

1.14. Cycles thermodynamiques étudiés de la turbine à vapeur (centrale thermique à vapeur) :

Les cycles des turbines à vapeur utilisent un guide compressible, qui change d'état au cours du cycle. Le changement d'état de la vapeur génère des variations importantes de l'enthalpie qui permet de transformer de grandes quantités de chaleur en travail.

1.14.1. Cycle de Rankine de base :

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique idéalisé d'un moteur thermique à pression constante qui convertit une partie de la chaleur en travail mécanique. Dans ce cycle, la chaleur est fournie de l'extérieur à une boucle fermée, qui utilise généralement de l'eau (en phase liquide et vapeur) comme fluide de travail. Contrairement au cycle de Brayton, le fluide de travail du cycle de Rankine subit le changement de phase d'une phase liquide à une phase vapeur et vice versa, (voir figure 1.7). [23]

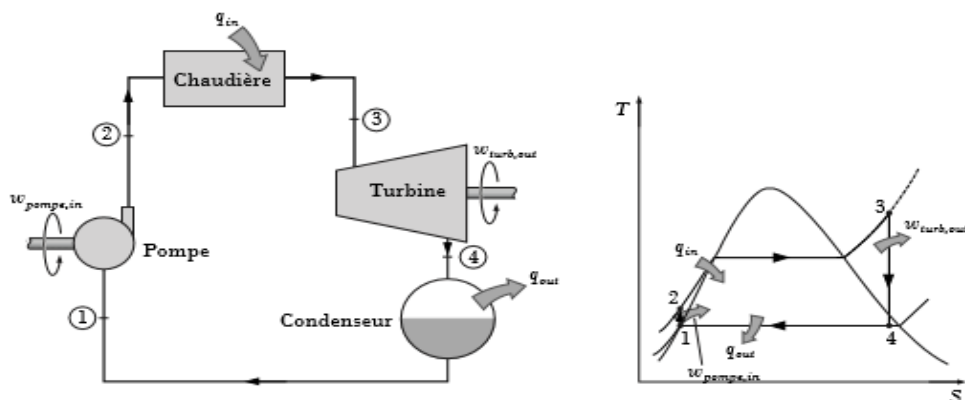


Figure 1.7 : Le cycle idéal simple de Rankine.

Le cycle théorique de Rankine (présenter dans la figure 1.7) comprend les quatre évolutions suivantes :

- (1→2) Une compression isentropique (compression dans les pompes centrifuges)
- (2→3) Apport de chaleur isobare (dans la chaudière)
- (3→4) Expansion isentropique (dans la turbine à vapeur)
- (4→1) Rejet de chaleur isobare (condensation dans le condenseur) [23]

Analyse énergétique [23] :

$$\text{Pompe (q=0)} : \quad (I.9)$$

$$W_{\text{pompe}} = h_2 - h_1$$

$$\text{Chaudière (W=0)} : \quad (I.10)$$

$$Q_{\text{in}} = h_3 - h_2$$

$$\text{Turbine (Q=0)} : \quad (I.11)$$

$$W_{\text{Turbine}} = h_3 - h_4$$

$$\text{Condenseur (W=0)} : \quad (I.12)$$

$$Q_{\text{out}} = h_4 - h_1$$

$$\text{Le rendement thermique} : \quad (I.13)$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}}$$

$$\text{Et : } W_{\text{net}} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}} \quad (I.14)$$

$$\text{Donc : } \eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \quad (I.15)$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \quad (I.16)$$

$$\eta = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (I.17)$$

1.14.2. Cycle de Rankine à surchauffe (Cycle de Hirn) :

Le cycle de Hirn est un cycle de Rankine, dans lequel la vapeur sortant de la chaudière est surchauffée à une température supérieure à la température critique. [24]

Le cycle de Rankine à surchauffe ou cycle de Hirn (voir figure 1.8) ne diffère du cycle de Rankine simple que par une transformation supplémentaire, pendant laquelle le fluide moteur est surchauffé à une température supérieure à celle de saturation, en lui fournissant une troisième quantité de chaleur dans la surchauffeur. Ceci a pour effet d'augmenter énormément le travail de détente et donc le travail utile est d'améliorer les conditions de travail de la turbine et donc son rendement interne puisqu'une grande partie des étages de la turbine fonctionnent avec de la vapeur sèche. En même temps le rendement thermique du cycle augmente.

Dans un cycle de Rankine idéal à surchauffe, le système exécutant le cycle subit une série de quatre processus : deux processus isentropiques (adiabatiques réversibles) alternés avec deux processus isobares, (voir figure 1.8). [25]

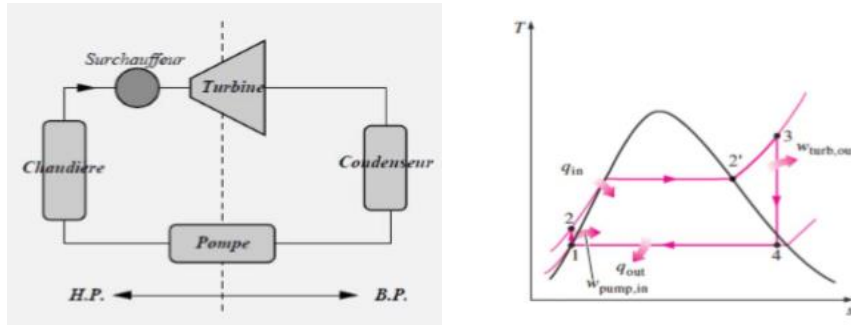


Figure 1.8 : Schématisation de cycle de Hirn.

Le cycle de Hirn dans le diagramme (T, S) contient les processus suivants :

- 1→2 : Une compression isentropique réversible de l'eau.
- 2→2' : Échauffement à pression constante puis vaporisation dans la chaudière.
- 2'→3 : La surchauffe de la vapeur, s'effectue dans la surchauffeur.
- 3→4 : Détente adiabatique réversible.
- 4→1 : La condensation de la vapeur, s'effectue dans le condenseur. [24]

Analyse énergétique [26] :

Les quatre composants associés au cycle de Rankine (la pompe, la chaudière, la turbine et le condenseur) sont des dispositifs à débit constant, et donc les quatre processus qui composent le cycle de Rankine peuvent être analysés comme des processus à débit constant. Les changements d'énergie cinétique et potentielle de la vapeur sont généralement faibles par rapport aux conditions de travail et de transfert de chaleur et sont donc généralement négligés. Ensuite, l'équation d'énergie à débit constant par unité de masse de vapeur se réduit à

$$(Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) = h_f - h_i \tag{I.18}$$

La chaudière et le condenseur n'impliquent aucun travail et la pompe et la turbine sont supposées isentropiques. Ensuite, la relation de conservation de l'énergie pour chaque appareil peut être exprimée comme suit : [26]

Pompe (Q=0) :

$$W_{pompe,in} = h_2 - h_1 \tag{I.19}$$

Où,

$$W_{pompe,in} = V*(P_2-P_1) \quad (I.20)$$

Chaudière (W=0) :

$$Q_{in} = h_3 - h_2 \quad (I.21)$$

Turbine (Q=0) :

$$W_{Turbine, out} = h_3 - h_4 \quad (I.22)$$

Condenseur (W=0) :

$$Q_{out} = h_4 - h_1 \quad (I.23)$$

L'efficacité thermique du cycle Rankine est déterminée à partir de :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (I.24)$$

Avec : $W_{net} = Q_{in} - Q_{out} = W_{Turbine, out} - W_{pompe,in}$

1.14.3. Cycle de Rankine avec resurchauffe ou de Hirn avec surchauffe :

La resurchauffe permet de diminuer la teneur en liquide à la sortie de la turbine et améliore le rendement du cycle thermodynamique mais augmente celui des aubages (ailettes) de la turbine suite à la réduction du degré d'humidité dans les derniers étages de la turbine, [27]

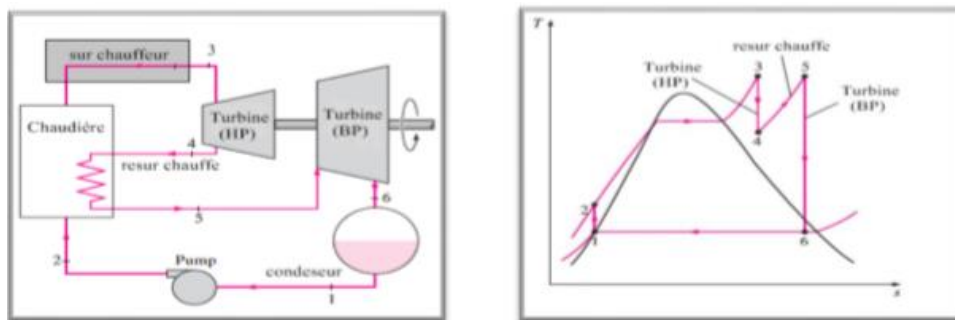


Figure 1.9 : Schéma de cycle de Hirn à resurchauffe [24]

La première idée pour améliorer le cycle de Hirn est d'augmenter la température moyenne lors de l'apport de chaleur : on peut y parvenir en réalisant une ou plusieurs resurchauffes, ou réchauffes. [27]

- ✓ On détend partiellement la vapeur dans une turbine HP jusqu'à une pression intermédiaire, de façon à atteindre un état proche de l'état saturé (état 4 ci-contre).
- ✓ Puis on la fait repasser dans la chaudière ou elle est réchauffée, à la pression intermédiaire, jusqu'à la température maxi du cycle ($T_3=T_5$).

✓ Enfin la vapeur se détend dans une turbine BP.

Le cycle de Rankine à resurchauffe dans le diagramme (T, S) contient les processus suivants :

- 1→2 Compression isentropique dans une pompe, passage de BP à HP.
- 2→3 Ajout de chaleur à pression constante (isobare) dans une chaudière.
- 3→4 1^{ère} détente adiabatique, de HP à MP, dans la turbine HP
- 4→5 chauffages isobares de la vapeur
- 5→6 2^{ème} détente adiabatique, de MP à BP, dans la turbine BP
- 6→1 Rejet de chaleur à pression constante (isobare) dans un condenseur. [27]

Bilan Energétique de cycle :

Pompe (Q=0) :

$$W_{\text{pompe, in}} = h_2 - h_1 \quad (\text{I.25})$$

Où :

$$W_{\text{pompe, in}} = V \cdot (P_2 - P_1) \quad (\text{I.26})$$

Chaudière (W=0) :

$$Q_{\text{in}} = Q_{\text{in}} (1) + Q_{\text{in}} (2) \quad (\text{I.27})$$

Et :

$$Q_{\text{in}} (1) = h_3 - h_2 \quad (\text{I.28})$$

$$Q_{\text{in}} (2) = h_5 - h_4 \quad (\text{I.29})$$

Donc :

$$Q_{\text{in}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (\text{I.30})$$

Turbine (Q=0) :

$$W_{\text{Turbine, out}} = W_{t1} + W_{t2} \quad (\text{I.31})$$

On a :

$$W_{t1} = h_3 - h_4 \quad (\text{I.32})$$

Et :

$$W_{t2} = h_5 - h_6 \quad (\text{I.33})$$

Donc :

$$W_{\text{Turbine, out}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (\text{I.34})$$

Condenseur (W=0) :

$$Q_{\text{out}} = h_6 - h_1 \quad (\text{I.35})$$

L'efficacité thermique du cycle de Rankine est déterminée à partir de :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (I.36)$$

Avec :

$$W_{net} = Q_{in} - Q_{out} = W_{turb,out} - W_{pompe,in} \quad (I.37)$$

$$W_{net} = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] - [h_2 - h_1] \quad (I.38)$$

$$Q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (I.39)$$

Donc :

$$\eta_{th} = \frac{[(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] - [h_2 - h_1]}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \quad (I.40)$$

1.15. Cycles combinés (turbine à gaz-turbine à vapeur) (CCGV)

Un cycle combiné est une combinaison entre une turbine à combustion et une turbine à vapeur.

[28]

Le cycle combiné le plus intéressant est le cycle de turbine à gaz (Brayton) combiné à un cycle de turbine à vapeur (Rankine), qui a un rendement thermique plus élevé que chacun des cycles exécutés individuellement. [8]

Les gaz chauds sortants de la turbine à gaz sont le premier pas de la création du cycle combiné, un cycle qui se base sur une turbine à gaz reliée avec un cycle à vapeur par un générateur de vapeur à récupération de chaleur HRSG (Heat recovery steam generator) qui remplace la chaudière dans les centrales à vapeur.

Cette idée vient après que les températures dans les turbines à gaz peuvent dépasser 1400°C à l'aide d'utilisation des matériaux résistants à hautes températures pour la production des aubes des turbines comme les céramiques. Cette situation a permis d'utiliser les gaz d'échappement de la turbine à gaz (en générale plus de 450°C) comme source thermique pour le cycle Rankine.

[29]

Le cycle combiné et comme présenté dans la figure 13 travail en combinant les deux cycles à vapeur et à gaz.

