

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



PROJET DE FIN D'ETUDES

*Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie mécanique*

**Thème**

**OPTIMISATION DES CHAUDIERES DE  
RECUPERATION POUR CYCLE  
COMBINE**

**Proposé et dirigé par:**  
**M. H. BENNOUR**

**Réalisé par:**  
**M. CHAHBI Abdel Ilah**

**Promotion : Juin 2010**

### **ملخص:**

إن الهدف من دراستنا هو تحليل عدة أنواع من مولدات البخار المسترجعة (الضغط ذو مستوي واحد, اثنان, و ثلاث) و من اجل ذلك قمنا بتحليل تطور خصائص هذه المولدات بدلالة ضغط البخار و قد استطعنا استخلاص كيفية زيادة هذه الخصائص مع زيادة مستويات الضغط

### **كلمات مفتاحية :**

مولد بخار, ضغط البخار, دورة مركبة, استرجاع الطاقة

### **Abstract:**

The goal of our study is the analysis and the optimization of the various types of waste heat boiler (1level, 2 level and 3 level of pressure) which operate in combined cycles. We carried out the analysis of the evolution of the performances of these boilers according to the steam pressure by a computer code MATLAB. We could note how the performances of the latter increase as the pressure levels increases.

### **Key words:**

Waste heat boiler, combined cycles, steam pressure, recuperation of energy

### **Résumé :**

Le but de notre étude est l'analyse en vue d'une optimisation des différents types de chaudière de récupération (1niveau, 2niveaux et 3niveaux de pression) destinées pour opérer dans des cycles combinés. Nous avons procédé à l'analyse de l'évolution des performances de ces chaudières en fonction de la pression de vapeur par un code de calcul MATLAB. Nous avons pu constater comment les performances de ces derniers augmentent à mesure que les niveaux de pression augmentent.

### **Mots clés:**

Chaudière de récupération, cycle combiné, pression de la vapeur, récupération d'énergie



## Remerciements

*Tout d'abord je remercie Allah qui m'a donné la santé, la patience, la volonté,  
La confiance pour terminer ce modeste travail.*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et ma reconnaissance à  
Monsieur H. Bennour, pour son aide, sa disponibilité, ses conseils et ses  
pertinentes remarques.*

*Je tiens aussi à remercier énormément les membres du jury qui ont bien  
voulu examiner mon travail.*

*Je tiens à remercier tous les enseignants de l'École Nationale  
Polytechnique qui ont participé à ma formation, m'ont beaucoup appris et sans  
lesquels je ne serais pas ce que je suis.*

*Je remercie aussi toutes les personnes qui ont pu m'aider un jour.*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce travail :*

*A mon père qui, par ses conseils judicieux ses encouragements et sa tendresse m'a mené sur le chemin de la réussite. Qu'il trouve dans ce travail, une bien mince récompense*

*A ma mère qui, par sa douceur et son amour sans limite, a su m'inculquer le sens du devoir, de la persévérance et des responsabilités. Qu'elle trouve dans cet ouvrage ma reconnaissance et mes vifs remerciements*

*A mon frère, A mes sœurs.*

*A toute les familles : CHAHBI, BACHIR BOUIDJRA.*

*A tous mes collègues et toute la promotion de Génie Mécanique 2010.*

*A tous mes amis.*

*Abdou*

---

# TABLE DES MATIERES

---

---

<b>INTRODUCTION GENERALE.....</b>	<b>1</b>
-----------------------------------	----------

---

## **CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES CHAUDIERES DE**

<b>RECUPERATION.....</b>	<b>3</b>
--------------------------	----------

---

INTRODUCTION.....	5
1. Domaines d'utilisation des chaudières de récupération.....	5
1.1. Cycle combiné.....	5
1.2. Cogénération.....	6
1.2.1. Moteur à gaz.....	6
1.2.2. Turbine à gaz.....	7
1.2.3. Cycle combiné gaz-vapeur.....	9
1.3. Industrie chimique et pétrochimique.....	10
2. Classification et types de chaudières de récupération.....	12
2.1. La configuration.....	12
2.1.1. Les chaudières à tubes de fumée.....	12
2.1.2. Les chaudières à tubes d'eau.....	13
2.2. La nature de circulation.....	14
2.2.1. Les chaudières à circulation naturelle.....	14
2.2.2. Les chaudières à circulation assistée.....	15
2.2.3. Les chaudières à circulation forcée.....	16
2.3. Le type de chaudière.....	17
2.3.1. Chaudière à un niveau de pression.....	17
2.3.2. Chaudière à plusieurs niveaux de pression.....	19

---



---

## CHAPITRE II : CHAUDIERE DE RECUPERATION A UN SEUL NIVEAU

### DE PRESSION ..... 19

---

1. ANALYSE D'UNE CHAUDIERE DE RECUPERATION AVEC SOUTIRAGE DE LA VAPEUR.....	22
1.1. Introduction .....	23
1.2. Bilans énergétiques .....	24
1.3. Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération .....	25
1.4. Procédure de calcul .....	26
2. ANALYSE D'UNE CHAUDIERE DE RECUPERATION AVEC BOUCLE DE PRECHAUFFAGE .....	30
2.1. Introduction .....	30
2.2. Bilans énergétiques.....	33
2.3. Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération .....	34
2.4. Procédure de calcul.....	34

---

## CHAPITRE III : ANALYSE DES CHAUDIERE DE RECUPERATION A

### DEUX NIVEAUX DE PRESSION..... 39

---

INTRODUCTION .....	40
a) Arrangement en cascade (ou en série).....	41
b) Arrangement en parallèle .....	42
1. Description du cycle .....	43
2. Les bilans énergétiques.....	45
3. Choix des pressions $P_h$ et $P_b$ .....	46
3.1. Choix de la pression ( $P_h$ ).....	47
3.2. Choix de la pression ( $P_b$ ).....	48
4. Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération à deux niveaux de pression...	49
5. Procédure de calcul .....	50

**CHAPITRE IV : ANALYSE D'UNE CHAUDIERE DE RECUPERATION A**

**TROIS NIVEAUX DE PRESSION.....55**

---

1. Choix de la configuration : ..... 56  
2. Description du procédé : ..... 57  
3 .Les bilans énergétiques: ..... 59  
3. Données nécessaires à l'analyse d'une chaudière de récupération à trois niveaux de pression: ..... 60  
. 4. Procédure de calcul : ..... 61

---

**CHAPITRE VI :RESULTATS ET INTERPRETATIONS.....72**

---

**CONCLUSION GENERALE ..... 83**

**BIBLIOGRAPHIE ..... 86**

---

# LISTE DES FIGURES

Figure.1- 1: Schéma d'un Cycle Combiné.....	6
Figure.1- 2: Schéma d'une cogénération par moteur à gaz.....	7
Figure.1- 3: Cogénération par turbine à gaz.....	8
Figure.1- 4: Production combinée chaleur-force à l'aide d'un cycle combiné.....	9
Figure.1- 5: Chaudière de récupération sur unité de synthèse d'ammoniac [3].....	10
Figure.1- 6: Chaudière de récupération sur gaz nitreux (Fives-Cail-Babcock) [3].....	11
Figure.1- 7: Classification des chaudières de récupération.....	12
Figure.1- 8: Chaudière à tubes de fumée.....	13
Figure.1- 9 : Chaudière à circulation naturelle.....	14
Figure.1- 10: Chaudière à circulation assistée.....	15
Figure.1- 11: Chaudière à circulation forcée avec ballon de démarrage.....	17
Figure.1- 12: Chaudière de récupération à un niveau de pression.....	18
Figure.1- 13: Schéma d'une chaudière de récupération à deux niveaux de pression.....	19
Figure.1- 14: Diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière à deux niveaux de pression.....	20
Figure.2- 1: Diagramme enthalpie-température pour un GVR à un niveau de pression.....	23
Figure.2- 2: Schémas d'un cycle combiné avec soutirage de vapeur [9].....	23
Figure.2- 3: Boucle de préchauffage avec une chambre de détente [9].....	31
Figure.2- 4: boucle de préchauffage utilisant un évaporateur BP.....	31
Figure.2- 5: Schéma d'un cycle avec boucle de préchauffage comportant un évaporateur BP .....	32
Figure.2- 6: Diagramme enthalpie-température pour un GVR à un niveau de pression avec boucle de préchauffage.....	33
Figure.3- 1 : Effet d'une variation de pression sur la température de rejet.....	40
Figure.3- 2: Diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression.....	41
Figure.3- 3: Schéma d'une chaudière à deux niveaux de pression.....	42
Figure.3- 4: Diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression.....	43



---

Figure.3- 5: Diagramme température-entropie du cycle à vapeur à deux niveaux de pression.....	44
Figure.4- 1 : Schémas d'une chaudière de récupération à trois niveaux de pression.....	56
Figure.4- 2:diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière à trois niveaux de pression.....	58
Figure.4- 3:Diagramme T-S pour un cycle à trois niveaux de pression.....	58
Figure.5- 1: Effet de la température des gaz sur la pression optimale.....	73
Figure.5- 2: Rendement de récupération en fonction de la pression pour différentes valeurs de la température des gaz : cas d'une chaudière de récupération à un niveau de pression.....	74
Figure.5- 3: Effet de la température des gaz sur le rendement de récupération: cas d'une chaudière à un niveau de pression.....	74
Figure.5- 4: Evolution des performances du système à un seul niveau de pression en fonction de la pression de vapeur.....	75
Figure.5- 5: Evolution des performances du système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage en fonction de la pression de vapeur.....	76
Figure.5- 6: Evolution de $P_{bopt}$ en fonction de $P_h$ dans un système à deux niveaux de pression.....	77
Figure.5- 7: Evolution de l'efficacité de la chaudière de récupération à 3 niveaux de pression en fonction de la vapeur HP.....	77
Figure.5- 8: Evolution du rendement du cycle à vapeur d'un système à 3 niveaux de pression en fonction de la pression HP.....	78
Figure.5- 1: Evolution de l'efficacité de la chaudière de récupération à 3 niveaux de pression en fonction de la vapeur HP.....	79
Figure.5- 2: Evolution du rendement du cycle à vapeur d'un système à 3 niveaux de pression en fonction de la pression HP.....	80
Figure.5- 11: Evolution du rendement de récupération d'un système à 3 niveaux de pression en fonction de la pression de vapeur HP.....	80
Figure.5- 12: Evolution de la température de rejet des gaz en fonction de la pression de vapeur HP dans une chaudière à 3 niveaux de pression.....	81



# LISTE DES TABLEAUX

---

Tableau 1-1: Comparaison des performances [2].....	13
Tableau 1-2: Caractéristiques générales des chaudières de récupération [2].....	20
Tableau.5- 1: performances des différents types de chaudières de récupération, exemples illustratifs	82

## Nomenclature

A	: Point de soutirage de la vapeur	
$C_p$	: Chaleur spécifique à pression constante. ....	[kJ/kg.K]
h	: Enthalpie. ....	[kJ/kg]
$\dot{m}$	: Débit.....	[kg/s]
P	: Pression.....	[MPa]
Q	: Fraction d'énergie pour la chaudière à deux niveaux de pression.	
R	: Fraction d'énergie pour la chaudière à trois niveaux de pression	
S	: Entropie.....	[ kJ/kg.K]
T	: Température. ....	[K]
W	: Travail.....	[ kJ/kg]
$W_v$	: Travail du cycle à vapeur par kg de gaz	
Y	: Masse de vapeur produite par kg de gaz.	
x	: Titre	

### **Symboles Grecs :**

$\Delta$	: différence
$\eta$	: rendement
$\varepsilon$	: efficacité.

### **Abréviation :**

BP	: basse pression.
GVR	: Générateur de vapeur récupérateur.
HP	: haute pression.
MP	: moyenne pression.
TAG	: turbine à gaz.
TAV	: turbine à vapeur
TGV	: turbine gaz-vapeur

**Indice :**

a : entrée turbine

ambient : ambiante

ap: approche

b : basse pression

c: condenseur

d : sortie de la turbine

f : relative au liquide saturée..

g : relative au gaz

k : boucle de préchauffage

h : haute pression

ip : isentropique de la pompe

it : isentropique de la turbine

m : moyenne pression

mix : relative au point mix

p, pinc : pincement

r :récupération

rej : rejet

rejl原因 : rejet limite

s : isentropique

sat : saturation



# Introduction Générale

Aujourd'hui, les chaudières de récupération sont incontournables dès qu'il s'agit de récupérer de l'énergie résiduelle des écoulements gazeux en provenance d'une application primaire. On les trouve dans l'industrie chimique, les raffineries, les installations thermoélectriques et divers procédés industriels.

Dans le domaine des procédés, les chaudières de récupération sont utilisées pour refroidir des écoulements gazeux d'une température d'entrée donnée jusqu'à une température de sortie requise par une autre application au sein du même procédé. Des exemples de telles applications sont fournis, dans l'industrie chimique, par les usines de production d'acide sulfurique et d'hydrogène, où les gaz sont refroidis dans la chaudière de récupération jusqu'à une température donnée avant d'être envoyés dans un réacteur où le procédé se poursuit. La température à laquelle le gaz quitte la chaudière de récupération est un paramètre important qui affecte le déroulement des réactions en aval ; elle doit par conséquent être contrôlée par exemple au moyen d'une dérivation du courant gazeux. Dans ces applications la production de vapeur est un objectif secondaire.

En revanche, dans les applications où l'objectif principal reste la récupération de l'énergie disponible dans les gaz, ce dernier doit être refroidi à une aussi basse température que possible tout en évitant le phénomène de corrosion à basse température. De telles chaudières de récupération se trouvent par exemple en aval des turbines à gaz, des incinérateurs et des fours. Dans ces applications, on cherche à maximiser la récupération d'énergie.

En général, si la température des gaz à l'entrée de la chaudière de récupération est élevée, disons au-dessus de 760°C, un système à un seul niveau de pression sera apte à refroidir les gaz jusqu'à 150-180°C. Dans le cas de la turbine à gaz, avec des températures d'échappement relativement basses, de l'ordre de 480 à 625°C, un système à un seul niveau de pression ne pourra pas refroidir convenablement les gaz, on a alors souvent recours à des systèmes à deux, voire trois niveaux de pression.