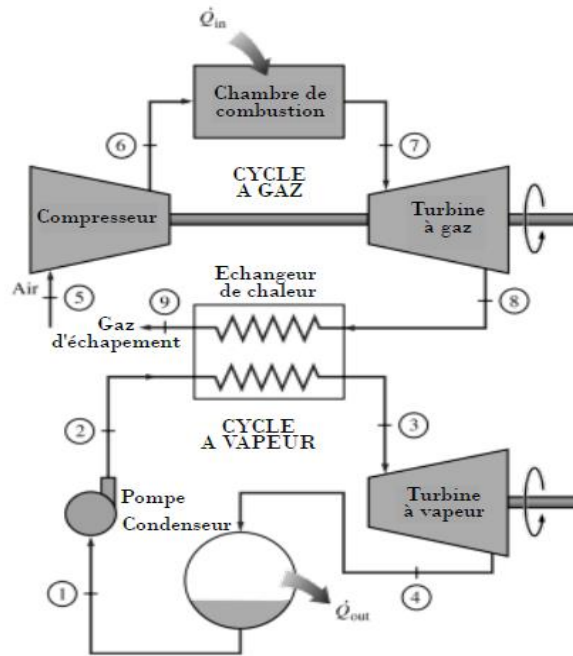


Figure 1.10 : Schéma d'une combinaison Turbine à gaz-Machine à vapeur

Dans ce cycle, l'énergie est récupérée des gaz d'échappement en la transférant à la vapeur dans un échangeur de chaleur qui sert de chaudière. En général, plus d'une turbine à gaz est nécessaire pour fournir suffisamment de chaleur à la vapeur. En outre, le cycle à vapeur peut impliquer la régénération ainsi que le réchauffage. L'énergie nécessaire pour le processus de réchauffage peut être fournie en brûlant un peu de carburant supplémentaire dans les gaz d'échappement riches en oxygène. [8]

Un système à cycle combiné permet de conserver une grande quantité de chaleur qui, autrement, serait perdue.

Le système à cycle combiné convertit les gaz d'échappement de la turbine à gaz en vapeur.

La vapeur provenant de la chaudière de récupération de chaleur entraîne une turbine à vapeur qui, à son tour, fait tourner un alternateur pour produire de l'énergie électrique supplémentaire.

Comme illustré à la figure en dessous, le cycle combiné produit ainsi deux fois de l'électricité à partir des mêmes gaz chauds : une fois dans le cycle de la turbine à gaz et une fois dans le cycle de la turbine à vapeur.

Par conséquent, le cycle combiné est plus efficace qu'une turbine à gaz ou une turbine à vapeur en elle-même. [30]

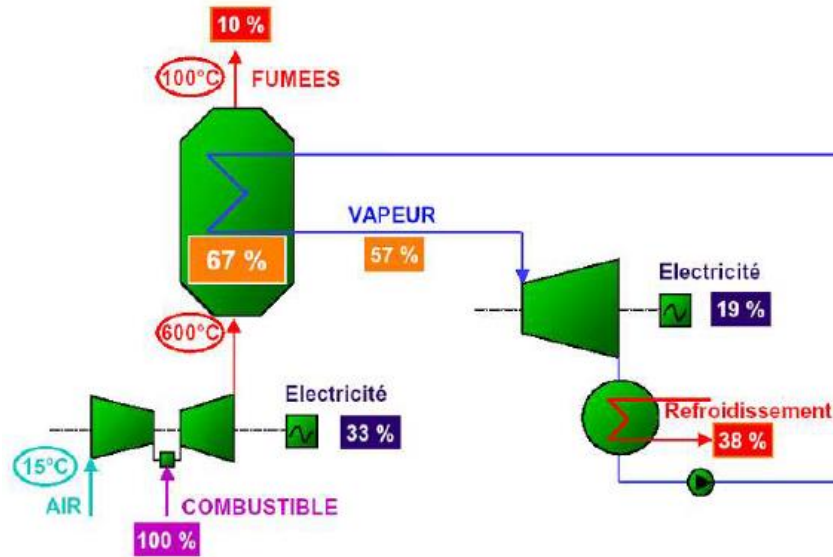


Figure 1.11 : Schéma simplifié représente l'amélioration de rendement d'une centrale à Cycle combiné

Dans ce processus, pour une consommation de combustible égale dans la chambre de Combustion, le travail utile T total, fourni par le système turbine à gaz – turbine à vapeur (en le considérant tant qu'énergie électrique aux bornes du générateur) augmente et, en conséquence, par thermodynamique, le rendement global augmente selon l'équation suivante :

$$\eta_{th} = \frac{E}{Q}$$

Où :

η_{th} : Rendement thermodynamique du système.

$E_{total} = E_{GT} + E_{ST}$ (énergie électrique produite par une turbine à gaz + la turbine à vapeur)

Q : Énergie introduite dans la chambre de combustion par le combustible. [31]

1.16. Chaudière de récupération (HRSG) :

Une chaudière de récupération est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie Thermique d'un écoulement de gaz chaud. Ensuite, elle produit de la vapeur qui peut être utilisée pour alimenter une turbine à vapeur.

Une chaudière de récupération est un assemblage d'échangeurs thermiques. Elle est constituée de trois échangeurs montés en série : un économiseur, un évaporateur associé à un ballon (tambour) et un surchauffeur. Ces échangeurs sont placés perpendiculairement dans un carneau de fumée. Par l'économiseur l'eau d'alimentation est chauffée jusqu'à la température

de vaporisation à la pression correspondante. Par l'évaporateur l'eau est vaporisée. Et par la surchauffeur la vapeur est surchauffée à la température désirée [32], voir Figure (1.12)

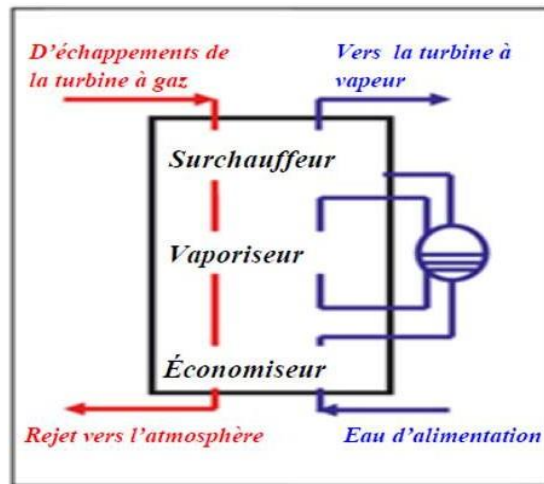


Figure 1.12 : les différents éléments d'une chaudière de récupération.

Deux paramètres importants sont utilisés pour caractériser l'échange thermique dans la chaudière. Il s'agit de la température d'approche, qui est l'écart de température de l'eau en sortie de l'économiseur par rapport à l'état de saturation dans le ballon. Et la température du pincement, qui est l'écart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de saturation dans la boucle évaporatrice.

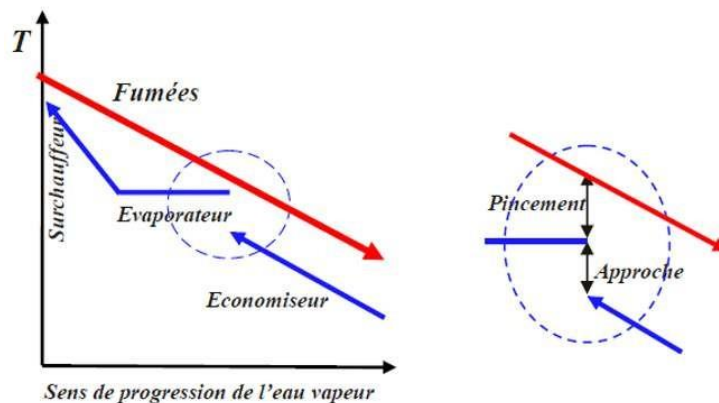


Figure 1.13 : représentation du pincement et de l'approche.

La Figure (1.13) permet de visualiser ces deux notions qui servent à évaluer la qualité de l'échange thermique et à calculer la surface d'échange lors du dimensionnement d'une installation. La température de la vapeur en sortie du ou des surchauffeurs est limitée par celle des gaz dans la chaudière.

1.16.1. Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération

Afin d'illustrer et aussi comme une aide dans les calculs, il est courant d'utiliser le diagramme T-Q. Il présente des profils pour le processus de transfert de chaleur entre le gaz d'échappement et de l'eau / vapeur. Un exemple de diagramme T-Q est donné sur Figure 1.14

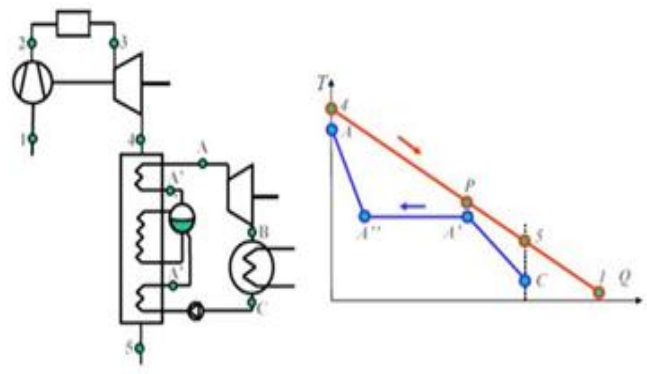


Figure 2.19 : Diagramme T-Q d'une chaudière de récupération.

La pente des lignes dans le diagramme T-Q se calcule par l'expression :

$$\frac{\Delta Q}{\Delta T} = \dot{m} C_p \quad (\text{I.41})$$

Le bilan thermique d'un élément dans l'un des flux dans un schéma T-Q peut être écrit comme :

$$\Delta Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (\text{I.42})$$

Considérons une chaudière de récupération où l'eau et les fumées circulent à contre-courant. La connaissance des enthalpies des fumées aux points 4 et 5 permet de déterminer l'énergie disponible tandis que les enthalpies de l'eau aux points A et C permettent de déterminer le débit de vapeur pouvant être généré dans cette chaudière [60 untitled]. Cela se fait par les deux relations Suivantes :

$$\dot{m}_f c_{pf} (T_4 - T_5) = \dot{m}_v (h_A - h_c) \quad (\text{I.43})$$

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_v} = \frac{(h_A - h_{A'})}{c_{pf} (T_4 - T_p)} \quad (\text{I.44})$$

Le rendement thermique d'une chaudière de récupération se calcule par la formule :

$$\eta_{HRSG} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \quad (\text{I.45})$$

1.16.2. Rendement du cycle combiné

Le rendement du cycle combiné peut être exprimé par la formule suivante : $\eta_{TGV} = \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG})\eta_{HRSG} \cdot \eta_{TV}$ (I.46)

Conclusion :

A partir de ce chapitre on peut dire que la machine thermique et l'un des moyens de production d'énergie les plus importants à cause de sa variété. Les améliorations sur les cycles combinés (cycles Brayton, Rankine) font ouvrir la porte pour les ingénieurs à des machines thermiques efficaces et économiques.

Le cycle combiné présente les avantages suivants : [33]

- ✓ haute efficacité (plus de 50 %).
- ✓ Les faibles coûts d'investissement.
- ✓ petite quantité d'eau nécessaire.
- ✓ grande souplesse d'exploitation.
- ✓ l'installation progressive.
- ✓ la simplicité d'utilisation.
- ✓ faible impact environnement.
- ✓ Les avantages de la cogénération de chaleur et d'électricité.

Chapitre 2 : les machines à absorption

Introduction :

Ce chapitre présente un aperçu des principes de production du froid, on va présenter dans ce chapitre les machines frigorifiques, Types de cycles frigorifiques (les machines à compression de vapeur et les machines trithermes), en insistant sur la machine frigorifique à absorption qui fait l'objet de notre étude.

2.1. Définition d'une machine frigorifique :

Une machine frigorifique est une machine thermodynamique qui permet transfert de chaleur d'un milieu à une température basse (T_f), appelé source froide, vers un milieu de température plus élevée (T_c), appelé source chaude, moyennant une dépense d'énergie mécanique. [34]

Le transfert de chaleur entre les deux sources s'effectue grâce à une substance active (le frigorigène) qui prélève de la chaleur à la source froide, en rejette dans la source chaude et à laquelle on doit apporter de l'énergie en compensation. [35]

Le fluide reçoit de la chaleur de la source froide, fournit de la chaleur à la source chaude ($Q_C < 0$) et reçoit du travail de la part de l'utilisateur ($W > 0$).