Le fait d'augmenter le nombre de niveaux de pression permet au niveau de la chaudière de récupération, de réduire l'écart de température moyen entre les gaz et la vapeur d'eau, on réduit de la sorte les pertes d'exergie et on optimise le processus de récupération d'énergie. Il s'ensuit une augmentation de la quantité et/ou la qualité de la vapeur produite. Dans le cas des cycles combinés, application la plus intéressante de ces chaudières, ceci sera accompagné d'un accroissement de la puissance du cycle à vapeur et d'une amélioration de son rendement. Le nombre de niveaux de pression conditionne donc les performances de la

chaudière de récupération, mais en même temps, il induit un accroissement de la complexité de l'installation ainsi que des surcoûts d'investissement non négligeables.

Dans la présente étude, nous nous intéresserons exclusivement à cette seconde catégorie de chaudières de récupération et, plus précisément à l'application de ces chaudières aux cycles combinés. Nous consacrerons chacun des chapitres 2 à 4 à l'analyse d'un type de chaudière : 1 niveau, 2 niveaux puis 3 niveaux de pression. Le chapitre 5 sera réservé à la présentation des résultats et leur interprétation. Mais, d'abord dans le chapitre suivant, nous allons décrire brièvement les principales applications des chaudières de récupération.



---

# Chapitre

I



## **GENERALITES SUR LES CHAUDIÈRES DE RECUPERATION**

---

## INTRODUCTION

---

Une chaudière de récupération est un ensemble d'échangeurs de chaleur, qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de gaz chauds. Elle produit de la vapeur qui peut être utilisée dans différents procédés industriels.

Le rôle d'une chaudière est essentiellement de transmettre l'énergie apparaissant sous forme de chaleur à de l'eau sous pression pour obtenir de la vapeur saturée ou surchauffée sous pression.

Les chaudières de récupération ont des caractéristiques très variées, dictées par les processus industriels auxquels elles sont associées. Elles produisent soit de la vapeur de chauffe, utilisée en d'autres points de l'installation, soit de la vapeur énergétique, dont la détente dans des turbines permet d'entraîner certaines machines, telles que des compresseurs, des pompes ou alors des alternateurs connectés à un transformateur pour la production d'électricité. Elles jouent un rôle essentiel dans plusieurs industries (usines chimiques, raffineries, centrales électriques, papeteries etc....).

### **1. Domaines d'utilisation des chaudières de récupération**

#### **1.1. Cycle combiné**

Aujourd'hui, les nouvelles centrales pour la production d'électricité sont fréquemment de type TGV (cycle combiné ou centrale turbine gaz/vapeur). Ce sont des cycles qui, comme leur nom l'indique, combinent une turbine à gaz à une turbine à vapeur. La température élevée des fumées à la sortie de la turbine à gaz permet de vaporiser puis surchauffer l'eau entrant dans le cycle vapeur. La chaudière de récupération constitue physiquement l'interface entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur. Cette combinaison produit de l'électricité plus efficacement qu'une turbine à gaz ou une turbine à vapeur seule.

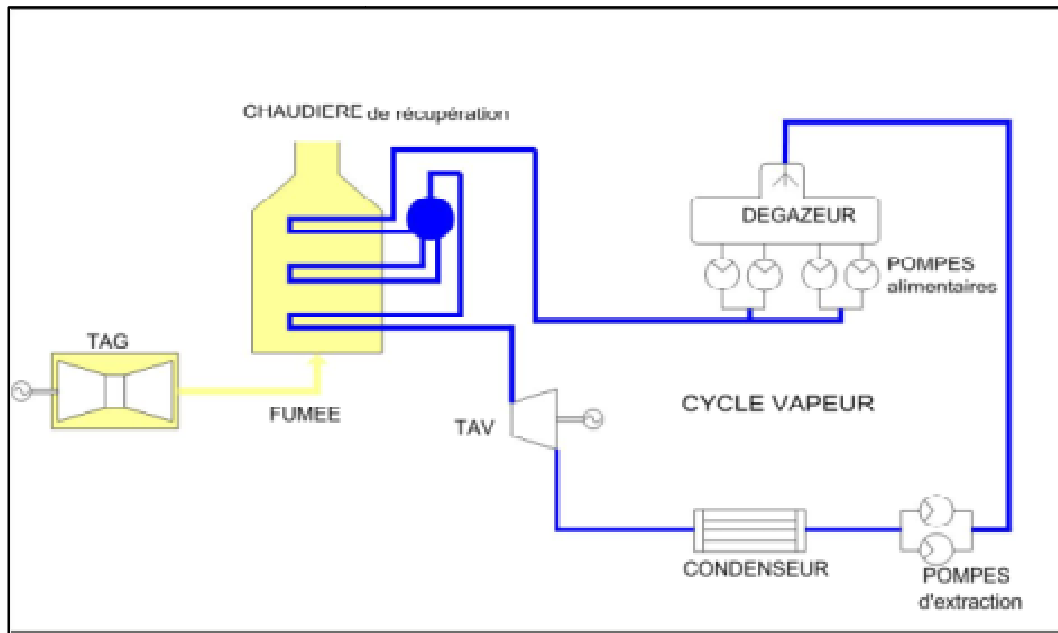


Figure.1- 1: Schéma d'un Cycle Combiné

## 1.2. Cogénération

Le principe de la cogénération est de produire simultanément de l'électricité et de la chaleur ; grâce à cette production combinée, les pertes d'énergie se réduisent de manière significative.

La cogénération se caractérise par un excellent rendement énergétique. Elle permet des économies d'énergie primaire par rapport à des productions distinctes d'électricité (centrales électriques) et de chaleur (chaudières des utilisateurs).

La cogénération peut être obtenue au moyen de plusieurs technologies :

### 1.2.1. Moteur à gaz

Il s'agit d'un moteur à explosion couplé à un alternateur produisant l'électricité. La chaleur quant à elle est récupérée dans une chaudière de récupération.

Les moteurs diesel sont employés couramment comme sources de puissance quand un approvisionnement de service électrique n'est pas disponible. Ils sont la plupart du temps employés dans les unités de cogénération de basse et moyenne puissance, typiquement 50 kW à 10 MW pour le gaz naturel, 50 kW à 50 MW pour le diesel, et 2.5 à 50 MW pour les fuels lourds [2].

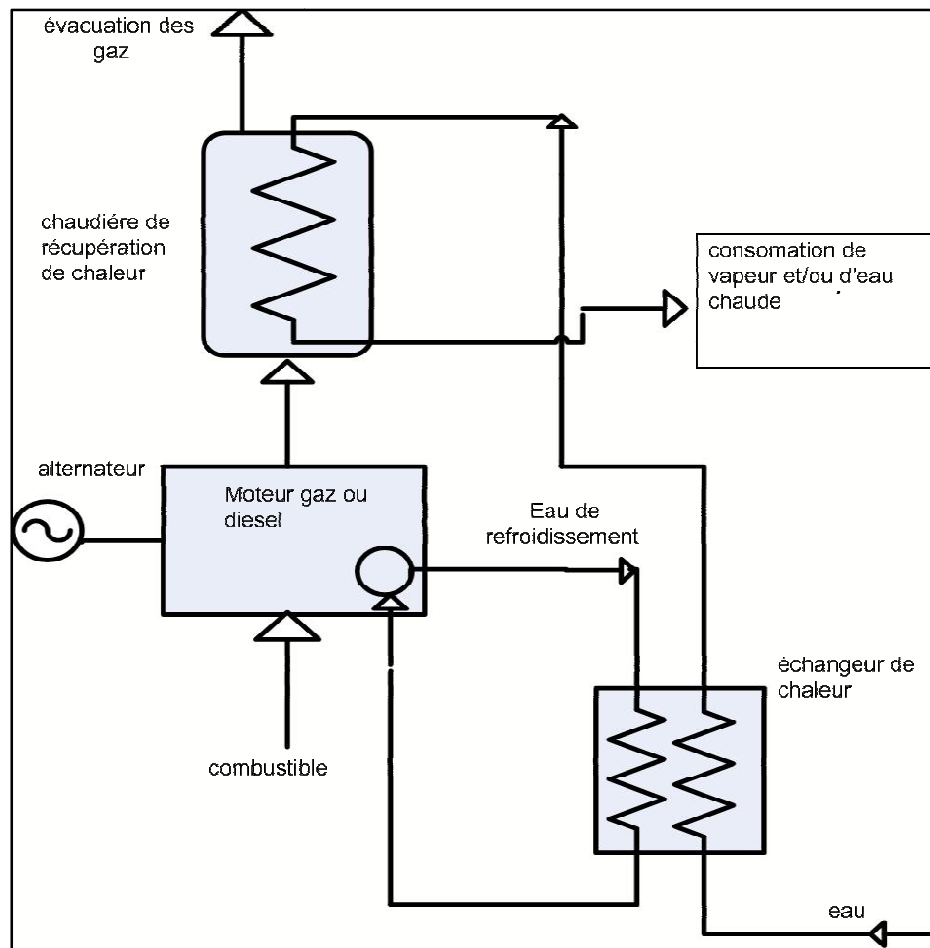


Figure.1- 2: Schéma d'une cogénération par moteur à gaz

### 1.2.2. Turbine à gaz

Elle constitue une des technologies dérivées des réacteurs d'avion. Le combustible (généralement du gaz naturel) est brûlé dans une chambre de combustion, alimentée en air, sous pression. Les gaz produits sont introduits dans une turbine où leur énergie est

transformée en énergie mécanique pour l'entraînement du générateur d'électricité et d'un compresseur d'air.

Une turbine à gaz, tout en produisant de l'énergie mécanique, rejette des gaz à une température de l'ordre de 500 °C. Cette énergie thermique, plutôt que d'être rejetée à l'atmosphère, peut être valorisée en eau chaude, en vapeur ou être utilisée directement dans les procédés industriels [1]. Une post-combustion éventuelle de ces gaz, fortement chargés en oxygène, permet d'obtenir plus de chaleur et d'augmenter le rendement global.

Les turbines à gaz sont utilisées pour des gammes de puissance plus importantes, de 1 à 100 MW. La cogénération avec turbine à gaz permet l'utilisation de la chaleur et de l'énergie mécanique avec un rendement global nettement plus intéressant que celui résultant des filières séparées [1].

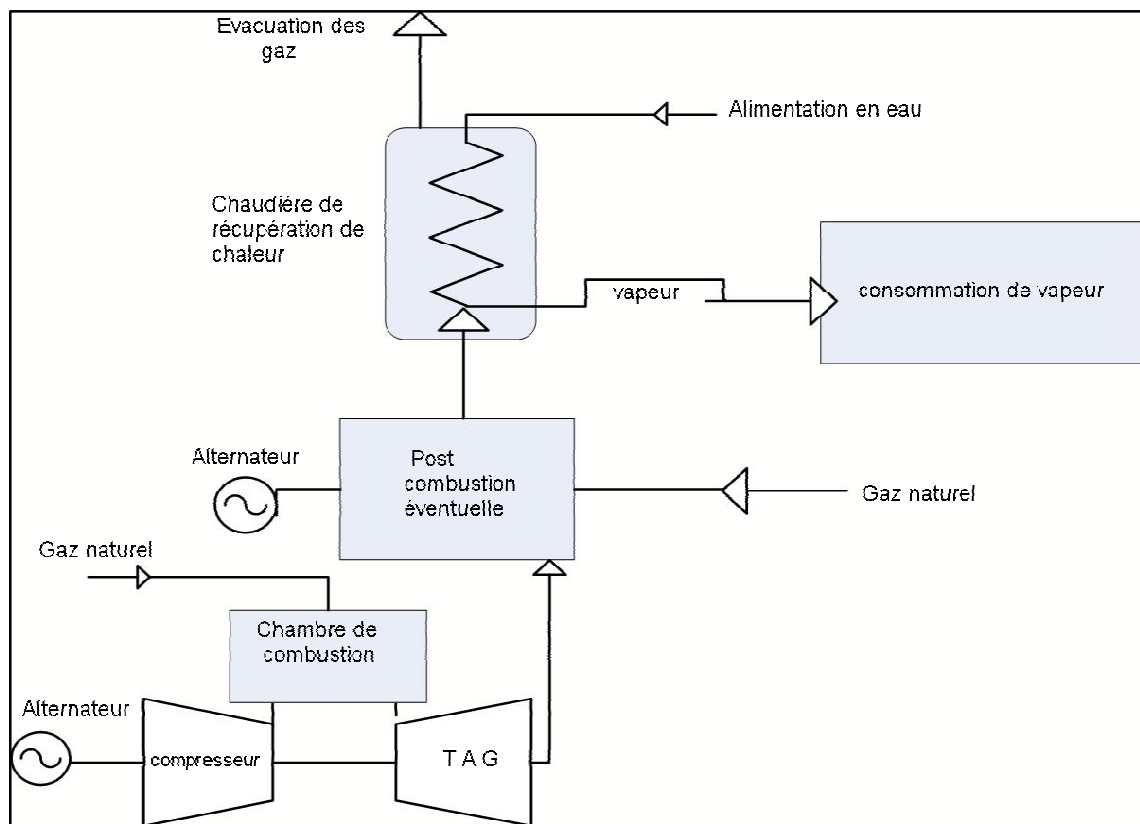


Figure.1- 3: Cogénération par turbine à gaz

### 1.2.3. Cycle combiné gaz-vapeur

Un cycle combiné dont on soutire une partie de la vapeur de la turbine à vapeur peut aussi être considéré comme de la cogénération, on parlera également de production combinée chaleur-force [2]. Dans ce cas, la turbine à vapeur sera à contre-pression ou à soutirage car la vapeur à la sortie de la turbine n'est pas condensée mais déviée vers un réseau vapeur en vue d'application thermique industrielle ou urbaine (chauffage urbain) (voir Figure 1-4).

En cogénération, la chaudière de récupération est l'interface entre la turbine à gaz et le consommateur de chaleur.

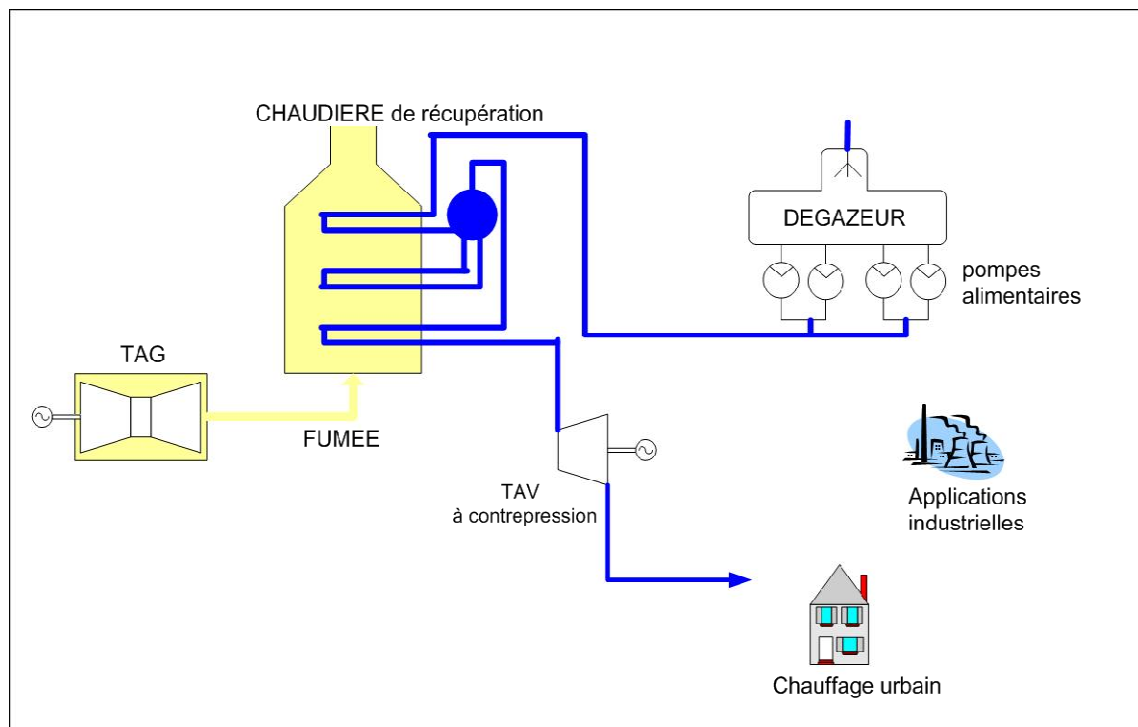


Figure.1- 4: Production combinée chaleur-force à l'aide d'un cycle combiné

### 1.3. Industrie chimique et pétrochimique

Le nombre de chaudières de récupération dans l'industrie chimique et pétrochimique est très important étant donné la diversité des produits et la taille des usines.

Les besoins en source chaude, dans les raffineries ou usines pétrochimiques, sont considérables. Il s'ensuit un développement important des réseaux de vapeur à haute, moyenne et basse pressions qui favorisent l'implantation des chaudières de récupération.

Dans certains cas, cette récupération se produit avec combustion de gaz CO et de résidus lourds tels que goudron, tar, etc. Dans d'autres cas, il s'agit de refroidir des gaz soit pour récupérer la chaleur, soit pour conditionner le produit dans le but d'une utilisation ultérieure.

Citons quelques exemples de l'utilisation des chaudières de récupération dans ce type d'industrie :

- **Chaudières de récupération derrière un four à soufre.**
- **Chaudières de récupération sur gaz nitreux.**
- **Chaudières de récupération pour unité de synthèse d'ammoniac.**
- **Chaudières de récupération derrière un four de reformage.**

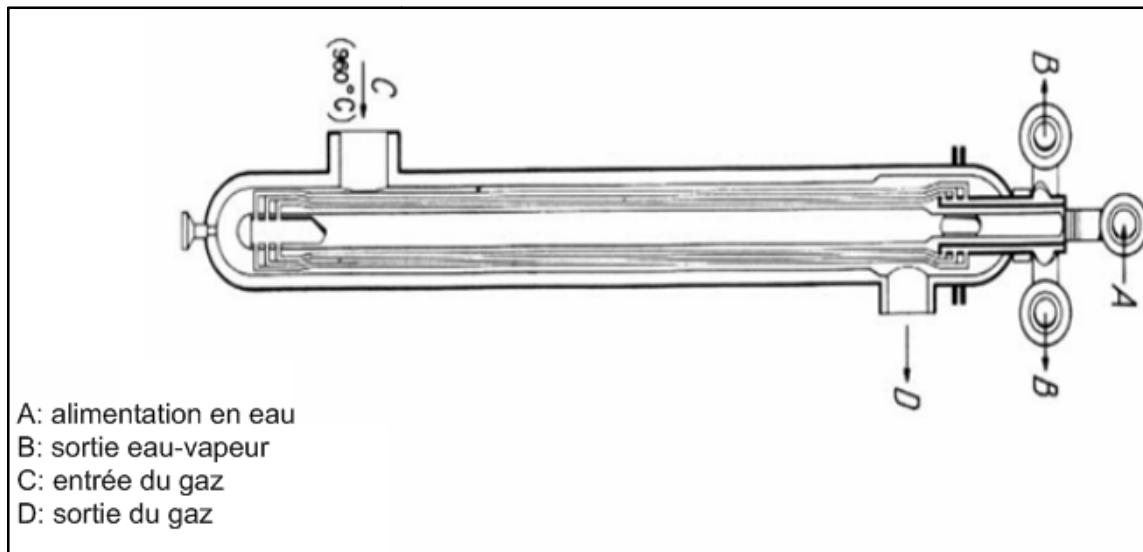


Figure.1- 5: Chaudière de récupération sur unité de synthèse d'ammoniac [3]

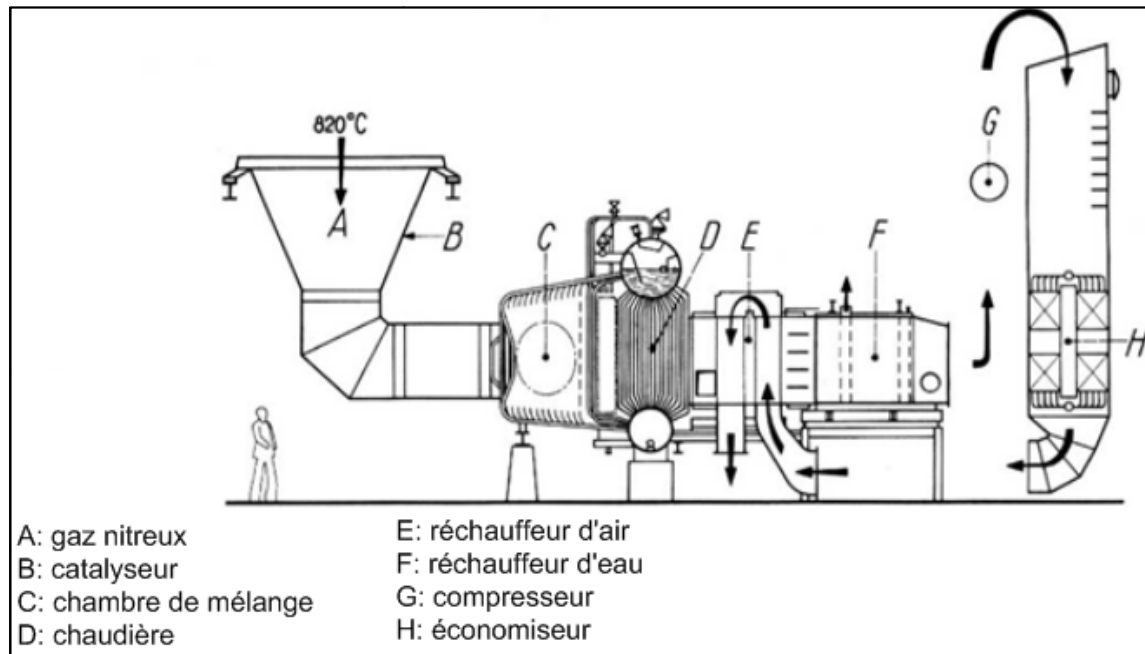


Figure.1- 6: Chaudière de récupération sur gaz nitreux (Fives-Cail-Babcock) [3]



## 2. Classification et types de chaudières de récupération

Les chaudières de récupération, HRSGs (Heat Recovery Steam Generators), occupent une place importante dans l'industrie chimique, les raffineries, les centrales électriques, et d'autres processus. Elles sont classifiées selon plusieurs critères comme mentionné à la figure 1-7 ci-dessous.

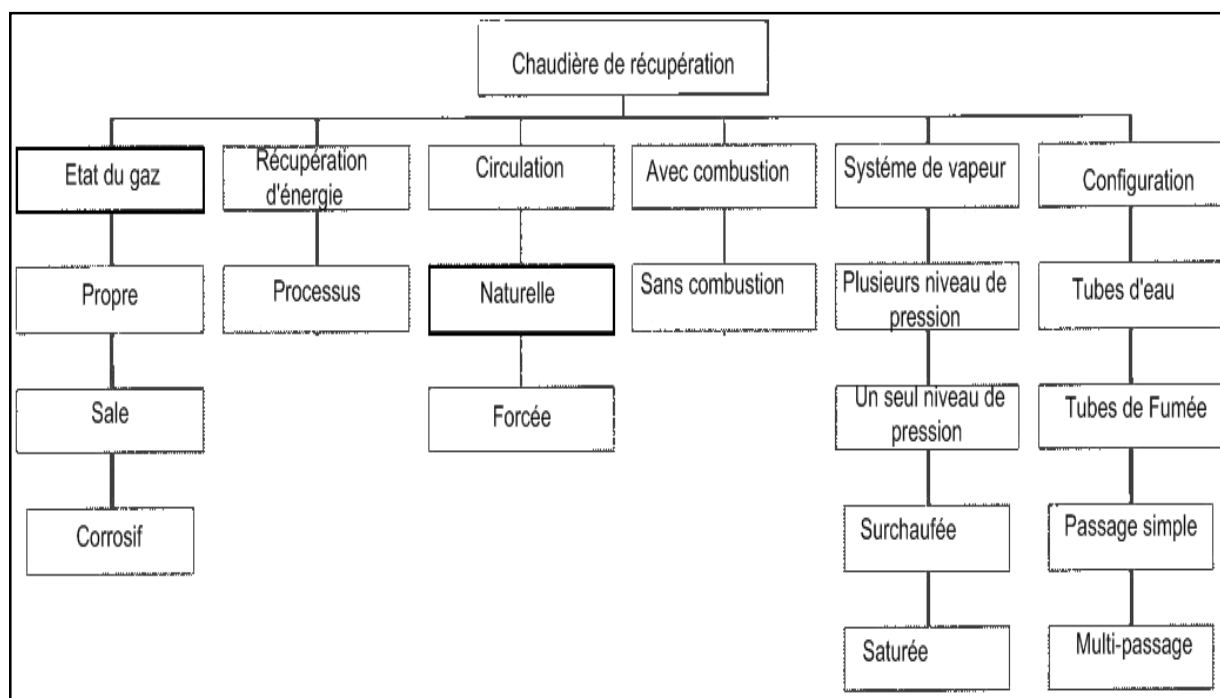


Figure.1- 7: Classification des chaudières de récupération

### 2.1. La configuration

La distinction la plus nette du point de vue conception est celle qui apparaît entre :

#### 2.1.1. Les chaudières à tubes de fumée

Ce type de chaudière fournit un débit de vapeur saturée de 1 à 25 tonnes/heure, en basse et moyenne pression. Le combustible utilisé est soit du gaz soit du fioul. Dans ce type de chaudières les fumées circulent à l'intérieur des tubes, et l'eau baigne ces tubes à l'extérieur [4].

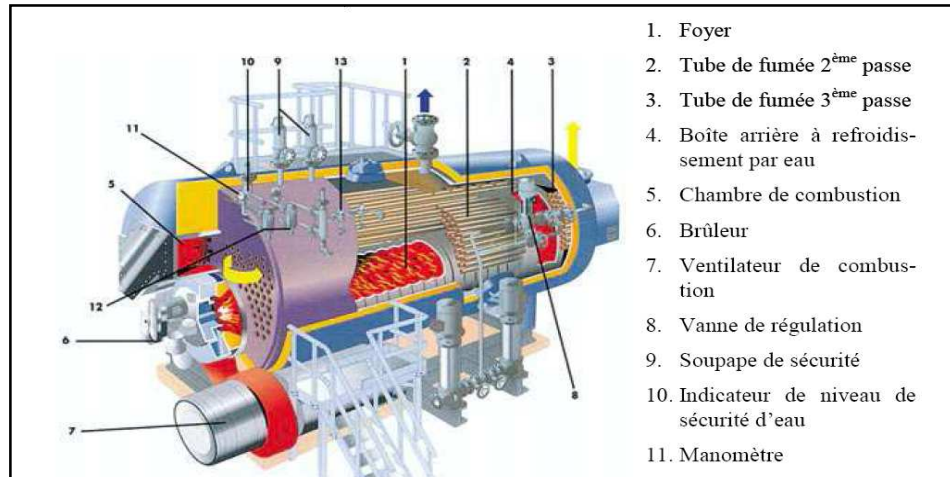


Figure.1- 8: Chaudière à tubes de fumée

### 2.1.2. Les chaudières à tubes d'eau

Ce type de chaudière fournit un débit de vapeur saturée supérieur à 20 tonnes/heure, en moyenne et haute pression [4]. L'eau circule à l'intérieur des tubes et les fumées à l'extérieur. Les chaudières à tubes d'eau sont employées dans les installations de moyennes et grandes puissances.