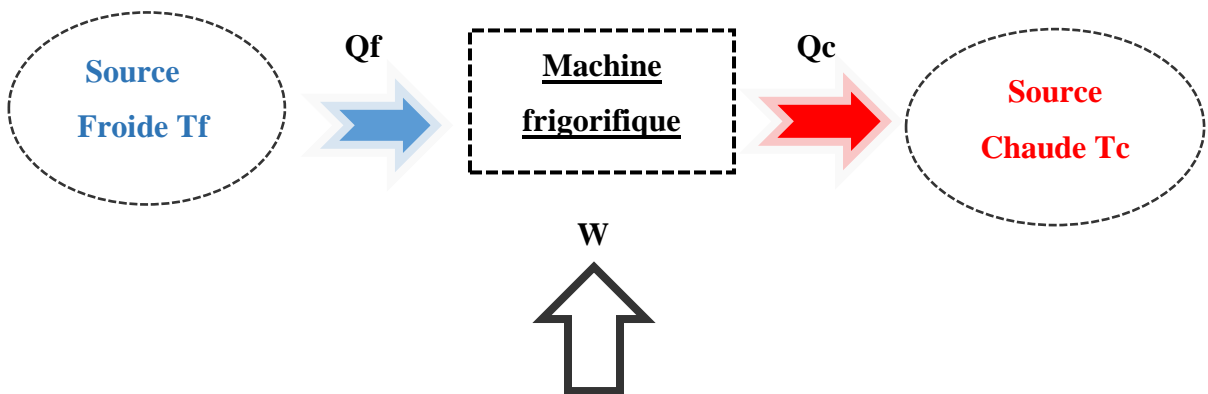


Figure 2.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique.

2.2. Types de cycles frigorifiques :

Les systèmes de production de froid sont actuellement divers et nombreux, alors que le principe reste le même. Lorsqu'il s'agit d'extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source dite source utile au niveau de température de T_1 et d'injecter la quantité de Q_2 à un autre niveau de température T_2 si T_1 est inférieure à la source libre disponible (à la température de T_2), selon le second principe, ce transfert reste impossible, et l'apport de l'énergie est obligatoire. Selon la nature de cette énergie apportée (chaleur et travail), il existe deux grandes classes de machines.

- ✓ **Machines à compression mécanique (système ditherme)** qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- ✓ **Machines à énergie thermique (système tritherme)** qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température **T3**. Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur, à titre d'exemple les machines à sorption. [36]

2.2.1. Les machines à compression de vapeur :

Ils font partie d'un système de production de froid séparable et sont donc constitués d'éléments séparables : système frigorifiques et moteur thermique d'entraînement.

Le principal avantage des machines à compression de vapeur réside dans l'utilisation de la chaleur latente de vaporisation d'un fluide. En effet celle-ci est généralement beaucoup plus importante que les chaleurs sensibles mises en jeu dans les machines à gaz en permanence. Une brève description du fonctionnement d'un compresseur de vapeur mono étage est rapportée ici. Le cycle fondamental décrit par le fluide frigorigène (figure 2.2.1.2).

Après le passage par le détendeur, la température du fluide baisse à cause de la chute de pression, le mélange liquide-vapeur résultant est envoyé vers l'évaporateur où l'évaporation produit l'effet utile à la température constante T_f de la source froide.

A la sortie de l'évaporateur, le gaz est aspiré par le compresseur et comprimé de la pression basse P_f à la haute pression P_c , conduisant à une élévation de la température du fluide de T_f à T_1 .

La transformation suivante correspond à un refroidissement isobare puis à la condensation du fluide dans le condenseur (transformation 1 - 3). Le liquide produit est récupéré alors dans une bouteille accumulatrice où le cycle reprend.

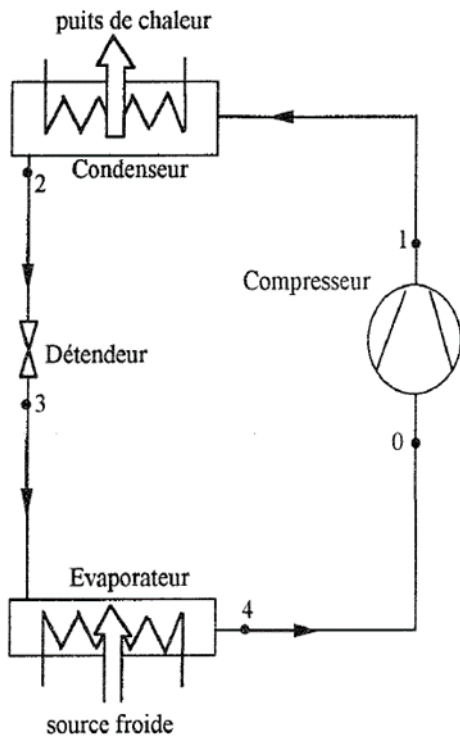


Figure 2.2.1.1 : Schéma d'une machine frigorifique à compression

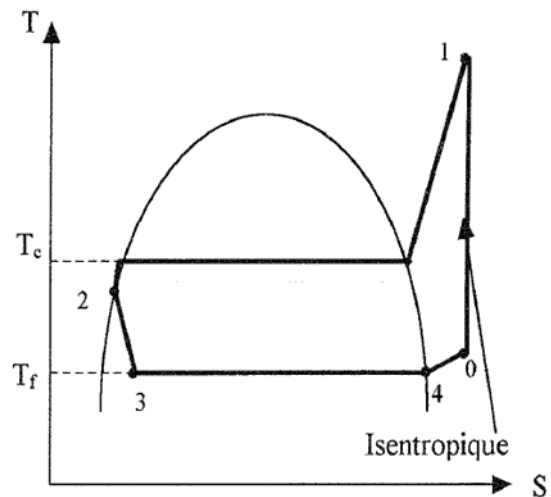


Figure 2.2.1.2 : Cycle de fonctionnement dans le Diagramme (T, S)

La caractérisation de ces machines suppose une bonne connaissance des propriétés des fluides cyclés. Les principaux fluides simples travaillent dans un domaine de température variant entre -45°C et 60°C , avec un rapport de pressions (P_t/P_c) faible pour faciliter la compression.

L'effet frigorifique spécifique massique (q_r), qui correspond à la quantité de chaleur prélevée à la source froide par unité de masse du fluide frigorigène cyclé, est la différence d'enthalpie spécifique entre la sortie et l'entrée de l'évaporateur (figure 2.2.a). [37]

2.2.2. Les machines à énergie thermique :

Une machine thermique est un système thermodynamique qui subit des cycles de transformation (échangeant du travail et de la chaleur). Leur principe de fonctionnement consiste à extraire ou fournir une quantité de chaleur en consommant de l'énergie calorifique. Ils sont constitués d'au moins trois sources de chaleur :

- source froide, à la température T_f
- source intermédiaire ou puits de rejet thermique à la température T_i
- source fournissant de la chaleur " motrice " à la température T_c

Parmi ces systèmes trithermes, on peut distinguer deux cas suivant le niveau de la température T_c :

1^{er} Cas : $T_c > T_i > T_f$

Le système en question (figure 2.3.1) absorbe de la chaleur motrice à la source de température T_i , et peut être, suivant l'utilisation, soit un système frigorifique (effet utile Q_r) ou une pompe à chaleur (effet utile Q_i).

Le coefficient de performance frigorifique, donné dans le cas réel par le rapport de la quantité de chaleur absorbée à la source froide à la quantité de chaleur motrice, est exprimé, pour un système idéal par :

$$(COP_F)_{id} = \frac{T_f}{T_c} \frac{T_c - T_i}{T_i - T_f} \quad (II.1)$$

Lorsque le système fonctionne en pompe à chaleur, le coefficient de performance calorifique réel donné par le rapport de la chaleur cédée au puits de chaleur de température T_i à la chaleur motrice à T_c est supérieur à l'unité. Dans le cas idéal, réversible :

$$(COP_C)_{id} = \frac{T_i}{T_c} \frac{T_c - T_f}{T_i - T_f} \quad (II.2)$$

2^{ème} Cas : $T_i > T_c > T_f$

Dans ces conditions, le système (figure 2.3.2) rejette nécessairement de la chaleur à la source de basse température T_f qui est alors un « puits froid ».

Par contre le système cède de la chaleur (effet utile Q_i) au puits thermique de température T_i . Le système ne fonctionne donc qu'en pompe à chaleur, c'est un « thermo transformateur » dont le COP_C est inférieur à l'unité. [37]

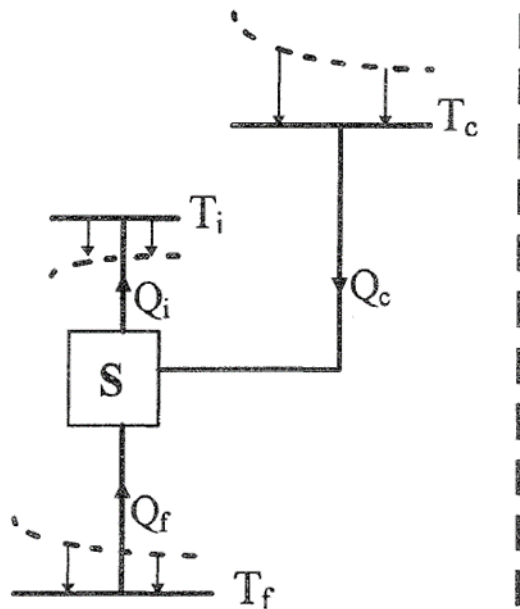


Figure 2.3.1 : système tritherme

$$T_c > T_i > T_f$$

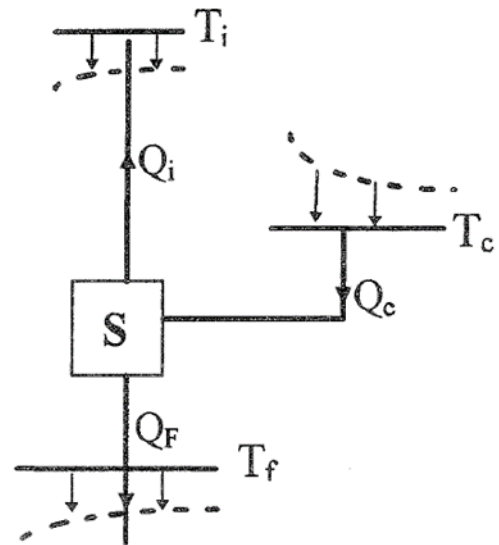


Figure 2.3.2 : système tritherme

$$T_i > T_c > T_f$$

1.3. Les machines à absorption :

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constitue le fluide frigorigène. [38, 39]

1.3.1. Bref rappel historique :

❖ L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est apparue la fin du 19^{ème} Siècle durant les années 1859- 1860 grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniacque (frigorigène), eau (absorbant). [40, 41]

❖ Le début de la recherche dans le domaine de la production de froid a été par le scientifique

NARINE, qui a utilisé un mélange d'eau et d'acide sulfureux dans un laboratoire qui fonctionnait en permanence en 1877. Et puis l'utilisation de ce mélange s'est arrêté depuis 1920 à cause de la corrosion et de toxicité. [40, 42]

❖ La première installation de vapeur sous pression a été développée en Europe aux Dépens de la machine à absorption par Linde "Linde's Ice Machine Company en 1880". Après avoir commencé à perdre de son importance, une véritable renaissance a été enregistrée au début des années vingt du siècle dernier et s'est poursuivie avec le mélange Eau -ammoniac. Grâce aux améliorations proposées par Altenkich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur le plan pratique et théorique. [41]

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale.

❖ De 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux États-Unis, deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).

❖ En 1965 environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifiques aux États-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958).

❖ L'année 1970 marque le début de la production et de la commercialisation des Groupes à absorption KWAZAKI machine utilise ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), cycle à double effet avec un brûleur à gaz.

❖ Puis ces machine connaissent des développements importants (recherche sur l'utilisation du rayonnement solaire et sur les économies d'énergie) la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais a la circulation par pompe d'un liquide absorbant dont la teneur en frigorigène absorbé dépend de la pression .Le travail mécanique nécessaire est très réduit et le système consomme de la chaleur .[43]

1.3.2. Les Fluides frigorigènes :

Les performances d'une machine à absorption dépendent en premier lieu de la nature des fluides qu'elle utilise.

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve une étude faite par Marcriss [44, 45] qui montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : le couple Ammoniac – Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et le couple Eau – Bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).