Tableau 1-1 : Comparaison des performances

Propriétés	Chaudières à tubes de fumée	Chaudières à tubes d'eau
Mise en route	Lente (grand volume d'eau à chauffer)	rapide
Adaptation aux changements de régime	médiocre (inertie importante)	bonne
Surface de chauffe	moyenne	élevée
Sécurité	médiocre	bonne
Prix	limité	élevé
Encombrement	faible	fort
Applications usuelles <ul style="list-style-type: none"> <li>• Puissance</li> <li>• Débit</li> <li>• Timbre (pression max. d'utilisation)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• moyennement élevée               <ul style="list-style-type: none"> <li>• 1,5 à 25 t/h</li> <li>• 10 à 20 bar</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• importante               <ul style="list-style-type: none"> <li>• 4 à 200 t/h</li> <li>• 90 à 100 bars (en circulation naturelle) et jusqu'à 225</li> </ul> </li> </ul>

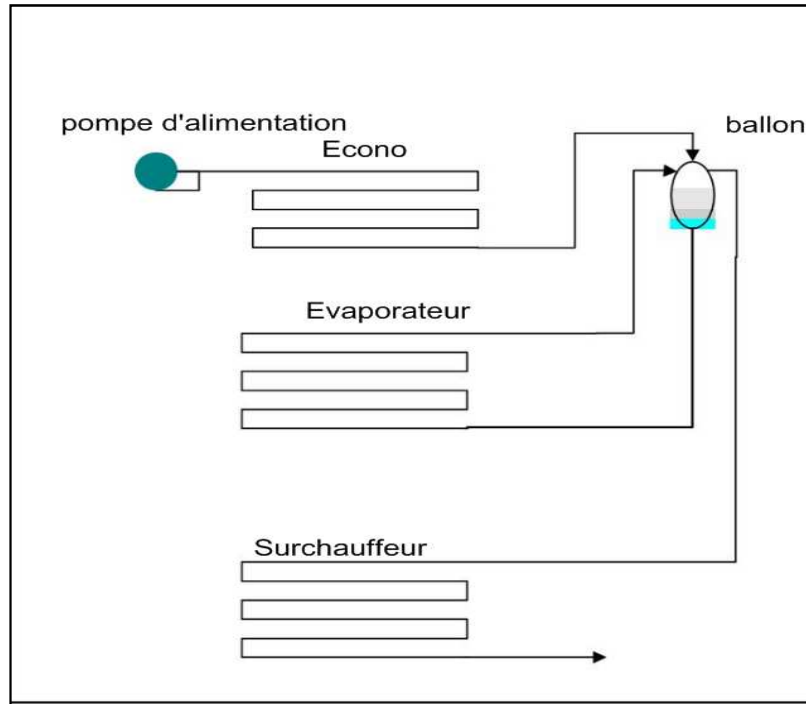
		bar (circulation forcée)
--	--	--------------------------

## 2.2. La nature de circulation

### 2.2.1. Les chaudières à circulation naturelle

Dans les chaudières à circulation naturelle, la circulation du fluide dans l'évaporateur est assurée par la différence de densité entre l'eau qui descend du ballon et le mélange eau vapeur qui remonte vers le ballon (voir Figure 1-9 ci-dessous). La circulation naturelle est d'autant meilleure que la différence de hauteur entre le ballon et les tubes est grande. Dans le ballon, il y a séparation des phases : la phase vapeur est envoyée vers une éventuelle surchauffe tandis que l'eau à la base du ballon est renvoyée vers l'évaporateur.

La circulation est d'autant plus intense que la différence de masse volumique entre l'eau et la vapeur est plus grande. L'effet de circulation naturelle diminue donc progressivement lorsque l'on se rapproche de la pression critique de 221 bars. Pratiquement, son domaine d'application se situe au-dessous de 190 bars [6], pression à laquelle elle reste satisfaisante et sûre. Les chaudières à circulation naturelle n'ayant pas de pompe de circulation à l'évaporateur, présentent l'avantage d'une faible consommation électrique et de coûts de maintenance limités.



**Figure.1- 9 : Chaudière à circulation naturelle**

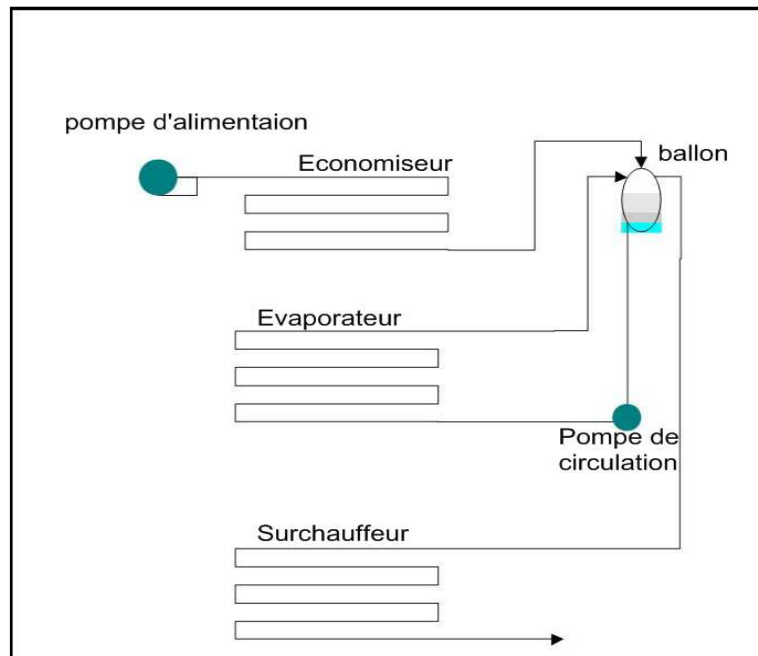
### ***2.2.2. Les chaudières à circulation assistée:***

La constitution de la boucle est la même sauf que dans ce cas on est en présence de pompes de circulation assistée entre les lignes de descente d'eau et les tubes chauffés (l'évaporateur). Ces pompes permettent d'assurer une circulation suffisante afin d'éviter l'assèchement des tubes (maintenir un titre massique de vapeur pas trop élevé dans le mélange).

Les pompes sont nécessaires dans ce type de configuration car on aurait une perte de charge trop importante du fait : d'un diamètre hydraulique réduit du faisceau évaporateur (tubes de diamètre plus faible dans l'évaporateur voire de moins de tubes), d'une pente insuffisante( voire arrangement horizontal des tubes).En général, la surface d'échange des chaudières à circulation assistée est plus faible, a puissance thermique égale, que celle des chaudières à circulation naturelle [3].

L'utilisation d'une pompe va engendrer aussi d'autres inconvénients comme :

- Le prix : dans le prix intervient, non seulement le coût de la pompe ou des pompes en service, mais également celui des pompes de réserve ainsi que des robinetteries ou des clapets de sécurité.
- La consommation : la puissance consommée par les pompes, de l'ordre de 0,5 à 0,8 % de la puissance électrique de l'alternateur associé [7].



**Figure.1- 10: Chaudière à circulation assistée**

### ***2.2.3. Les chaudières à circulation forcée***

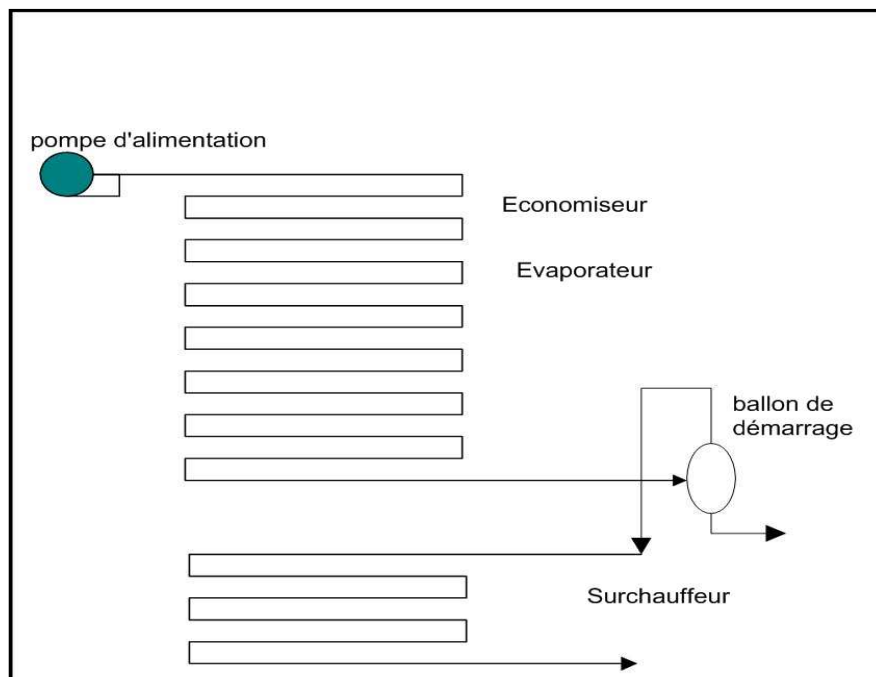
Les chaudières les plus modernes peuvent être à vaporisation totale (once-through boiler): elles ne comportent théoriquement plus de réservoir matérialisant la séparation eau vapeur (ballon) et sont constituées d'un grand nombre de tubes parallèles à l'intérieur desquels l'eau se réchauffe, se vaporise, et se surchauffe en un seul passage.

Une chaudière à circulation forcée diffère d'une chaudière classique, à circulation naturelle ou assistée, par le nombre d'éléments qui la composent. En effet, une chaudière classique comprend un économiseur, un vaporiseur avec ballon de séparation et un surchauffeur.

Dans une chaudière à circulation forcée, on ne peut plus faire la différence entre l'économiseur et l'évaporateur, et s'il subsiste un ballon de séparation, non seulement sa taille

est fortement réduite, mais en plus, son utilité est principalement limitée à la phase de démarrage de la chaudière, pendant laquelle l'eau soutirée à la base du ballon est renvoyée vers le dégazeur, le surchauffeur n'étant opérationnel que lorsque le débit de vapeur sortant du ballon est suffisant (voir Figure 1-11 ci-après) [4].

- La circulation forcée, mettant en jeu des débits réduits et des vitesses plus élevées qu'en circulation naturelle, requiert des sections de passage plus faibles.
- Le schéma de circulation forcée est plus applicable au voisinage de la pression critique, ce qui permet d'atteindre des rendements de cycle thermodynamique plus élevés qu'en circulation naturelle [4].



**Figure.1- 11: Chaudière à circulation forcée avec ballon de démarrage**

## 2.3. Le type de chaudière

### 2.3.1. Chaudière à un niveau de pression

Dans une chaudière à un niveau de pression, l'eau entre dans l'échangeur à l'état liquide, après avoir été comprimée par des pompes d'alimentation. Elle est ensuite réchauffée jusqu'à la température d'ébullition correspondant à sa pression (économiseur), puis vaporisée à température constante (évaporateur), et enfin surchauffée (surchauffeur), avant d'être détendue dans une turbine à vapeur. La figure 1-12 présente le GVR et les échanges de chaleur entre les gaz chauds et l'eau.

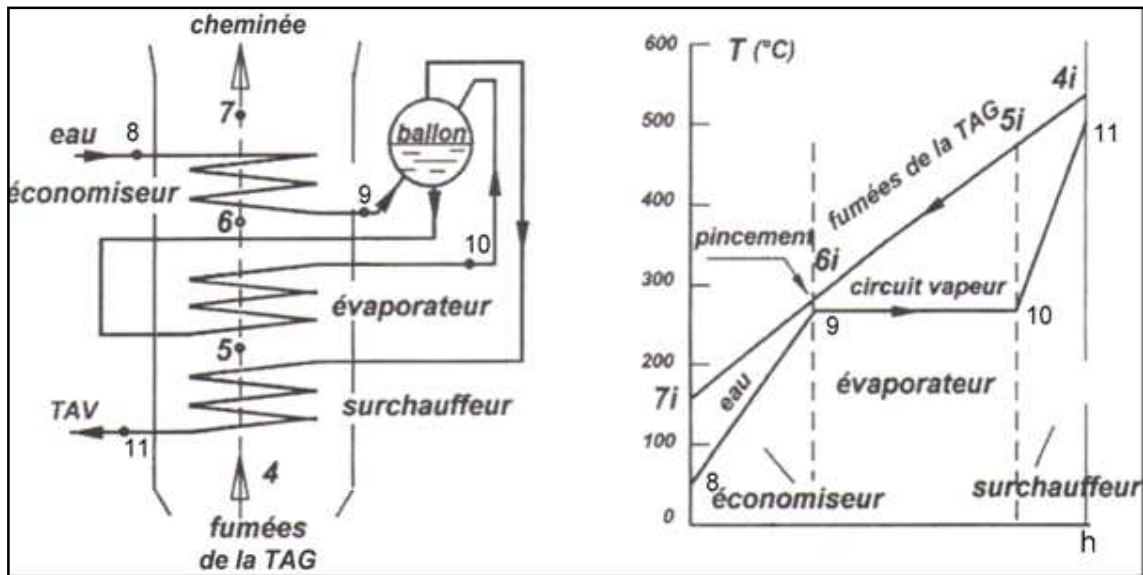


Figure.1- 12: Chaudière de récupération à un niveau de pression [2]

La différence de température entre les gaz d'échappement  $T_{6i}$ , et la vapeur saturée  $T_9$  est appelée **Pincement**. Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue énergétique.

La nécessité de vaporiser l'eau induit un palier très important à température constante, par conséquent les échanges de chaleur se font avec un écart de température important dans la quasi-totalité de l'échangeur même si on minimise le pincement. De plus, lorsqu'on augmente la pression, la température à la sortie  $T_{7i}$  augmente, la chaleur extraite des fumées est donc plus faible.

Donc la chaudière à un niveau de pression comporte de fortes irréversibilités internes, et ne permet pas de refroidir suffisamment les fumées [7].

Par contre la chaudière à un niveau de pression est une technologie bien adaptée, elle a l'avantage d'une grande simplicité, donc d'un coût minimum [2].

### ***2.3.2. Chaudière à plusieurs niveaux de pression***

Pour rentabiliser au mieux de l'énergie disponible dans les gaz, on utilise des chaudières à deux (voire trois) niveaux de pression. Ceci permet de rapprocher les courbes de températures des deux fluides (fumées et eau/vapeur). L'ajout d'un second niveau de pression permet de diminuer la température des fumées à la sortie (la température à la cheminée ne peut pas être trop basse pour éviter tout risque de condensation acide, source de dégradation par corrosion dans la cheminée).

Le nombre accru de caractéristique de conception rend la sélection des paramètres plus complexe par conséquent un coût élevé de l'installation [2].