1.3.2.1. Les critères de Couples utilisés dans les machines à absorption :

La performance des cycles à absorption dépend fortement plusieurs critères (thermodynamique, chimiques, technique, économique, écologiques et de sécurité) parmi lesquels on peut citer :

- L'affinité entre la substance absorbant et le réfrigèrent
- La chaleur latent de changement de phase de réfrigèrent [46]
- L'exigence d'une combinaison absorbante / réfrigérant est qu'en phase liquide
- Le fluide frigorigène doit être plus volatile que l'agent absorbant.
- Faible viscosité. [47]
- Le mélange absorbant/réfrigèrent doit également être chimiquement stable, non toxique et non explosif.
- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non corrosifs, respectueux de l'environnement, et à faible coût. [48, 49]

Le **tableau (2.1)** présente les principales propriétés physico-chimiques des couples utilisées.

couple	H ₂ O/LiBr	NH ₃ /H ₂ O
pression	Inférieur à la pression atmosphérique 5 °C , 8.7 mb 45 °C , 96 mb	-30 °C , 1.2 b -5 °C , 3.5 b 45 °C , 17.8 b
Températures	Température d'évaporation >0 °C	Température d'évaporation <0 °C
Applications	Climatisation exclusivement	Froid industriel et climatisation
Double effet	Oui	Oui
Matériau/corrosion	Inhibiteur anticorrosion nécessaire	Cuivre interdit
Pertes de charges	Vigilance : ΔP, P	Classique (cf. compression)
Volume massique	Important 5 °C : 147 m ³ /kg Diamètres de canalisation importants	Classique 5 °C : 0.34 m ³ /kg -30 °C : 0.96 m ³ /kg
Rectifieur	Non	Oui
Dispositif anti cristallisation	Oui	Non
Dispositif de purge (incondensables)	Oui	Non
Chaleur latente De vaporisation KJ/Kg	H ₂ O 5 °C : 2490 KJ/Kg 45 °C : 2394 KJ/Kg	NH ₃ -30 °C : 1357 KJ/Kg 5 °C : 1243 KJ/Kg 45 °C : 1080 KJ/Kg

Tableau 2.1 : Caractéristiques physico-chimiques des couples (LiBr/H₂O) et (H₂O/NH₃). [47]

1.3.2.2 Machine à absorption utilisent le couple Eau – Bromure de lithium (H₂O-LiBr)

La solution aqueuse de bromure de lithium (H₂O-LiBr) appliqué essentiellement dans la Climatisation. Où l'eau agit comme réfrigérant qui Absorbe et élimine la chaleur de L'environnement spécifique tandis que le bromure de lithium Devient absorbant.

Le bromure de lithium est avantageux car il est essentiellement non volatil. L'eau est avantageuse en tant que réfrigérant car elle ne cristallise pas. Toutefois, son utilisation limite le fonctionnement du système à des températures de réfrigération supérieures à 0 °C ou même 5°C, en raison du point de congélation de l'eau. [50] d'une autre part, ce mélange présente un inconvénient majeur concernant son domaine de solubilité. A des hautes températures et/ou importantes concentrations la solution de Bromure de lithium fait face à un problème de cristallisation ce qui rend nécessaire le contrôle continu de la température du circuit de refroidissement. Un autre problème majeur lié à ce mélange concerne les bas niveaux de pressions utilisées. La pression au niveau de l'évaporateur étant inférieure à la pression atmosphérique cause problème d'étanchéité et de choix de matériau. [51]

Les avantages et les inconvénients de mélange (H₂O-LiBr)

A. les avantages :

- ✚ L'eau non toxique.
- ✚ Chaleur latente massique plus grand comparativement avec les autres fluides réfrigérants, c'est un avantage dans les grandes installations en limitant les débits nécessaire donc en réduisant les dimensions et par la suite le cout.
- ✚ L'eau est un fluide inflammable.
- ✚ Faible viscosité.
- ✚ Moins couteaux.

B. Les inconvénients :

- ✚ Les températures inférieures à zéro degré (0°C) lui sont interdites afin d'éviter la congélation ce qui convient à la climatisation et la conservation des aliments.
- ✚ Danger de cristallisation surtout en transitoire.
- ✚ Bromure de lithium (LiBr) est couteux.
- ✚ L'installation (H₂O-LiBr) travaille sous vide à une pression nettement inférieure à la pression atmosphérique. [51]

3.2.3 Machine à absorption utilisant le couple ammoniac – Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) :

La solution aqueuse de couple ammoniac – Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) appliqué essentiellement dans le Froid industrielle et la Climatisation. Où l'ammoniac agit comme réfrigérant Cette machine Utilise la propriété que présente l'eau à basse température d'absorber l'ammoniac (1000 fois Son volume à 0°C) et de libérer par chauffage la presque totalité du gaz absorbé (à 100°C). [52] La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (\approx quelques %) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelé rectifieur. Chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur. [47] Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées pourront donc nous assurer la production de froid désirée dans un évaporateur.

❖ Les avantages et les inconvénients de mélange ($\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$)

A. les avantages :

- ✚ Le prix peu élevé.
- ✚ Chaleur latente inférieure à celle de l'eau.
- ✚ Gamme d'utilisation très grande.
- ✚ Il convient même aux températures inférieures à (0°C) donc gamme d'utilisation très large.

B. Les inconvénients :

- ✚ L'ammoniac est toxique c'est la raison pour laquelle son utilisation est limitée par la réglementation à des cas particuliers.
- ✚ L'ammoniac vapeur qui sort du bouilleur contient quelques traces de vapeur d'eau et qui parcourt le circuit frigorigène. [51]

3.3 Les configurations de la machine frigorifique à absorption

L'existence de diverses configurations du cycle à absorption est les résultats d'un long chemin de travail de recherche en vue d'amélioration des performances de ces systèmes. On distingue. [53] :

3.3.1. Le système à absorption à simple effet :

Est le plus utilisé à cause de sa simplicité, appelé aussi frigo pompe. [53]

Le cycle à simple effet représenté sur la figure (2.4.1), contient les éléments de base suivants : un évaporateur, un condenseur, un générateur (désorbeur), un absorbeur et échangeur de solution (transmetteur interne). [54]

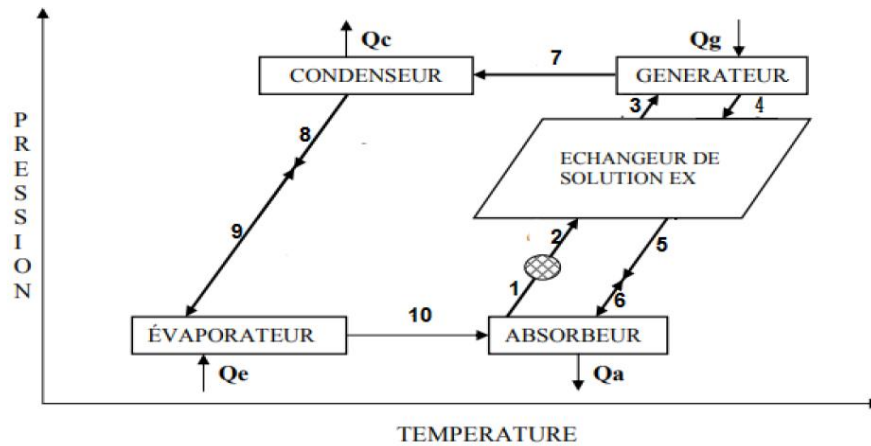


Figure 2.4.1 : Représentation schématique de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet [54]

L'échangeur permet de préchauffer la solution diluée sortant à température minimale (T_m) de l'absorbeur avant son entrée dans le bouilleur (ou désorbeur) la solution concentrée sortant du bouilleur (générateur) à haute température (T_h), l'évaporateur pompe la chaleur dans l'enceinte à refroidir, produisant ainsi une froideur utile. [53]

Cet échangeur réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au désorbeur (Q_d) et à évacuer à l'absorbeur (Q_a). [55]

3.3.2. Le système à absorption à double effet :

Introduit entre 1956 et 1958, est considéré comme une combinaison de deux systèmes d'absorption à simple effet. [56] L'objectif de ce cycle est d'augmenter la performance des systèmes à absorption. [57]

La figure (2.4.2) présente le fonctionnement ainsi que le schéma de principe de ce cycle

Où la vapeur du réfrigérant générée par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à second effet. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet. (La chaleur issue de la condensation de la vapeur du réfrigérant est utilisée dans le bouilleur II). Si toute la vapeur du réfrigérant provenant du premier générateur se condense dans le second

générateur, le *COP* du système devrait être deux fois celui du système à simple effet correspondant. [58]

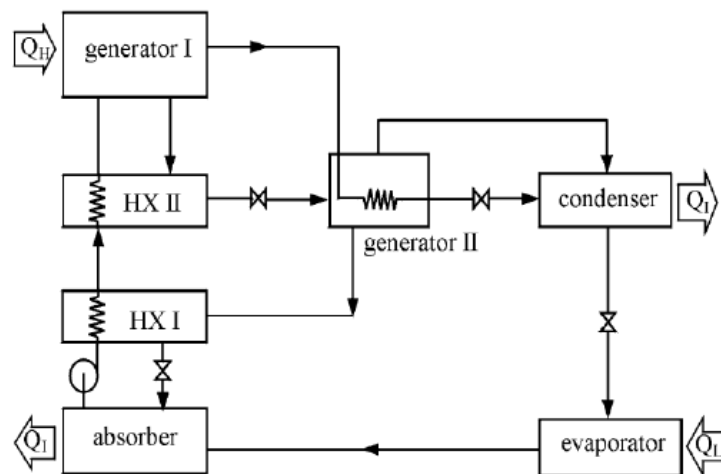


Figure 2.4.2 : Cycle frigorifique à absorption double effet.

3.3 Le cycle GAX :

Introduit en 1911 par Altenkirch et Tenckhoff. La dénomination de ce type de cycle provient de son nom anglophone Generator-Absorber-heat-exchanger (GAX). Ou parfois s'appelle DAHX qui signifie échangeur de chaleur-désorbeur-absorbeur. [59]

La particularité tient à la récupération d'énergie à la fois sensible et latente lors de la descente en température et d'une partie de l'absorption. Au profit de la montée en température et d'une partie de la désorption.

Son fonctionnement suppose, comme on peut le constater dans la figure 2-6, un écart important entre les températures T_m et T_h pour assurer une récupération d'énergie à des niveaux de température suffisamment intéressants. Aussi, son utilisation est réservée uniquement au couple NH_3/H_2O qui n'est soumis à aucune cristallisation et donc à aucune limitation de cet ordre vers les hautes températures.

La récupération d'énergie se traduit au bilan final par une réduction de la part à fournir effectivement au désorbeur et donc par des COP plus élevés que ceux des cycles standards. [55]

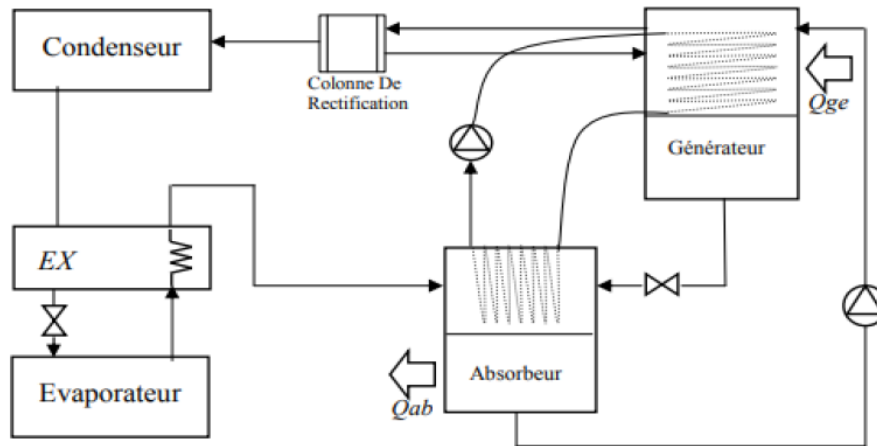


Figure 2.4.3 : Cycles frigorifique à absorption avec GAX. [58]

3.4. Principe de fonctionnement d'une machine à absorption

Le groupe frigorifique à absorption est composé de quatre (4) composants essentiels tels que : un générateur, un condenseur, un évaporateur et un absorbeur où l'absorbant et le réfrigérant sont utilisés en mélange binaire comme fluide de travail. Le solvant et le frigorigène qui constituent le fluide de travail ont l'un pour l'autre une forte affinité. [60]

Dans un système à absorption, L'absorbant absorbe le fluide frigorigène qui s'était déjà vaporisé dans l'évaporateur. Dans le cycle à absorption de base, la vapeur du fluide frigorigène est transformée en phase liquide (solution) tout en restant à basse pression.

Cette transformation est rendue possible grâce à l'absorption de la vapeur par l'absorbant. La solution riche en frigorigène est pompée par une pompe de solution et envoyée au générateur en passant par un échangeur de chaleur pour le refroidissement de la solution absorbante.

A partir du générateur, le fluide frigorigène et le solvant sont séparés, c'est-à-dire, régénérés par un processus de distillation. Le schéma suivant dans la figure (2.5) montre le principe de fonctionnement. [61]

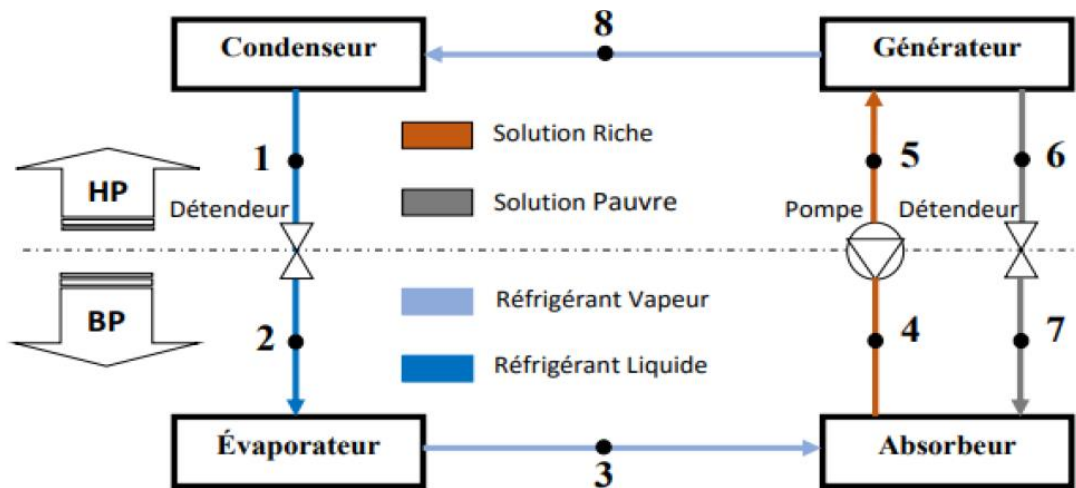


Figure 2.5 : structure d'une machine à absorption [62]

La vapeur issue du générateur pénètre dans le condenseur, où elle se liquéfie en cédant de la chaleur. L'ensemble du générateur et du condenseur constitue la partie à haute pression du système. Le frigorigène liquide accumulé dans le condenseur peut ensuite être détendu de cette zone à haute pression vers un évaporateur à basse pression, où il s'évapore en effectuant la réfrigération. Après évaporation du frigorigène dans l'évaporateur et extraction de chaleur du milieu à réfrigérer, le frigorigène pénètre dans l'absorbeur. Dans celui-ci, la vapeur de frigorigène se recombine avec le mélange en provenance du générateur, pauvre en frigorigène. Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur afin de maintenir sa température suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont on a besoin entre le frigorigène et la solution. La solution résultante, riche en frigorigène, est recueillie au fond de l'absorbeur et est repompée dans le générateur par une pompe de solution pour y maintenir un niveau requis et une concentration imposés. C'est cette même pompe qui assure la différence de pression requise dans le système. [60]

Le réfrigérant à l'état vapeur qui va être utilisée au niveau du condenseur est générée par une évaporation partielle en utilisant l'énergie de la source de chaleur fatale (rejets thermiques). La solution riche en absorbant(8) et contenant le réfrigérant non évaporé va subir une détente isenthalpique (9) avant être injectée dans l'absorbeur (10) afin de compléter le cycle. [63]

3.5. Avantages et inconvénients des machines à absorption :

Le tableau (2.2) Montre les différents avantages et inconvénients des machines frigorifiques à absorption. [64, 65]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none">▪ Elles consomment essentiellement de l'énergie calorifique.▪ Peu de maintenance et grande longévité du matériel▪ Machines silencieuses et sans vibrations.▪ Intérêt d'avoir de l'eau comme fluide frigorigène (pas de toxicité).▪ Faible coût de fonctionnement.	<ul style="list-style-type: none">▪ Faible COP, basé sur la puissance thermique fournie à la machine.▪ coefficients de performance modestes.▪ Une grande puissance thermique est à évacuer vers l'extérieur.▪ Étanchéité de la machine pour éviter l'intrusion de gaz incondensables.▪ Problème de cristallisation des absorbants.

Tableau 2.2 : les avantages et les inconvénients des machines frigorifiques à absorption.

3.5. Modélisation de machine à absorption ;

Avant d'entamer la simulation de la machine frigorifique à absorption il est nécessaire d'émettre certaines hypothèses simplificatrices, sur lesquelles les calculs vont être basés, ces dernières peuvent être énoncées comme suit :

- ✓ La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- ✓ Le fluide frigorigène à la sortie de condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- ✓ Le fluide frigorigène sortant du l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- ✓ Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.
- ✓ Les détentes sont isenthalpiques.
- ✓ Pas de perte au niveau de la pompe. [63]

La modélisation va être faite en établissant les équations de bilan de masse et d'énergie dans chaque composant du groupe frigorifique à absorption (voir figure 2.6).

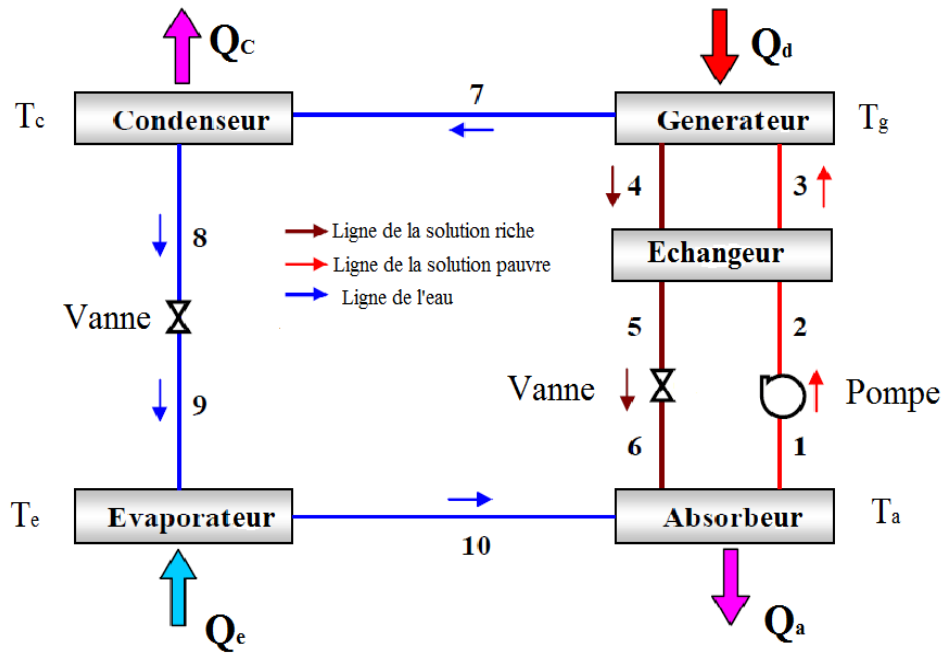


Figure 2.6 : schéma représentatif de la machine à absorption

Comme il est montré dans la figure (2.6), la machine frigorifique à absorption comprend trois lignes d'écoulement essentiel, le débit massique et la concentration du LiBr dans chaque ligne est :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_I \quad \text{Solution pauvre} \quad (\text{II.3})$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{II} \quad \text{Solution riche} \quad (\text{II.4})$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{III} \quad \text{Eau et vapeur} \quad (\text{II.5})$$

La concentration de la solution est définie comme étant la masse du bromure de lithium (LiBr) divisé par la masse de la solution i.e. masse du LiBr et de l'eau. Elle est donnée par :

$$X = \frac{m_{LiBr}}{m_{LiBr} + m_{eau}} \quad (\text{II.6})$$

La concentration du LiBr dans chaque ligne est :

$$x_1 = x_2 = x_3 = x_I \quad \text{Solution pauvre} \quad (\text{II.7})$$

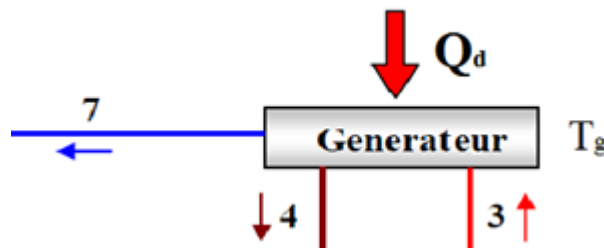
$$x_4 = x_5 = x_6 = x_{II} \quad \text{Solution riche} \quad (\text{II.8})$$

$$x_7 = x_8 = x_9 = x_{10} = x_{III} \quad \text{Eau et vapeur (pas de LiBr)} \quad (\text{II.9})$$

❖ La machine à absorption travaille avec deux niveaux de pression :

- Basse pression : $P_1 = P_6 = P_9 = P_{10} = P_h$.
- Haute pression : $P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 = P_b$. [66]

3.5.1 Le générateur (désorbeur) : le liquide riche en frigorigène entre dans le générateur (au point 3) y reçoit la quantité de chaleur Q_g à une température T_g ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution grâce à l'énergie apportée par le circuit d'eau chaude. A la sortie de désorbeur, on obtient donc de la vapeur de frigorigène (au point 7) et une solution concentrée de l'absorbant (au point 4). [60, 67]



La chaleur prélevée du circuit d'eau chaude, permet :

- l'apport de chaleur sensible pour le réchauffage de la solution riche en réfrigérant jusqu'au début de l'évaporation de ce dernier.
- l'évaporation du frigorigène et l'élévation de température progressive du mélange restant
- la séparation des deux composants du couple de solution : chaleur de dilution.

L'évaporation et la séparation sont simultanées. [60]

Pour l'étude, on considère que les corps en présence sont en équilibre thermodynamique c'est à dire que les températures, pression, potentiel chimique de chaque constituant sont identiques dans chaque phase.

❖ **Conservation de la masse :**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{II} + \dot{m}_{III} \quad (II.10)$$

❖ **Conservation du LiBr :**

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7$$

$$\dot{m}_I x_I = \dot{m}_{II} x_{II} + \dot{m}_{III} x_{III} \quad (\text{II.11})$$

Et comme la concentration de l'eau et de vapeur est nul. Alors, $x_{III} = 0$.

$$\dot{m}_I x_I = \dot{m}_{II} x_{II}$$

❖ **Conservation de l'énergie :**

Le bilan d'enthalpie donne :

$$\dot{Q}_d + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{Q}_d + \dot{m}_I h_3 = \dot{m}_{II} h_4 + \dot{m}_{III} h_7 \quad (\text{II.12})$$

Avec :

$$h_3 = H_{LiBr}(T_3, X_3)$$

$$h_4 = H_{LiBr}(T_4, X_4)$$

$$h_7 = h('eau', T_7, P_h) . [66] \quad (\text{II.13})$$

3.5.2 L'absorbeur :

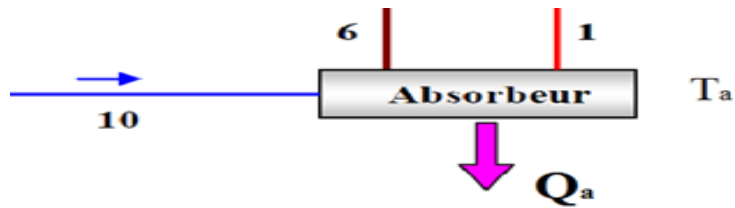
La solution pauvre en réfrigérant provenant du générateur absorbe lors de sa chute la vapeur de réfrigérant provenant de l'évaporateur. Cette vapeur se liquéfie en cédant sa chaleur au circuit de refroidissement. Le mélange obtenu à basse pression est repompé vers le générateur.

Deux phases d'échange de chaleur se déroulent lors du processus d'absorption :

- la solution pauvre en réfrigérant subit un refroidissement sans modification de concentration, l'énergie cédée est uniquement sensible.
- processus d'absorption du frigorigène modifie la concentration du mélange, les chaleurs dégagées sont sensible (différence de températures), chimique avec la dilution et latente avec la liquéfaction du réfrigérant. Ainsi dans l'absorbeur, le réfrigérant est totalement absorbé par

le LiBr. Cette réaction a un caractère très exothermique, ce qui fait qu'une grande quantité de chaleur doit être évacuée. [60]

Pour le calcul, il est possible de connaître les quantités de chaleur mises en jeu par la connaissance des variables d'état : température, pression et titre des solutions.



❖ Conservation de la masse :

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \\ \dot{m}_I &= \dot{m}_{II} + \dot{m}_{III} \end{aligned} \quad (\text{II.14})$$

❖ Conservation du LiBr :

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 x_1 &= \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} \\ \dot{m}_I x_I &= \dot{m}_{II} x_{II} \end{aligned} \quad (\text{II.15})$$

❖ Conservation de l'énergie :

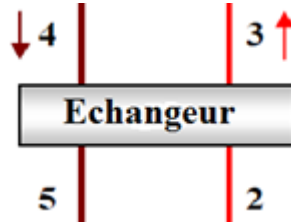
$$\begin{aligned} \dot{Q}_a + \dot{m}_1 h_1 &= \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} \\ \dot{Q}_a + \dot{m}_I h_I &= \dot{m}_{II} h_6 + \dot{m}_{III} h_{10} \end{aligned} \quad (\text{II.16})$$

Avec :

$$\begin{aligned} h_1 &= H_{LiBr}(T_1, X_1) \\ h_{10} &= h('eau', T_{10}, P_b) \cdot [66] \end{aligned} \quad (\text{II.17})$$

3.5.3 L'échangeur de solution :

Il permet de diminuer les puissances du générateur et de l'absorbeur en permettant un transfert d'énergie du mélange pauvre en réfrigérant provenant du générateur au mélange riche en réfrigérant provenant de l'absorbeur. Cette diminution de puissances permet une double économie : les surfaces d'échange sont réduites et les quantités d'énergie rejetée et fournie sont moindres. [60]



Cet échangeur de solution est caractérisé par sa puissance et son efficacité.