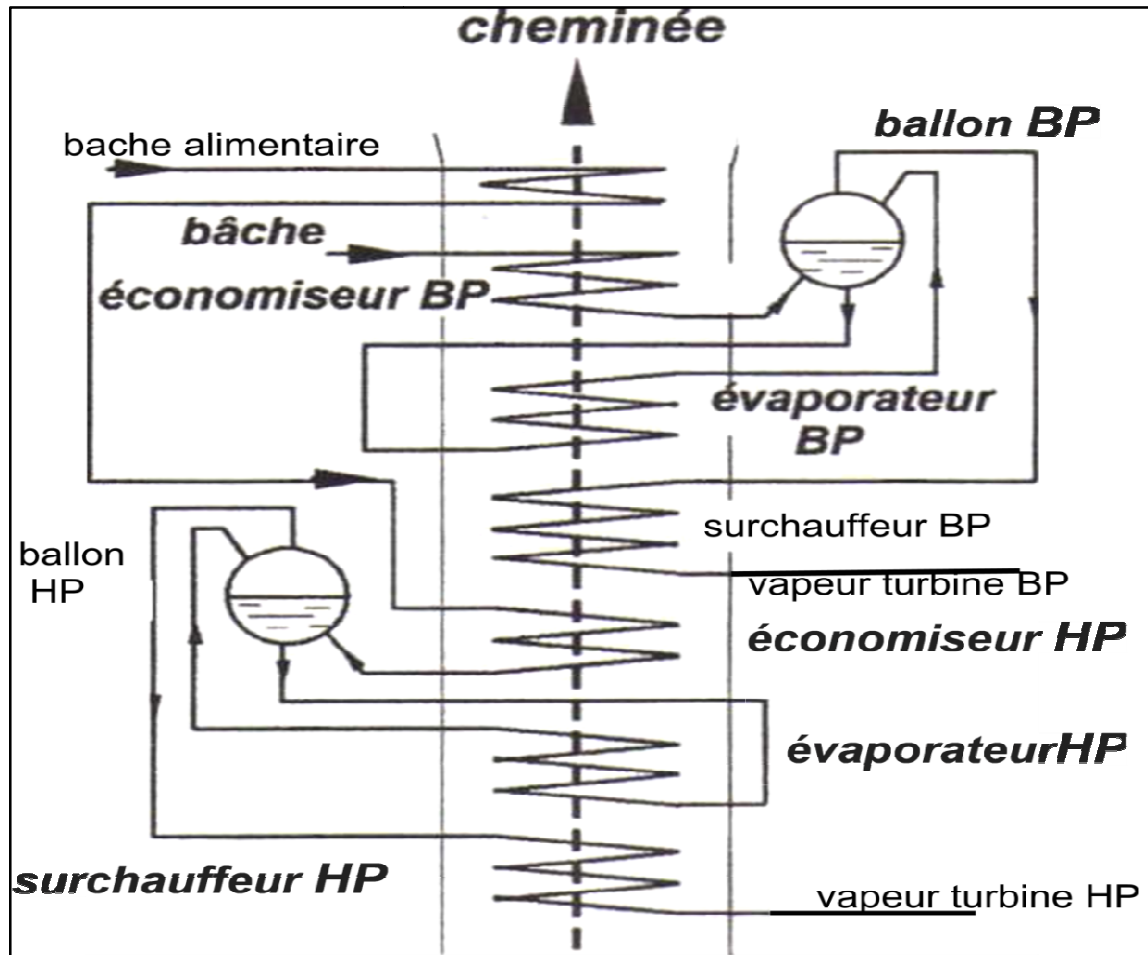


Figure.1- 13: Schéma d'une chaudière de récupération à deux niveaux de pression [2]

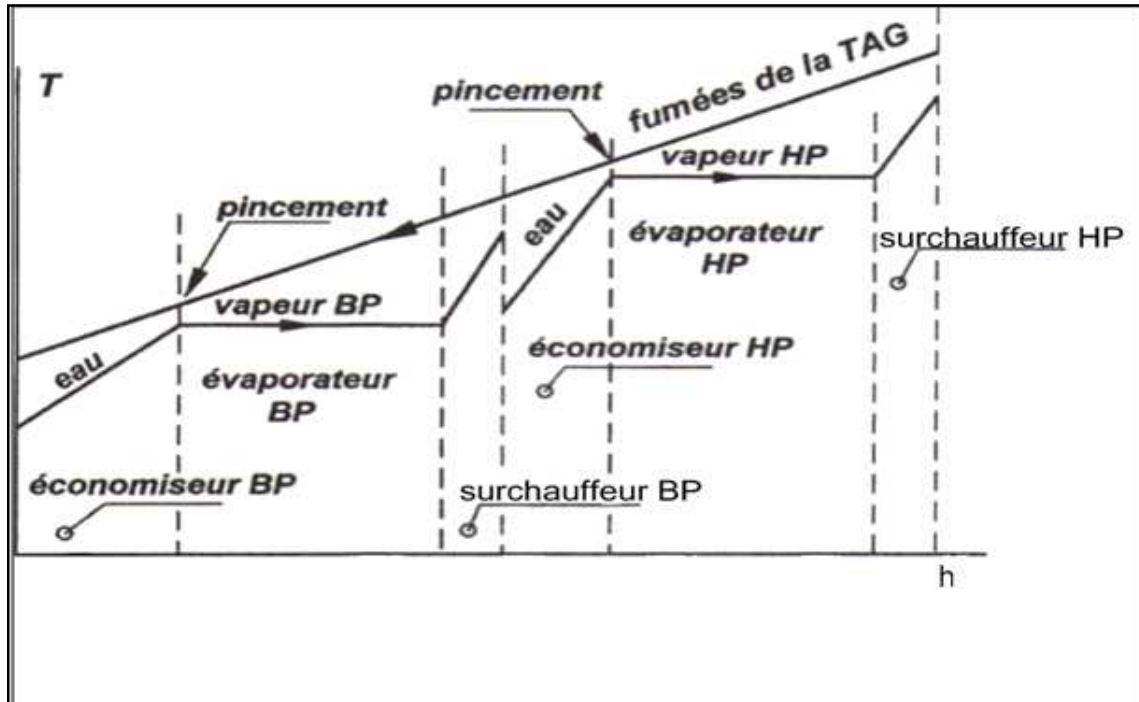


Figure.1- 14: Diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière à deux niveaux de pression

Un niveau de pression (20 à 160 MW)	
Pi (bar)	40 à 70
Ti (°C)	480 à 540

Deux niveaux de pression (20 à 200 MW)		
	Basse pression (BP)	Haute pression (HP)
Pi (bar)	5 à 8	55 à 85
Ti (°C)	200 à 260	500 à 565

Trois niveaux de pression (170 à 260 MW)			
	Basse pression (BP)	moyenne pression (MP)	haute pression (HP)
Pi (bar)	4 à 6	20 à 35	110 à 140
Ti (°C)	200 à 230	300 à 350	520 à 565

Tableau 1-2: Caractéristiques générales des chaudières de récupération [2]

# Chapitre

# II



## **ANALYSE D'UNE CHAUDIÈRE DE RECUPERATION A UN NIVEAU DE PRESSION**

---

## 1. ANALYSE D'UNE CHAUDIERE DE RECUPERATION AVEC SOUTIRAGE DE VAPEUR

---

### 1.1.Introduction

Le rôle d'une chaudière de récupération est de maximiser la récupération de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz par exemple ; cette récupération doit avoir lieu de telle sorte que la différence de température entre les gaz et la vapeur soit toujours supérieure à la différence de température minimale au pincement ( $\Delta T_{pinc}$ ), cette valeur étant fixée par des considérations d'ordre économique et énergétique.

Le dimensionnement de l'échangeur dépend de la valeur choisie pour le pincement. Si le pincement est trop faible, la surface de l'échangeur va augmenter et par conséquent le coût d'investissement aussi. S'il est trop grand, l'irréversibilité sera importante et la perte de rendement finit par surpasser l'économie d'investissement [8].

La température des gaz à la sortie de la chaudière de récupération doit être suffisamment élevée pour éviter tout type de condensation corrosive, cette température varie selon le combustible utilisé, les plus faibles valeurs (70-100 °C) étant obtenues avec du gaz naturel ; pour le fioul léger on recommande une température de 120 à 130 °C, et pour le fioul lourd une température de 150 à 170 °C [1].

La température minimale d'eau d'alimentation chaudière est déterminée par la température de condensation d'acide sulfurique, de façon à éviter toute contrainte corrosive dans la chaudière de récupération [9].

Dans notre cas, on choisira une valeur minimale de (70°C) pour la température de l'eau à l'entrée de la chaudière de récupération, ceci étant justifié par la qualité connue du gaz naturel algérien et sa très faible teneur en soufre.

Le diagramme d'échange enthalpie-température dans une chaudière de récupération à un niveau de pression est présenté à la figure2-1 ci-dessous.

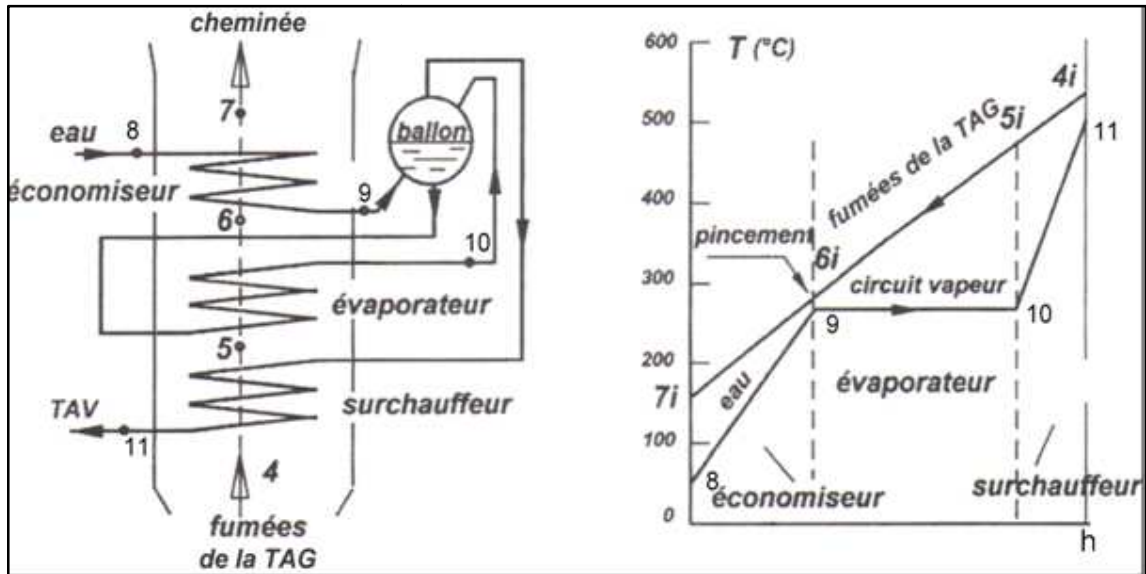


Figure.2- 1: Diagramme enthalpie-température pour un GVR à un niveau de pression

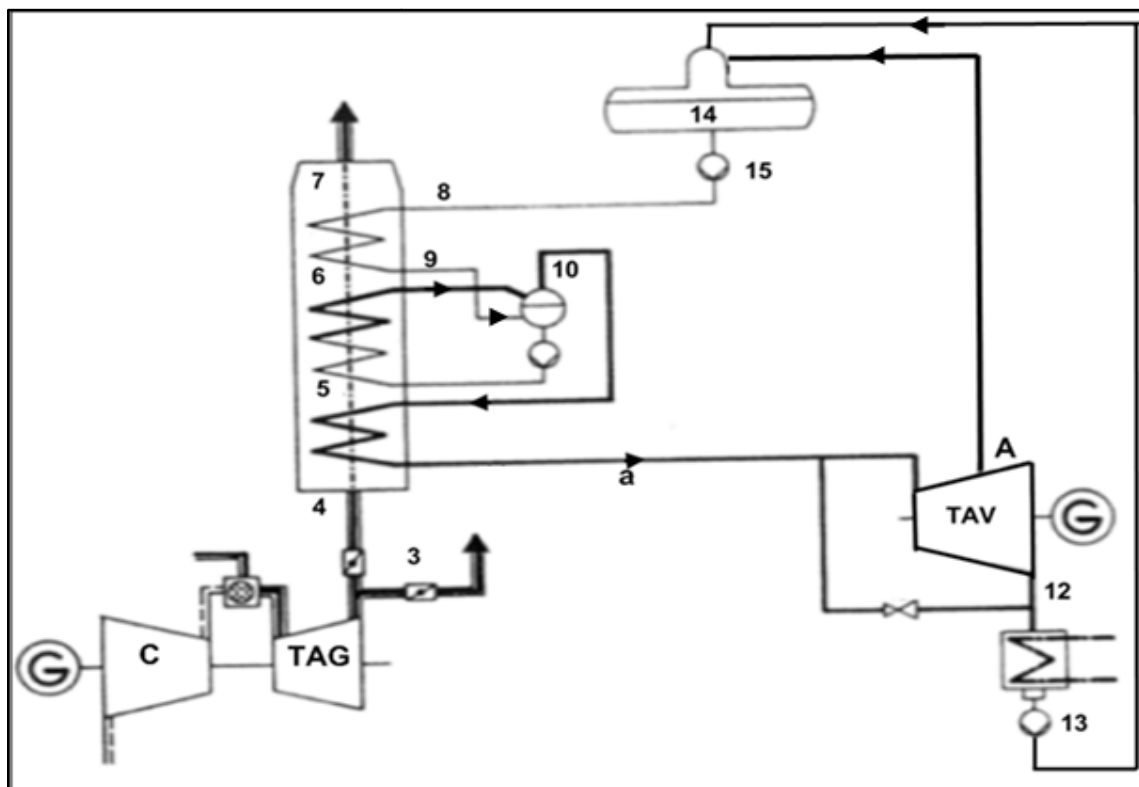


Figure.2- 2: Schémas d'un cycle combiné avec soutirage de vapeur [9]

## 1.2. Bilans énergétiques :

Dans ce qui suit, nous allons établir les bilans énergétiques qui sont à la base de la procédure de calcul du système à un niveau de pression.

Hypothèses pour l'établissement des bilans d'énergie:

- La variation d'énergie cinétique et potentielle est négligeable ainsi que les pertes de chaleur par échange avec le milieu ambiant.
- Les gaz d'échappements se comportent comme un gaz parfait.

### ***Bilan énergétique de l'ensemble surchauffeur-évaporateur :***

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à un volume de contrôle autour de l'ensemble surchauffeur-évaporateur avec les hypothèses ci-dessus donne l'expression suivante :

$$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{p f} \cdot (T_4 - T_6) = \dot{m}_e \cdot (h_a - h_9) \quad (1-1)$$

### ***Bilan énergétique de l'économiseur :***

En procédant de même avec l'économiseur, on obtient l'expression :

$$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{p f} \cdot (T_6 - T_7) = \dot{m}_e \cdot (h_9 - h_8) \quad (1-2)$$

### ***Bilan énergétique du dégazeur :***

Le bilan énergétique du dégazeur donne :

$$\dot{m}_e \cdot (h_{f14} + w_{p15}) = (\dot{m}_e - \dot{x}) \cdot (h_{f13} + w_{p13}) + \dot{x} (h_A) \quad (1-3)$$

### ***Bilan énergétique de la chaudière de récupération :***

$$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{p f} \cdot (T_4 - T_7) = \dot{m}_e \cdot (h_a - h_8) \quad (1-4)$$

### 1.3. Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération

- La composition des gaz d'échappement et température  $T_4$  en sortie turbine à gaz.
- Le pincement  $\Delta T_{pinc} = T_6 - T_9$ .
- L'approche  $\Delta T_{ap} = T_4 - T_a$ .
- La température de condensation de la vapeur  $T_{13}$ .
- Le rendement isentropique de la turbine  $\eta_{it}$ .
- La température de rejet limite  $T_{rejlim}$ .

### 1.4. Procédure de calcul

Le calcul se fera de la manière suivante :

- On calcule la chaleur spécifique moyenne du gaz entre les températures  $T_4$  et  $T_{rejlim}$ .
- On calcule la température de la vapeur à l'entrée de la turbine :

$$T_a = T_4 - \Delta T_{ap} \quad (1-5)$$

On choisit la pression de la vapeur, puis on effectue les opérations suivantes :

- Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des données thermodynamiques :
  - Température de saturation  $T_{sat} = T_9 = T_{10}$ .
  - Enthalpie du liquide saturé dans l'évaporateur  $h_9$ .
  - Enthalpie  $h_a$  et entropie  $s_a$  de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine.
- On calcule la température des gaz à la sortie de la zone évaporateur :

$$T_6 = T_9 + \Delta T_{pinc} \quad (1-6)$$

- A présent, on peut calculer la masse de vapeur d'eau correspondant à un kg de gaz à l'aide de l'équation (1-1) :

$$Y = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f} = \frac{\bar{c}_{pf} \cdot (T_4 - T_6)}{(h_a - h_9)} \quad (1-7)$$

- La pression au niveau du dégazeur sera choisie de façon que la température de saturation correspondante soit égale à la température de rosée des fumées afin d'éviter

tout risque de condensation acide (la température des gaz étant alors forcément légèrement supérieure à cette valeur limite). On obtient alors l'enthalpie de l'eau à l'entrée de l'économiseur :

$$h_8 = h_{f14} + w_{p15} \quad (1-8)$$

$w_{p15}$  représente le travail de la pompe alimentaire (voir figure 2-2 ci-dessus). Si  $\eta_{ip}$  est le rendement isentropique de la pompe, ce travail sera évalué à l'aide de l'expression :

$$w_{p15} = \frac{v \cdot (P_8 - P_4)}{(\eta_{ip})} \quad (1-9)$$

Avec ( $v$  : volume spécifique de liquide saturée)

➤ On choisit une pression de soutirage égale à celle du dégazeur, pour calculer  $h_A$  :

Calcul du titre  $x_{As}$  : Pour cela il faut lire les caractéristiques de la vapeur d'eau à la température de saturation correspondant à la pression choisie (enthalpie et entropie du liquide saturé  $h_{fp}$  et  $s_{fp}$  et enthalpie et entropie de la vapeur saturée  $h_{gp}$  et  $s_{gp}$ ).

$$x_{As} = \frac{s_a - s_{fp}}{s_{gp} - s_{fp}} \quad (1-10)$$

➤ Test : si  $x_{As} < 1$

On a :

$$h_{As} = h_{fp} + x_{As}(h_{gp} - h_{fp}) \quad (1-11)$$

Sinon, on détermine  $h_{As}$  à partir des tables thermodynamiques de la vapeur surchauffée. On calcule ensuite  $h_A$  en considérant le rendement isentropique de la turbine :

$$h_A = h_a - \eta_{it} (h_a - h_{As}) \quad (1-12)$$

➤ Calcul de la fraction de vapeur soutirée (voir ci-dessus bilan du dégazeur) :

$$\dot{Y} = \frac{\dot{x}}{\dot{m}_f} = \frac{Y \cdot (h_{f14} + w_{p15} - h_{f13} - w_{p13})}{(h_A - h_{f13} - w_{p13})} \quad (1-13)$$



- Le bilan énergétique de la chaudière permet de calculer la température de rejet des gaz  $T_7$  :

$$T_7 = T_4 - \frac{Y \cdot (h_a - h_8)}{\bar{c}_{pf}} \quad (1-14)$$

- Calcul de l'efficacité de la chaudière de récupération et de l'efficacité relative au gaz :

$$\varepsilon_{gvr} = \frac{T_4 - T_7}{T_4 - T_{rejl\lim}} \quad (1-15)$$

$$\varepsilon_g = \frac{T_4 - T_{rejl\lim}}{T_4 - T_{ambiant}} \quad (1-16)$$

- Puis on calcule l'efficacité totale :

$$\varepsilon = \varepsilon_g \cdot \varepsilon_{gvr} \quad (1-17)$$

- Calcul de l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine (point 12). On se placera d'abord dans l'hypothèse d'une détente isentropique et on calculera le titre  $x_{12s}$ . Pour ce faire, il faut lire les caractéristiques de la vapeur d'eau à la température de condensation (enthalpie et entropie du liquide saturé  $h_{f13}$  et  $s_{f13}$  et aussi l'enthalpie et l'entropie de la vapeur saturée  $h_{g13}$  et  $s_{g13}$ ), ensuite le titre sera calculé à l'aide de l'expression :

$$x_{12s} = \frac{s_a - s_{f13}}{s_{g13} - s_{f13}} \quad (1-18)$$

On calcule l'enthalpie correspondante :

$$h_{12s} = h_{f13} + x_{12s}(h_{g13} - h_{f13}) \quad (1-19)$$

Calcul de l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine après une détente réelle :

$$\dot{W}_{tvs} = \dot{m}_e(h_a - h_{As}) + (\dot{m}_e - \dot{x})(h_{As} - h_{12s}) \quad (1-20)$$

$$YW_{tvs} = Y(h_a - h_{As}) + (Y - \dot{Y})(h_{As} - h_{12s}) \quad (1-21)$$

$$\dot{W}_{tv} = \dot{m}_e(h_a - h_A) + (\dot{m}_e - \dot{x})(h_A - h_{12}) \quad (1-22)$$

$$YW_{tv} = \eta_{it} YW_{tvs} = \eta_{it} [Y(h_a - h_{As}) + (Y - \dot{Y})(h_{As} - h_{12s})] \quad (1-23)$$

$$h_{12} = h_A - \frac{YW_{tv} - Y(h_{11} - h_A)}{(Y - \dot{Y})} \quad (1-24)$$

- Calcul du rendement du cycle à vapeur :

$$\eta_v = \frac{W_{tv}}{(h_a - h_g)} \quad (1-25)$$

- Calcul du titre de la vapeur à la sortie de la turbine :

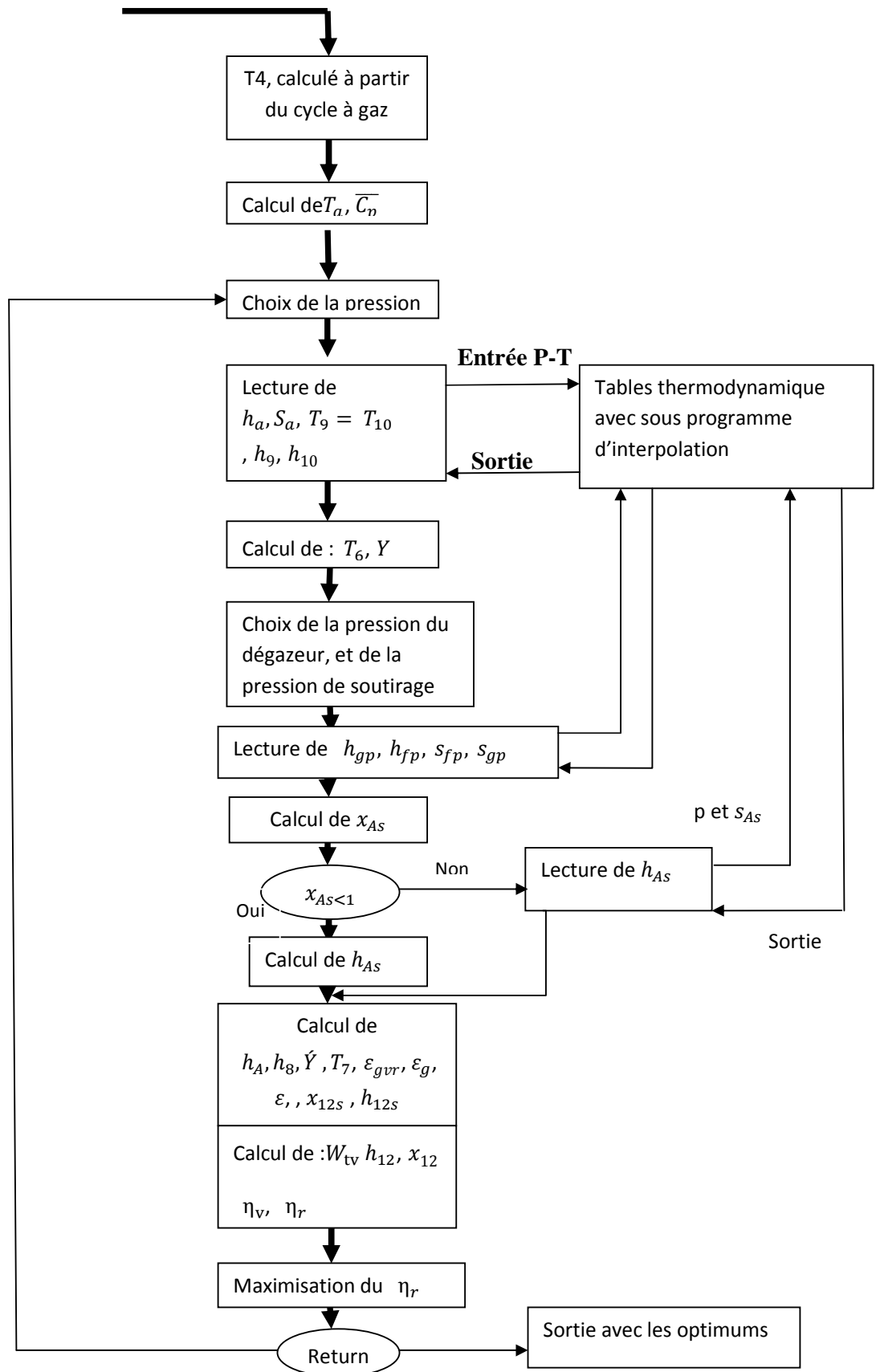
$$x_{12} = \frac{h_{12} - h_{f13}}{h_{g13} - h_{f13}} \quad (1-26)$$

- Calcul du rendement de récupération :

$$\eta_r = \eta_v \cdot \varepsilon \quad (1-27)$$

On répète le processus de calcul ci-dessus à partir du choix de la pression de vapeur, en faisant varier celle-ci avec un pas de 0.1 MPa sur un intervalle allant de 0.1 jusqu'à 6 MPa, à chaque étape, on compare la valeur du rendement de récupération obtenue avec la plus grande valeur obtenue au cours des étapes précédentes. A la fin du processus d'itération, on retient les résultats correspondant à la valeur maximum du rendement de récupération.

**ORGANIGRAMME DE CALCUL**



---

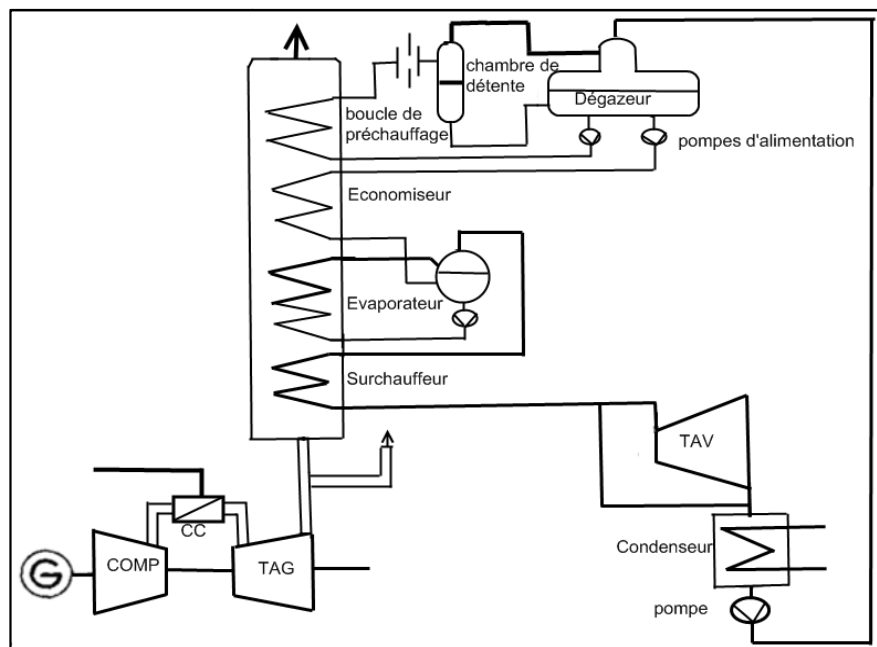
## 2. ANALYSE D'UNE CHAUDIERE DE RECUPERATION AVEC BOUCLE DE PRECHAUFFAGE

---

### 2.1. Introduction

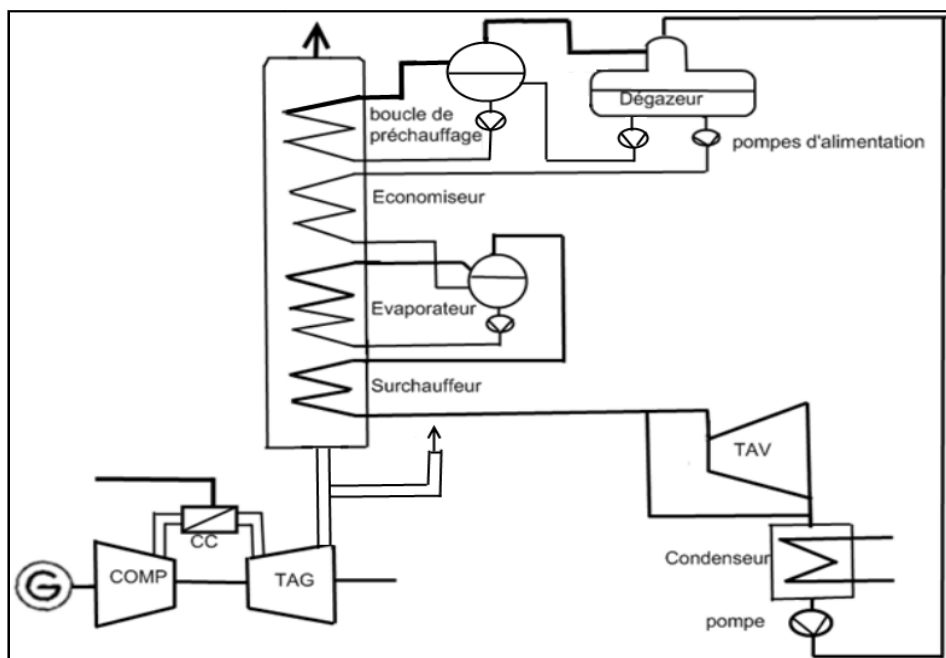
L'inconvénient principal du système à un seul niveau de pression est son taux de récupération d'énergie relativement faible. La manière la plus facile d'améliorer ce système consiste à employer un échangeur de chaleur supplémentaire (boucle de préchauffage) à l'extrémité de la chaudière de récupération afin de récupérer une quantité d'énergie additionnelle pour préchauffer l'eau d'alimentation. Cette boucle de préchauffage doit être conçue de sorte que la température ne descende pas au dessous du point de rosée acide. Il y a deux manières de mettre en œuvre cette solution, avec de l'eau ou avec de la vapeur :

La première, en utilisant une chambre de détente (Figure. 2-3) : le principe est d'utiliser de l'eau chaude. Une pompe est employée pour amener une grande quantité d'eau à un niveau de pression élevé. Il doit y avoir plus d'eau que de condensat. Après avoir été réchauffée dans la boucle de préchauffage, l'eau arrive dans un réservoir (chambre de détente) où la vapeur nécessaire au dégazage sera produite suite à la détente de l'eau chaude. Le reste d'eau va retourner directement au réservoir d'eau d'alimentation. L'inconvénient principal de cette méthode réside dans la nécessité de recourir à une pompe de grande puissance pour faire circuler les débits d'eau importants de la boucle.