❖ Conservation de l'énergie :

✚ Pour la partie chaude de l'échangeur :

$$\dot{Q}_{shx-c} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$$

✚ Pour la partie froide :

$$\dot{Q}_{shx-f} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (\text{II.18})$$

Avec :

$$h_5 = H_{LiBr}(T_5, X_5)$$

$$h_2 = H_{LiBr}(T_2, X_2) \quad (\text{II.19})$$

❖ Efficacité de l'échangeur :

$$\varepsilon = \frac{m_I(h_3 - h_2)}{m_{II}(h_4 - h_5)}$$

Elle peut être exprimée aussi en fonction des températures :

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad . \quad [66] \quad (\text{II.20})$$

3.5.4 La pompe de solution :

Elle assure la circulation du mélange riche en réfrigérant du puits de solution vers le générateur, à travers l'échangeur. Elle est dimensionnée de manière à permettre le passage de basse à haute pression, et à s'opposer aux pertes de charge dans le circuit et l'échangeur de solution. [60]

❖ Conservation de l'énergie :

$$W = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (\text{II.21})$$

Avec :

$$h_1 = H_{LiBr}(T_1, X_1) \quad . [66] \quad (\text{II.22})$$

3.5.5 Le détendeur :

Le réfrigérant s'écoule dans cet appareil où il subit une détente isenthalpique supposée parfaite. Cette hypothèse donne :

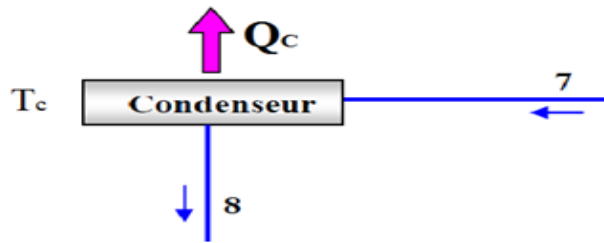
- Vanne 1 : $h_5 = h_6$
- Vanne 2 : $h_8 = h_9$ (II.23)

Avec :

$$h_8 = h('eau', T_8, P_h) \quad . [66] \quad (\text{II.24})$$

3.5.6 Le condenseur :

La vapeur de réfrigérant générée au bouilleur se liquéfie sur le faisceau d'échange. La pression qui règne dans la calandre du condenseur correspond à l'équilibre liquide-vapeur du frigorigène. La condensation d'un corps pur se fait à température constante, avec un dégagement de chaleur latente. La chaleur sensible mise en jeu est nulle du fait que le refroidissement de la vapeur qui entre dans la calandre est négligé. [60]



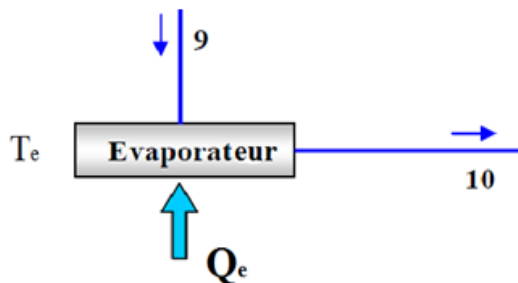
❖ Conservation de l'énergie :

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8$$

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_{III} h_7 = \dot{m}_{III} h_8 \quad . \quad [66] \quad (II.25)$$

3.5.7 L'évaporateur :

L'énergie prélevée sur le circuit d'eau glacée du groupe à absorption, source froide de la machine, provoque un changement de phase du frigorigène liquide. Le réfrigérant subit dans l'échangeur un changement de phase sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur. [60]



❖ Conservation de l'énergie :

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_{III} h_9 = \dot{m}_{III} h_{10} \quad . \quad [66] \quad (II.26)$$

3.6 Coefficient de performance et débit spécifique de solution (Taux de circulation) :

Le coefficient de performance représente le rapport de production frigorifique au niveau de l'évaporateur à la puissance calorifique du bouilleur. [66] Il est donnée par :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (II.27)$$

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution riche refoulée par la pompe et de vapeur désorbée au générateur [66] s'écrit :

$$\text{FR} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} \quad (\text{II.28})$$

Conclusion :

Dans ce chapitre on a bien définie tous ce qui concerne les machines à absorption (définition, principe de fonctionnement, cycles, types, etc...) et on a fait une modélisation mathématique en se basant sur le bilan de masse et d'énergie dans chaque composant ce qui nous permet de simuler la machine et d'étudier ses performances.

Chapitre 3 : Résultats et discussions

Introduction

Ce chapitre présente une synthèse des résultats énergétiques d'un cycle combiné, en utilisant diverses chaudières de récupération, basée sur les analyses effectuées dans le chapitre 2. L'outil de calcul EES a été utilisé pour ces analyses. Pour mettre en place ce cycle combiné, il est nécessaire d'installer à la fois une turbine à gaz et un système de génération de vapeur, qui sont connectés à une chaudière de récupération et une machine à absorption.

I. Présentation de ENGENRENG EQUATION SOLVER (EES) :

EES est un logiciel conçu pour résoudre n équations non linéaires pour n inconnues. Le programme peut simplifier les grands problèmes, tels que minimiser le risque d'erreurs de calcul. Cependant, il est surtout utile pour les problèmes nécessitant une solution itérative ou pour les problèmes paramétriques, où l'on fait varier une propriété pour évaluer l'effet sur l'efficacité du cycle, la puissance produite, le nombre d'heures de fonctionnement, etc. Nous utiliserons également EES pour résoudre des problèmes plus complexes et ouverts. Qui ne peuvent pas être facilement résolus à la main.

EES est un acronyme pour Engineering Equation Solver. La fonction de base fournie par EES est la résolution d'un ensemble d'équations algébriques. EES peut également résoudre des équations différentielles, les équations avec des variables complexes, l'optimisation, la régression linéaire et non linéaire, générer des graphiques de qualité publication, simplifier les analyses d'incertitude et fournir des animations.

EES peut être utilisé pour de nombreuses applications d'ingénierie. Il convient parfaitement à l'enseignement des cours de génie mécanique et à la pratique de l'ingénierie.

"donnés"

T_g[1]=298

P_g[1]=1

eta_is_c=0.91

eta_is_tg1=0.92

eta_is_tg2=0.93

P_ci=45000

pi_cc=0.98

T_max=1600

eta_cc=0.96

T_v_max1=800

pi_c=16

gamma_c=1.39

gamma_tg=1.33

gamma_tg1=1.33

gamma_tg2=1.34

r_air=0.287

r_gb=0.296

eta_m_tg=0.95

cp_c=gamma_c/(gamma_c-1)*r_air

cp_t=gamma_tg/(gamma_tg-1)*r_gb

P_low="0,02"1

P_high=150

eta_is_pmp_1=0.90

eta_is_tv=0.9

Pu_tg="300000"150000

Pu_tv=25000

E_hrsg=0.99

y=0.01

"point 1 tg"

h_g[1]=ENTHALPY(Air,T=T_g[1])

s_g[1]=ENTROPY(Air,T=T_g[1],P=P_g[1])

"point 2 tg"

T_g[2]=T_g[1]*(1+1/eta_is_c*(pi_c**(((gamma_c-1)/gamma_c)-1))

P_g[2]=P_g[1]*pi_c

h_g[2]=ENTHALPY(Air,T=T_g[2])

s_g[2]=ENTROPY(Air,T=T_g[2],P=P_g[2])

"point 3 tg"

T_g[3]=T_max

P_g[3]=pi_cc*P_g[2]

f_1=(cp_t*T_g[3]-cp_c*T_g[2])/(eta_cc*P_ci-cp_t*T_g[3])

h_g[3]=ENTHALPY(Air,T=T_g[3])

s_g[3]=ENTROPY(Air,T=T_g[3],P=P_g[3])

"point 4 tg"

$$T_g[4]=T_g[3]-1/(\eta_m_tg*(1+f_1))*c_p_c/c_p_t*(T_g[2]-T_g[1])$$

$$h_g[4]=ENTHALPY(Air,T=T_g[4])$$

$$s_g[4]=ENTROPY(Air,T=T_g[4],P=P_g[4])$$

"point 4 tg is"

$$T_g_is[4]=T_g[3]*\pi_tg1**((\gamma_tg1-1)/\gamma_tg1)$$

$$\eta_is_tg1=(T_g[3]-T_g[4])/(T_g[3]-T_g_is[4])$$

$$\pi_tg1=p_g[4]/p_g[3]$$

"point 5 tg"

$$T_g[5]=T_max$$

$$P_g[5]=\pi_cc*P_g[4]$$

$$f_2=(1+f_1)*(c_p_t*T_g[5]-c_p_t*T_g[4])/(eta_cc*P_ci-c_p_t*T_g[5])$$

$$h_g[5]=ENTHALPY(Air,T=T_g[5])$$

$$s_g[5]=ENTROPY(Air,T=T_g[5],P=P_g[5])$$

"point 6 tg"

$$P_g[6]=P_g[1]$$

$$\pi_tg2=p_g[6]/p_g[5]$$

$$T_g_is[6]=T_g[5]*\pi_tg2**((\gamma_tg2-1)/\gamma_tg2)$$

$$\eta_is_tg2=(T_g[5]-T_g[6])/(T_g[5]-T_g_is[6])$$

$$h_g[6]=ENTHALPY(Air,T=T_g[6])$$

$$s_g[6]=ENTROPY(Air,T=T_g[6],P=P_g[6])$$

"performances tg"

$$Q_sc_tg=(h_g[3]-h_g[2])+(h_g[5]-h_g[4])$$

$$Q_sf_tg=(h_g[6]-h_g[1])$$

$$W_tg1=Q_sc_tg-Q_sf_tg$$

$$w_c=(h_g[2]-h_g[1])$$

$$w_t_tg=(h_g[3]-h_g[4])+(h_g[5]-h_g[6])$$

$$w_tg2=w_t_tg-w_c$$

$$\eta_tg=w_tg2/Q_sc_tg$$

$$Pu_tg=m_dot_g*w_tg1$$

"point 7 tg"

$$P_g[7]=P_g[6]$$

$$T_g[7]=Temperature(Air,H=H_g[7])$$

$$s_g[7]=ENTROPY(Air,T=T_g[7],P=P_g[7])$$

"point 1 tv"

$$P_v[1]=P_low$$

$$h_v[1]=enthalpy(water,x=0,P=P_v[1])$$

$$v_v[1]=volume(water,x=0,P=P_v[1])$$

$$s_v[1]=entropy(water,x=0,P=P_v[1])$$

$$T_v[1]=Temperature(Water,X=0,P=P_v[1])$$

$$w_pmp_1=v_v[1]*(P_v[2]-P_v[1])*100$$

"point 2 tv"

$$P_v[2]=P_high$$

```

h_v_test=h_v[1]+w_pmp_1
s_v[2]=s_v[1]
h_v[2]=Enthalpy(Water,S=s_v[2],P=P_v[2])
T_v[2]=Temperature(Water,S=s_v[2],P=P_v[2])
"point 3 tv"
P_v[3]=P_high
h_v[3]=Enthalpy(water,x=0,P=P_v[3])
T_v[3]=Temperature(Water,x=0,P=P_v[3])
s_v[3]=ENTROPY(Water,x=0,P=P_v[3])
"point 4 tv"
P_v[4]=P_high
h_v[4]=Enthalpy(water,x=1,P=P_v[4])
T_v[4]=Temperature(Water,x=1,P=P_v[4])
s_v[4]=ENTROPY(Water,x=1,P=P_v[4])
"point 5 tv"
T_v[5]=t_v_max1
P_v[5]=P_high
h_v[5]=Enthalpy(water,T=T_v[5],P=P_v[5])
s_v[5]=ENTROPY(Water,T=T_v[5],P=P_v[5])
"point 6_is tv"
s_is_v[6]=s_v[5]
h_is_v[6]=Enthalpy(water,S=S_is_v[6],P=P_v[6])
T_v_is[6]=Temperature(Water,S=S_is_v[6],P=P_v[6])
"point 6 tv"
P_v[6]=P_low
eta_is_tv=(H_v[5]-H_v[6])/(H_v[5]-H_is_v[6])
s_v[6]=Entropy(water,H=H_v[6],P=P_v[6])
T_v[6]=Temperature(Water,H=H_v[6],P=P_v[6])
"performances tv"
Q_sf_tv=(h_v[6]-h_v[1])
Q_sf_tv_kw=m_dot_v*Q_sf_tv
Q_sc_tv=(h_v[5]-h_v[2])
W_tv1=Q_sc_tv-Q_sf_tv
w_t_tv=(h_v[5]-h_v[6])
w_tv2=w_t_tv-w_pmp_1
eta_tv=w_tv1/Q_sc_tv
Pu_tv=m_dot_v*w_tv1
"E_hrs=(T_v[5]-T_v[2])/(T_g[4]-T_v[2])"
"equilibre puissance tg tv"
m_dot_g*(h_g[6]-h_g[7])=m_dot_v*(h_v[5]-h_v[2])
"performances de cycle combiné"
Q_sc_tgtv=m_dot_g*((h_g[3]-h_g[2])+(h_g[5]-h_g[4]))
Q_sf_tgtv=m_dot_g*(h_g[7]-h_g[1])+m_dot_v*(h_v[6]-h_v[1])

```

$$w_{\text{tgtv}_1} = Q_{\text{sc_tgtv}} - Q_{\text{sf_tgtv}}$$

$$w_{\text{c_tgtv}} = m_{\text{dot_g}}(h_{\text{g}[2]} - h_{\text{g}[1]}) + m_{\text{dot_v}}(h_{\text{v}[2]} - h_{\text{v}[1]})$$

$$w_{\text{det_tgtv}} = m_{\text{dot_g}}((h_{\text{g}[3]} - h_{\text{g}[4]}) + (h_{\text{g}[5]} - h_{\text{g}[6]})) + m_{\text{dot_v}}(h_{\text{v}[5]} - h_{\text{v}[6]})$$

$$w_{\text{tgtv}_2} = w_{\text{det_tgtv}} - w_{\text{c_tgtv}}$$

$$\eta_{\text{tgtv}} = w_{\text{tgtv}_1} / Q_{\text{sc_tgtv}}$$

Tableau 3.1 : Propriétés thermodynamique d'une installation du cycle combiné

Sort	$h_{\text{g}[i]}$	$h_{\text{is_v}[i]}$	$h_{\text{v}[i]}$	$P_{\text{g}[i]}$	$P_{\text{v}[i]}$	$s_{\text{g}[i]}$	$s_{\text{is_v}[i]}$	$s_{\text{v}[i]}$	$T_{\text{g}[i]}$	$T_{\text{g_is}[i]}$	$T_{\text{v}[i]}$	$T_{\text{v_is}[i]}$	$v_{\text{v}[i]}$
[1]	298,4		417,4	1	1	5,699		1,302	298		372,8		0,001043
[2]	695,8		432,9	16	150	5,754		1,302	683,4		373,8		
[3]	1758		1610	15,68	150	6,736		3,684	1600		615,3		
[4]	1351		2610	5,48	150	6,753		5,309	1262	1233	615,3		
[5]	1758		3385	5,371	150	7,044		6,442	1600		800		
[6]	1142	2333	2438	1	1	7,063	6,442	6,724	1083	1044	372,8	372,8	
[7]	811,9			1		6,708			790,6				

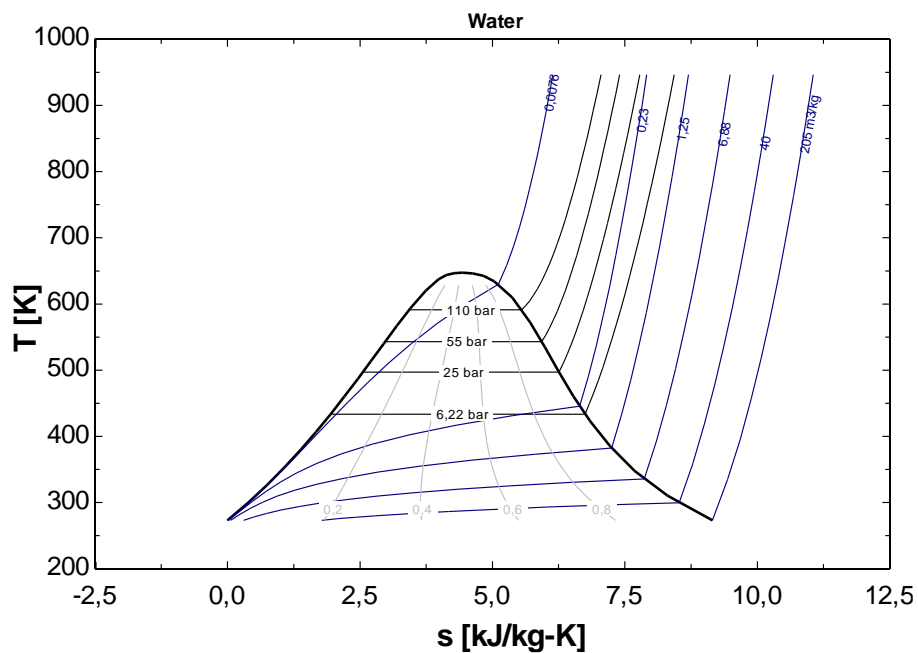


Figure 3.1 : Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à combiné

1. **Commentaire :**

- D'après le tableau précédent, on a détecté que les résultats d'une production de la puissance d'un cycle combiné, on a observé que d'abord la pression à turbine à gaz au point numéro 1 entrée une barre et après a été élevée à 16 dans la pompe , ensuite elle a réduit à 1
- Et pour la température , nous remarquons que elle est entrée à 298 K , elle est élevée 1600 en réduisant elle faisait froid à 790,6
- Pour le résultat de l'entropie à turbine à gaz, on voit l'entrée au niveau de point 1 à 5,699 en suivant elle est élevée jusqu'à 7,063 , et à la fin , elle est réduit un peu
- Le résultat de l'enthalpy augmente avec l'augmentation de la pression , il est arrivé jusqu'à 1758

"Absorption Chillers and Heat Pumps
K.E. Herold, R. Radermacher and S.A. Klein
CRC Press, 1995

Simple LiBr absorption cycle

"

{Main example of Section 6.1}

{Press F2 to solve this problem.}

SI=2

{Input data}

Eff_Hx=.8

T_g=90

T_c=35

T_e=13

T_a=30

T[4]=T_g

T[8]=T_c

T[9]=T_e

T[1]=T_a

Qe=10 [kW]

Q_8=0

Q_10=1.0

x[4]=X_LIBR(T[4],Phigh,SI)

X[1]=X_LIBR(T[1],Plow,SI)

$$T[7]=T_LIBR(Phigh,x[3],SI)$$

{Set pressures}

$$Phigh=pressure(WATER,T=T[8],x=Q_8)$$

$$Plow=pressure(WATER,T=T[10],x=Q_10)$$

{Heat Exchanger}

$$Eff_Hx=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2]) \quad \{\text{Heat transfer}\}$$

$$Chot=m[4]*(h[4]-h[5])/(T[4]-T[5])$$

$$Ccold=m[2]*(h[3]-h[2])/(T[3]-T[2])$$

$$Qhx=m[1]*(h[3]-h[2]) \quad \{\text{Energy balance}\}$$

$$Qhx=m[4]*(h[4]-h[5]) \quad \{\text{Energy balance}\}$$

{Desorber}

$$m[3]=m[4]+m[7] \quad \{\text{Overall mass balance}\}$$

$$m[3]*x[3]=m[4]*x[4] \quad \{\text{LiBr balance}\}$$

$$h[3]*m[3]-h[4]*m[4]-h[7]*m[7]+Qd=0 \quad \{\text{Energy balance}\}$$

{Condenser}

$$Qc=m[7]*(h[7]-h[8]) \quad \{\text{Energy balance}\}$$

{Refrigerant Valve}

$$h[9]=h[8] \quad \{\text{Energy balance}\}$$

{Evaporator}

$$Qe=m[9]*(h[10]-h[9]) \quad \{\text{Energy balance}\}$$

{Absorber}

$$m[10]*h[10]+h[6]*m[6]-Qa-m[1]*h[1]=0 \quad \{\text{Energy balance}\}$$

{Solution expansion valve model}

$$h[6]=h[5] \quad \{\text{Energy balance}\}$$

{Pump calculation}

$$h[2]=h[1]+W/m[1] \quad \{\text{Energy balance}\}$$

$$W=m[1]*v1*(Phigh-Plow)/1000 \quad \{\text{Pump work model -}$$

isentropic}

{Trivial mass balances}

$$m[2]=m[1]$$

$$m[3]=m[2]$$

$$m[5]=m[4]$$

$$m[6]=m[5]$$

m[8]=m[7]
m[9]=m[8]
m[10]=m[9]

x[2]=X[1]
x[3]=x[2]
x[5]=x[4]
x[6]=x[5]
x[7]=0
x[8]=x[7]
x[9]=x[8]
x[10]=x[9]

{Compute thermodynamic properties}

h[1]=H_LIBR(T[1],X[1],SI)
h[2]=H_LIBR(T[2],x[2],SI)
h[3]=H_LIBR(T[3],x[3],SI)
h[4]=H_LIBR(T[4],x[4],SI)
h[5]=H_LIBR(T[5],x[5],SI)
CALL Q_LIBR(h[6],Plow,x[6],SI:q6b,T6b,Xl6b,hl6b,hv6b)
T[6]=T6b
h[7]=enthalpy(WATER,T=T[7],P=Phigh)
h[8]=enthalpy(WATER,T=T[8],x=0)
T[9]=temperature(WATER,h=h[9],P=Plow)
h[10]=enthalpy(WATER,T=T[10],x=1)

v1=V_LIBR(T[1],X[1],SI)

{Compute COP}

COP=Qe/Qd

{Solution Circulation Ratio}

F=x[4]/(x[4]-x[3])

{Vapor quality at 9}

q_9=quality(STEAM_NBS,h=h[9],P=Plow)

{Set Pressures}

P[1]=Plow
P[2]=Phigh
P[3]=Phigh
P[4]=Phigh

$P[5]=P_{high}$
 $P[6]=P_{low}$
 $P[7]=P_{high}$
 $P[8]=P_{high}$
 $P[9]=P_{low}$
 $P[10]=P_{low}$

{Set Vapor Quality}

$Q_1=0$

$Q_4=0$

$Q_6=q_{6b} * 0.01$ {Fraction}

{ $Q_9=quality(STEAM_NBS, h=h[9], P=P_{low})$ }

Tableau 3.2 : Propriétés thermodynamique d'une installation à la machine à absorpt

SORT	$h[i]$	$m[i]$	$P[i]$	$Q[i]$	$T[i]$	$X[i]$
[1]	57,33	0,01545	1,498	0	30	47,35
[2]	57,33	0,01545	5,627		30	47,35
[3]	119,8	0,01545	5,627		57,73	47,35
[4]	235,6	0,01125	5,627	0	90	65,05
[5]	149,7	0,01125	5,627		42	65,05
[6]	149,7	0,01125	1,498	-0,01246	61,6	65,05
[7]	2601	0,004206	5,627		54,18	0
[8]	146,6	0,004206	5,627	0	35	0
[9]	146,6	0,004206	1,498	0,03727	13	0
[10]	2524	0,004206	1,498	1	13	0

- On extrait une quantité de chaleur à la sortie de condenseur pour alimenter et fonctionner la machine à absorption. Cette quantité est 10 Kw pour ce fonctionnement

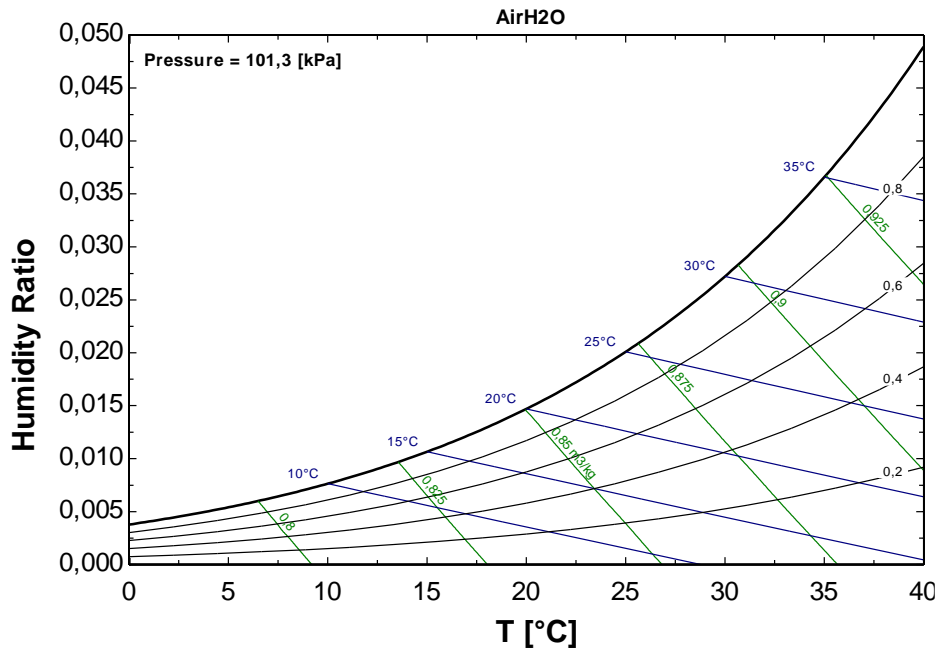


Figure 3.2 : Variation de la pression par rapport la température

2. Commentaire :

En somme, nous remarquons que la pression augmente même l'entropie mais la température est élevée à 90 K et après elle a diminué à 13.