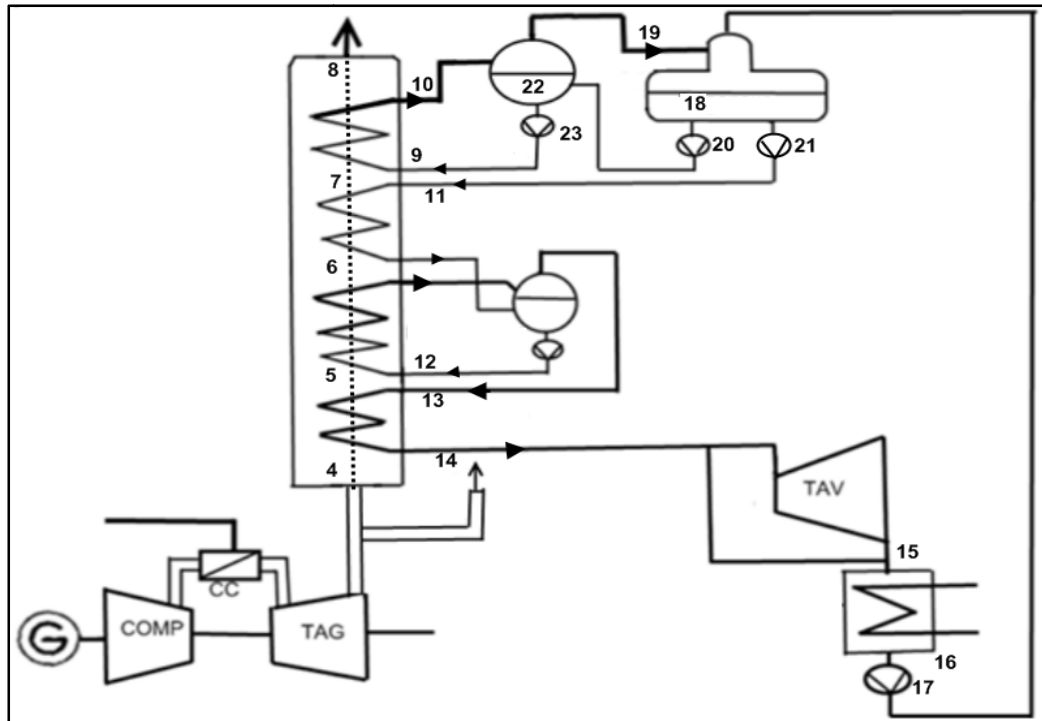
**Figure.2- 3: Boucle de préchauffage avec une chambre de détente [9]**

La deuxième, en utilisant un évaporateur BP (fig.2-4): L'évaporateur BP va produire de la vapeur saturée pour le dégazeur. Dans ce cas, la puissance nécessaire pour l'entraînement de la pompe est relativement faible, de l'ordre de 10% de celle de la version utilisant la chambre de détente. L'évaporateur lui-même peut être à circulation naturelle ou à circulation forcée.



**Figure.2- 4: boucle de préchauffage utilisant un évaporateur BP [9]**

Dans la présente analyse, nous nous intéresserons à un système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage comportant un évaporateur BP (voir schéma de l'installation fig. 2-5 et diagramme d'échange T-H fig. 2-6). L'analyse consistera à écrire les bilans d'énergie pour différentes parties du système de manière à obtenir un modèle mathématique qui permettra d'en effectuer l'étude paramétrique.



**Figure.2- 5: Schéma d'un cycle avec boucle de préchauffage comportant un évaporateur BP**

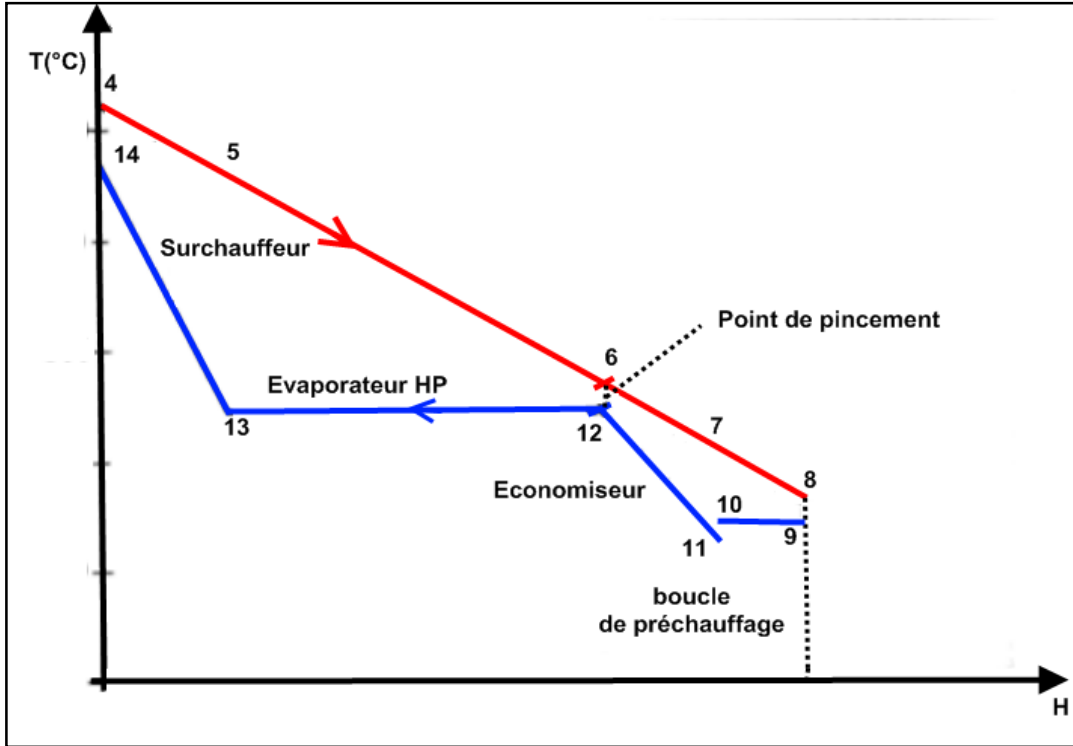


Figure.2- 6: Diagramme enthalpie-température pour un GVR à un niveau de pression avec boucle de préchauffage

## 2.2. Bilans énergétiques

*Bilan énergétique de l'ensemble surchauffeur-évaporateur :*

$$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{pf} \cdot (T_4 - T_6) = \dot{m}_e \cdot (h_{14} - h_{12}) \quad (2-1)$$

*Bilan énergétique de l'économiseur :*

$$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{pf} \cdot (T_6 - T_7) = \dot{m}_e \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (2-2)$$

*Bilan énergétique du dégazeur :*

$$\dot{m}_e \cdot (h_{f18} + w_{p20}) + \dot{m}_é \cdot (h_{f18} + w_{p21}) = \dot{m}_e (h_{f16} + w_{p17}) + \dot{m}_é (h_{g19}) \quad (2-3)$$

**Bilan énergétique de l'évaporateur BP :**

$$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{pf} \cdot (T_7 - T_8) = \dot{m}_e \cdot (h_{10} - h_9) \quad (2-4)$$

**Bilan énergétique du ballon BP :**

$$\dot{m}_e \cdot (h_{g19} + h_{f22} + w_{p23}) = \dot{m}_e \cdot (h_{f18} + w_{p20} + h_{g10}) \quad (2-5)$$

### 2.3. Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération

- La composition des gaz d'échappement et température  $T_4$  en sortie turbine à gaz.
- Le pincement  $\Delta T_{pinc} = T_6 - T_{12}$ .
- L'approche  $\Delta T_{ap} = T_4 - T_{14}$ .
- La température de condensation de la vapeur  $T_c$ .
- Le rendement isentropique de la turbine  $\eta_{it}$ .
- La température de rejet limite  $T_{rejlim}$ .

### 2.4. Procédure de calcul

Le calcul se fera de la manière suivante :

- La chaleur spécifique moyenne du gaz entre les températures  $T_4$  et  $T_{rejlim}$ .
- La température de la vapeur à l'entrée de la turbine à vapeur :

$$T_{14} = T_4 - \Delta T_{ap}$$

On choisit une valeur pour la pression de la vapeur, puis on effectue successivement les opérations suivantes :

- Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des données thermodynamiques :
  - Température de saturation  $T_{sat} = T_{12} = T_{13}$ .
  - Enthalpie du liquide saturée dans l'évaporateur  $h_{12}$ .
  - Enthalpie de la vapeur saturée dans l'évaporateur  $h_{13}$ .



- Enthalpie  $h_{14}$  et entropie  $s_{14}$  de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine.

➤ Le pincement  $\Delta T_{pinc}$  étant donné, on calculera  $T_6$  par la relation :

$$T_6 = T_{12} + \Delta T_{pinc} \quad (2-6)$$

➤ La masse de vapeur d'eau correspondant à un kg de gaz sera obtenue à partir de l'expression (2-1):

$$Y = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f} = \frac{\bar{c}_{pf} \cdot (T_4 - T_6)}{(h_{14} - h_{12})} \quad (2-7)$$

➤ On fixe la pression au niveau du dégazeur et du ballon BP de façon que :

$$T_{11} = T_{rejlim}$$

➤ On effectue ensuite la lecture des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau saturée à cette pression.

➤ On calcule  $h_{11} = h_{f18} + w_{p21}$ , puis  $T_7$  à partir de l'équation (2-2) :

$$T_7 = T_6 - \frac{Y \cdot (h_{12} - h_{11})}{\bar{c}_{pf}} \quad (2-8)$$

➤ Au niveau de l'évaporateur BP, on choisit une pression qui correspond à une température de saturation légèrement supérieure à  $T_{11}$  et on effectue les opérations suivantes :

- Lecture des propriétés thermodynamiques de la vapeur saturée correspondant à la pression de l'évaporateur BP. ( $T_9 = T_{10}, h_9, h_{10}$ ).

• On calcule  $h_{g19}$  à partir du bilan du ballon BP (équation 2-5):

$$h_{g19} = (h_{f18} + w_{p20} + h_{10}) - h_{f22} - w_{p23} \quad (2-9)$$

- A partir du bilan du dégazeur (équation 2-3), on calcule la fraction massique de vapeur d'eau qui circule dans la boucle de préchauffage:

$$Y' = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f} = \frac{Y (h_{f18} + w_{p21} - h_{f16} - w_{p17})}{(h_{g19} - h_{f18} - w_{p21})} \quad (2-10)$$

- Calcul de la température de rejet  $T_8$  (bilan de l'évaporateur BP, équation (2-4)):

$$T_8 = T_7 - \frac{Y' \cdot (h_{10} - h_9)}{\bar{c}_{pf}} \quad (2-11)$$

- Calcul de l'efficacité de la chaudière de récupération et de l'efficacité relative au gaz :

$$\varepsilon_{gvr} = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_{rejjlim}} \quad (2-12)$$

$$\varepsilon_g = \frac{T_4 - T_{rejjlim}}{T_4 - T_{ambient}} \quad (2-13)$$

- Calcul de l'efficacité totale :

$$\varepsilon = \varepsilon_g \cdot \varepsilon_{gvr} \quad (2-14)$$

- Calcul de l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine (point 15) en procédant de la même façon que pour le cas sans boucle de préchauffage :

$$x_{15s} = \frac{s_{14} - s_{fc}}{s_{gc} - s_{fc}} \quad (2-15)$$

Puis :

$$h_{15s} = h_{fc} + x_{15s}(h_{gc} - h_{fc}) \quad (2-16)$$

$$W_{tv} = \eta_{it} (h_{14} - h_{15s}) \quad (2-17)$$

$$h_{15} = h_{14} - W_{tv} \quad (2-18)$$

- Calcul du rendement du cycle à vapeur :

$$\eta_v = \frac{W_{tv}}{h_{14} - h_9} \quad (2-19)$$

- Calcul du titre de la vapeur à la sortie de la turbine :