En revanche, le débit a continué la diminution

3. Conclusion

Dans ce chapitre, les différents résultats de la simulation numérique du cycle combiné et la machine à absorption sont présentés et discutés. Les résultats sont sous formes des graphes. Il a été procédé à des variations de certains paramètres au niveau des différents composants du cycle combiné. Ainsi pour la turbine à gaz, ce qui nous a permis de voir leurs effets sur les puissances de la turbine à vapeur. De manière générale, les Performances augmentent avec les augmentations de pression. Dans l'échangeur de chaleur, une analyse de l'effet de la récupération de la chaleur, est effectuée. En fin, l'analyse des différentes figures obtenues à partir de la simulation, permet de prévoir les paramètres permettant le fonctionnement optimal de cycle.

Conclusion générale

Les cycles combinés et les machines à absorption sont deux technologies différentes utilisées dans le domaine de la production d'énergie et de la climatisation. Voici une conclusion générale sur chacun d'eux :

Cycle combiné : Le cycle combiné est principalement utilisé dans la production d'électricité.

- Il combine deux cycles thermodynamiques, généralement un cycle à gaz et un cycle à vapeur
- Le cycle à gaz brûle un combustible (gaz naturel, diesel, etc.) pour produire de l'électricité et de la chaleur.
- La chaleur résiduelle est utilisée pour produire de la vapeur, qui alimente une turbine à vapeur supplémentaire.
- Il offre une meilleure efficacité énergétique par rapport aux cycles simples à gaz, car il récupère la chaleur résiduelle.

Machine à absorption :

- Les machines à absorption sont couramment utilisées pour la climatisation et la réfrigération.
- Elles fonctionnent en utilisant un mélange de fluides réfrigérants et absorbants.
- La chaleur est utilisée pour séparer le réfrigérant de l'absorbant, ce qui crée un effet de refroidissement.
- Contrairement aux compresseurs mécaniques des systèmes de climatisation classiques, les machines à absorption n'ont pas besoin d'électricité pour comprimer le réfrigérant.
- Elles sont plus économes en énergie dans certaines applications spécifiques, notamment lorsque la chaleur résiduelle est disponible.

En conclusion, les cycles combinés sont utilisés principalement dans la production d'électricité et visent à maximiser l'efficacité énergétique en utilisant la chaleur résiduelle. En revanche, les machines à absorption sont couramment utilisées pour la climatisation et la réfrigération, en tirant parti de la chaleur pour créer un effet de refroidissement. Le choix entre les deux dépend des besoins spécifiques d'une application et des ressources énergétiques disponibles.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] **G. Danieus**, “Energétique et turbomachines (691/IGM)”.
- [2] «**ETUDE DE SYSTEME DE COMMANDE DE LANCEMENT ET DE SYSTEME DE VITESSE** » (mémoire fin de stage) _MANIME DRISS-centre de formation HASSI R'MELDIRECTION SOTARACH.
- [3] **Kimouche, H.** (2022). Analyse des performances de la turbine à gaz du Méga-Train GNL de Skikda et contrôle de la température de l'air d'entrée du compresseur (Doctoral dissertation).
- [4] **SHARIKET KAHRABA SKIKDA**, Notions de base du cycle combine et vue d'ensemble de l'installation-Phase II, Révision: b, fichier: Overview.
- [5] **D. Ben seddik, M. Hasen, B. Bmail**« *Etude de turbine à gaz MS5002b* »mémoire master, Université Ouargla, 2013.
- [6] **A. LALLEMAND**, 1195, “Production d'énergie électrique par centrales thermiques”, Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11
- [7] **J. M. Monteil**, « *Centrale a cycle combine ; théorie, performances modularité* », technique de l'ingénieur , BE 8905
- [8] https://www.univ-sba.dz/ft/images/Polycopie/2021/2022/Polycopie_MECIEB_Fatima_Zohra_Machines_thermiques.pdf
- [9] **M. Laissaoui**, Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission, mémoire de fin d'étude de Magister en génie mécanique, Université m'hamed bougara Boumerdes, 2012.
- [10] **Mohan, G., Dahal, S., Kumar, U., Martin, A. et Kayal, H.** (2014). Développement d'une centrale à cycle combiné alimentée au gaz naturel pour la tri-génération d'électricité, de refroidissement et d'eau propre utilisant la récupération de la chaleur perdue : analyse technico-économique. *Énergies* , 7 (10), 6358-6381.
- [11] **Mémoire de MASTER Académique**, « contribution à l'étude énergétique d'une centrale électrique à cycle combiné », présenté par : N, MOUHOUN et N, ZEBDA, 2016-2017.
- [12]<https://energie-nucleaire.net/fonctionnement-centrale-nucleaire/centrale-nucleaire/turbine-a-vapeur>
- [13] **HART, G.** Les turbines a vapeur. Imprimerie et librairie mathématiques Gauthiers-Villars, 1904.
- [14] **TURBINES A VAPEUR & A GAZ** Animé par : M. SILINI INSTITUT ALGERIEN

DU PETROLE, Année2018.

[15] : <https://www.pumpsandsystems.com/what-difference-between-centrifugal-rotodynamic-pumps/>

[16] : **Projet De Fin De Cycle, La Turbine à Vapeur**, Présenté par : Lahreche Rida, Kedda. Med. Bachir. Université Kasdi Merbah – Ouargla, 3ème Année Licence Énergétique 2017/2018.

[17] : <https://www.universalis.fr/encyclopedie/turbines-a-vapeur/1-principe-de-fonctionnement-et-classification/>

[18] : <https://fr.wikipedia.org/wiki/>

[19] **Encyclopédie msn.encarta**, 2007, Machine à vapeur, <http://fr.encarta.com>.

[20] **Mémoire de MASTER**, « Analyse thermodynamique des performances d'une installation de turbine à vapeur à l'aide du logiciel EES », présenté par : F, MEGHZILI et F, FERGANI.

[21] **Jean-BaptisteBouvenot**. Etudes expérimentales et numériques de systèmes de microcogénération couplés aux bâtiments d'habitation et au réseau électrique. Energie électrique. Université de Strasbourg, 2015. Français.

[22] **L. VIVIER**, Turbine à vapeur et à gaz, Edition Albin Michel, (1965).

[23] « **Fundamentals of Engineering thermodynamics** », MICHAL J.MORAN. HOWARD N.SHAPIRO, DAISIE D.BOETTNER, MARGARET B.BAILEY, (2014, Wiley), page 445,449.

[24] : **Olivier PERROT**, " COURS DE THERMODYNAMIQUE ", I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque, Département Génie Thermique et énergie

[25] **Mémoire de licence**, « étude et analyse de la turbine à vapeur », présenter par : A, MECHFRI et M, CH, MEHIRI, Université Kasdi MERBAH Ouargla ; 2016-2017.

[26] « **THERMODYNAMICS AN Engineering Approach** », YUNUS A.çengel, MICHAEL A.Boles, 2014, page 555,566.

[27] **Cycles thermodynamiques des machines thermiques**, Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault, octobre 2008, page 110.

[28] **ALSTOM (2007)**, Product Brochure GT12E2 & GT8C2, available at:<http://www.power.alstom.com/home/elib/> (accessed 30/07/2007).

[29] **Cours éducatif edX** : Cycles combinés, cogénération, cycles récepteurs

[30] **BENACHOUR, A., & SAIDI, F.** PROTECTIONS TECHNOLOGIQUES ELECTRIQUES ET DE LA CENTRALE A CYCLE COMBINEE DE AIN ARNAT (Doctoral dissertation, university of M'sila).

- [31] **M. Reggio et J-Y. Trépaner**, « Théorie des turbomachines. RTF ». Version PDF en français.
- [32] **Dumont M.-N.**, Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération, Université de Liège. (2007):I-7.
- [33] combined cycle gas and steam power plants Rolf kahlhorf
- [34] **Pierre Rapin, Patrick Jacquard, and Jean Desmons**. *Technologie des installations frigorifiques-10e édition*. Dunod, 2015.
- [35] **D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira**, Solar refrigeration options- a state-of-the-art review, International journal of refrigeration, Vol. 31, pp.3–15, 2008.
- [36] **Marynowski T**, Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit, Université de Sherbrooke, 2007.
- [37] **Mouad DINY**. « Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine ».Thèse de doctorat, (1996), Université Henri Poincaré, NANCY 1.
- [38] **AYALA, R., HEARD, C. L., et HOLLAND, F. A.** Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part II. Experimental. *Applied Thermal Engineering*, 1998, vol. 18, no 8, p. 661-670.
- [39] **SUN, Da-Wen**. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 1998, vol. 39, no 5-6, p. 357-368.
- [40] **Bulletin N°2002-1** Institut International du Froid historique (IIF).
- [41] **DAOUDI, Rachida**. *Thermofrigopompe à absorption à eau-bromure de lithium pour hautes températures: conception et analyse énergétique*. 1999. Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Lorraine.
- [42] **M. Duminil**, « Systèmes à éjection et à absorption », BE 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, 2002.
- [43] **Chaougi Mohamed Lamine**. « Simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr/H₂O) à usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel ». Thèse de magistère, (2010),université Mentouri,Constantine.
- [44] **BOUKREDIME SARRA**, " Evaluation Des Performances D'une Machine Frigorifique Hybride A absorption / éjection", thèse de master, Université Badji Mokhtar Annaba 2016
- [45] **Renaud Gicquel** : Professeur à l'école des mines à paris, directeur du centre d'énergétique : Diagramme thermodynamiques (mélanges utilisés en réfrigération).
- [46] **Carolina FLORES BAHAMONDE** Etude des transferts de masse et de chaleur au sein

- d'un absorbeur eau/bromure de lithuim, thèse de doctorat, université de Grenoble, Juillet 2014
- [47] **Jean Castaing-Lasvignottes**. « Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide ». Institut Français du froid industriel,2001.
- [48] **Holmberg P, Berntsson T**. Alternative working fluids in heat transformers. ASHRAE Trans 1990; 96:1582–9.
- [49] **Tian You Wei Wu, Xianting Li**. *Absorption Heating Technologies*. Springer Nature Singapore, 2020.
- [50] **HEROLD, Keith E., RADERMACHER, Reinhard, et KLEIN, Sanford A**. *Absorption chillers and heat pumps*. CRC press, 2016.
- [51] **Castaing-Lasvignottes, J**. "Aspects thermodynamique et technico-économiques des systèmes à absorption liquide."CNAM, Institut Français du froid industriel 51, 2001.
- [52] **PIERRE RAPIN, PATRICK JACQUARD** Technologie des installations frigorifiques 8ème édition DUNDO -2004.
- [53] **Aphornratana S**. Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. PhD thesis, University of Sheffield, UK, 1995.
- [54] **Lakroune, Abdelghani**. "Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur."Thèse de magister, université de Constantine, 2008.
- [55] **GUENDOUZ BOUHELAL**. « L'utilisation de L'énergie solaire pour Les besoins de la Climatisation ». Thèse de magistère,(2012), Université Abou Bekr Belkaid, Tlemcen.
- [56] **Vliet GC, Lawson MB, Lithgow RA**. Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis. ASHRAE Trans 1982;88:811–22.
- [57] **LARKECHE Ouassila Epouse ZERMANE**; thèse de doctorat; MODILISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION :APPLICATION DES EQUILIBRES DEPHASES;2012.
- [58] **Kaushik SC, Chandra S**. Computer modeling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle. Energy Convers Mgmt 1985; 25(1): pp.9–14.
- [59] **Herold KE, Radermacher R, Klein SA**. *Absorption chillers and heat pumps*. CRC Press Inc, 1996.
- [60] **Mouhamed Diop**. « Modélisation d'un système de climatisation par machine à absorption solaire ».Thèse d'ingénierie,(1996), Université Cheikh Anta Diop de Dakar,Sénégal.
- [61] **A. Sencan**, Modeling of thermodynamic properties of refrigerant/absorbent couples using
- [62] **C. A. Dhouib**, « Dynamics modelling and simulation of a photovoltaïque réfrigération plant », Renewable Energy, May2002.

- [63] **Michel Wakim**. Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. Thermique [physics.class-ph] .PSL Research University, 2017. Français. NNT:2017PSLEM037.
- [64] **Jean LEBRUN et Vincent LEMORT**, « MACHINES ET SYSTÈMES THERMIQUES », (octobre 2007).UNIVERSITÉ DE LIÈGE.
- [65] **Ziegler F, Kahn R, Summerer F, Alefeld G**. Multi-effect absorption chillers. Int J Refrig.1993;16(5):301–10.
- [66] **Keith E.Herold, Reinhard Radermacher, Sanford A.Klein**. « Absorption chillers and Heat pumps ».CRC Press, Boca Raton, New york, London, Tokyo.
- [67] **Jean CASTAING-LASVIGNOTTES** 2001 "Aspects thermodynamiques et technico-économiques " 2001
- [68] **Rahmouni Youcef**. « étude énergétique d'un cycle trois niveaux ». université Saad Dahlab,2003