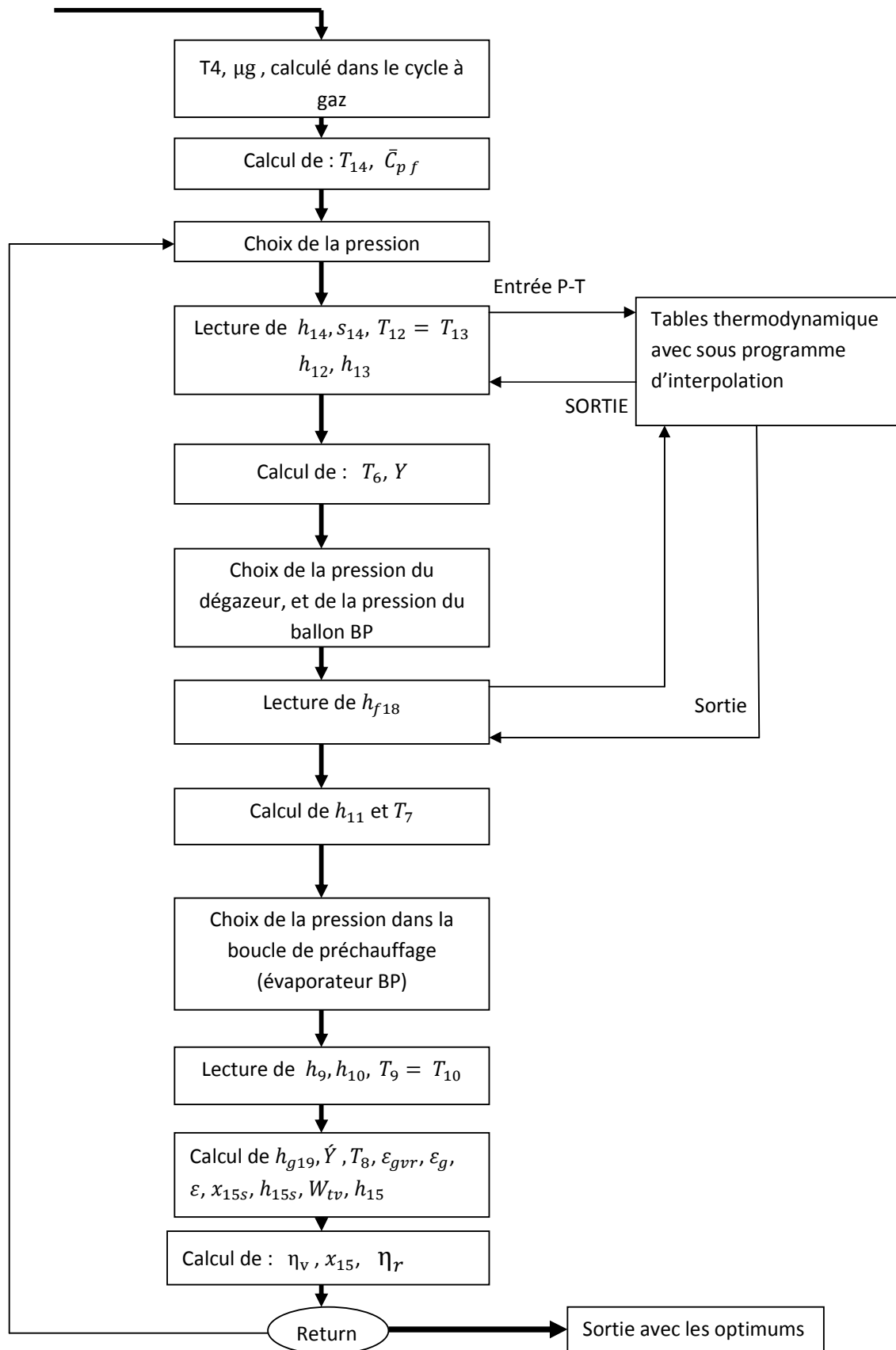
$$x_{15} = \frac{h_{15} - h_{fc}}{h_{gc} - h_{fc}} \quad (2-20)$$

- Calcul du rendement de récupération :

$$\eta_r = \eta_v \cdot \varepsilon \quad (2-21)$$

On répète le processus de calcul ci-dessus à partir du choix de la pression de vapeur, en faisant varier celle-ci avec un pas de 0.1 MPa sur un intervalle allant de 0.1 jusqu'à 6 MPa, à chaque étape, on compare la valeur du rendement de récupération obtenue avec la plus grande valeur obtenue au cours des étapes précédentes. A la fin du processus d'itération, on retient les résultats correspondant à la valeur maximale du rendement. La procédure décrite ci-dessus donne lieu à l'organigramme de calcul ci-après correspondant au système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage comportant un évaporateur BP.

**ORGANIGRAMME DE CALCUL**



# Chapitre

# III



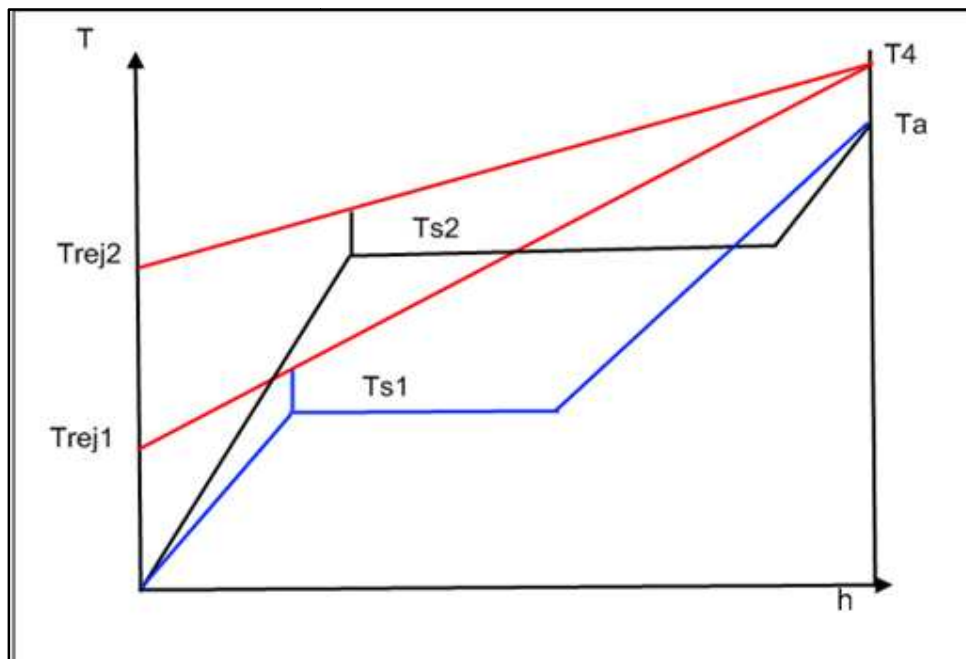
## **ANALYSE D'UNE CHAUDIÈRE DE RECUPERATION A DEUX NIVEAUX DE PRESSION**

---

**INTRODUCTION**

---

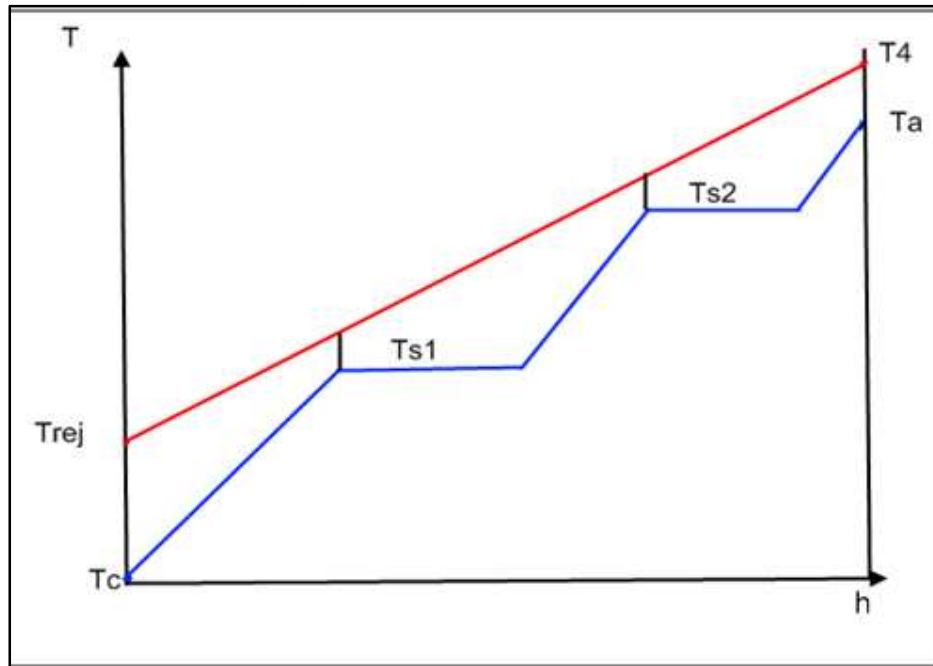
L'optimisation du cycle à vapeur à un niveau de pression conduit à choisir une pression de vapeur relativement élevée, mais à cause de la contrainte introduite par le pincement, la température de rejet augmente avec la pression de vapeur comme le montre la figure (3-1), ce qui conduit à une baisse d'efficacité du GVR, on remarque aussi une différence de température d'échange élevée entre les fluides dans la zone de vaporisation, ce qui induit d'importantes irréversibilités de transfert se traduisant par une réduction du travail du cycle à vapeur [2].



**Figure.3- 1 : Effet d'une variation de pression sur la température de rejet**

Le cycle à deux niveaux de pression permet de résoudre partiellement ce problème, en profitant au mieux de l'énergie disponible dans les gaz. Il permet de rapprocher les courbes de températures des deux fluides (fumées et eau/vapeur) (figure 3-2 ci-après), et de réduire la température de sortie des fumées, conduisant ainsi à une amélioration du rendement du cycle à vapeur tout en maintenant une bonne efficacité du GVR, ce qui se traduit par une amélioration du rendement de la récupération par rapport à un système à un seul niveau de pression.

---



**Figure.3- 2: Diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression**

Les deux niveaux de pression étant en fait la juxtaposition de deux séries d'échangeurs, deux types d'arrangements existent sur le marché.

#### **a) Arrangement en cascade (ou en série)**

Les chaudières à deux niveaux de pression en cascade sont constituées en fait de deux séries d'échangeurs, l'une à haute pression (HP) et l'autre à basse pression (BP).

L'arrangement en cascade est moins utilisé en raison des risques de contamination du circuit HP par le fluide saturé issu du ballon BP qui, malgré les purges, pourrait contenir des espèces chimiques corrosives à haute température avec des teneurs supérieures aux teneurs critiques. [4].

En pratique, un tel schéma se révèle thermodynamiquement peu performant, car il s'éloigne fortement de la configuration d'échange optimale qui minimise les irréversibilités en réduisant au mieux les différences de température dans les échangeurs. Par exemple, on constate que l'économiseur HP, qui se trouve à un niveau de température plus bas que le

surchauffeur BP, est traversé par les gaz avant ce dernier, ce qui produit des différences de températures d'échanges assez irrégulières.

### b) Arrangement en parallèle

Dans les chaudières à deux niveaux de pression en arrangement parallèle, l'économiseur HP est fractionné en trois parties. La première partie est placée en parallèle de l'économiseur BP. L'arrangement en parallèle évite la propagation de problèmes corrosifs dans l'économiseur HP lié au circuit BP. Néanmoins, l'optimisation et la conception d'une chaudière en parallèle sont plus compliquées.

Ces considérations, nous conduisent vers le choix de la configuration de la chaudière de récupération à deux niveaux de pression représentée sur la figure (3-3).

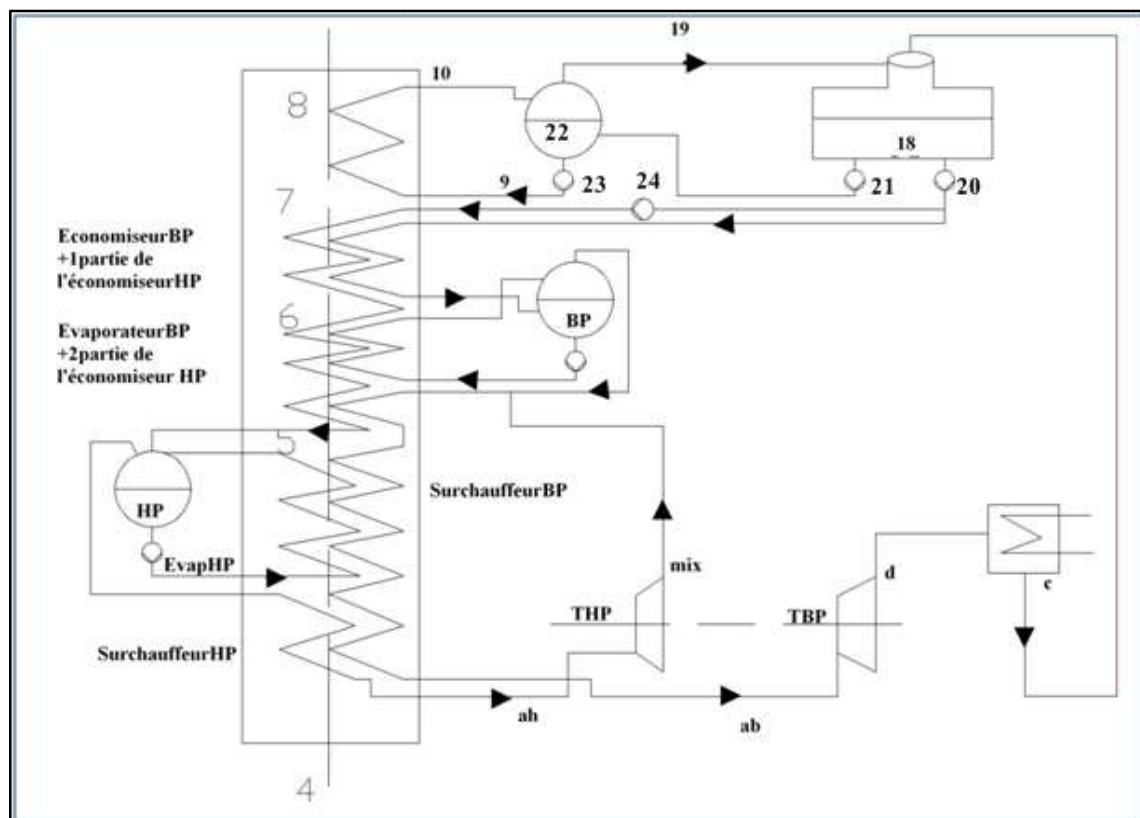


Figure.3- 3: Schéma d'une chaudière à deux niveaux de pression



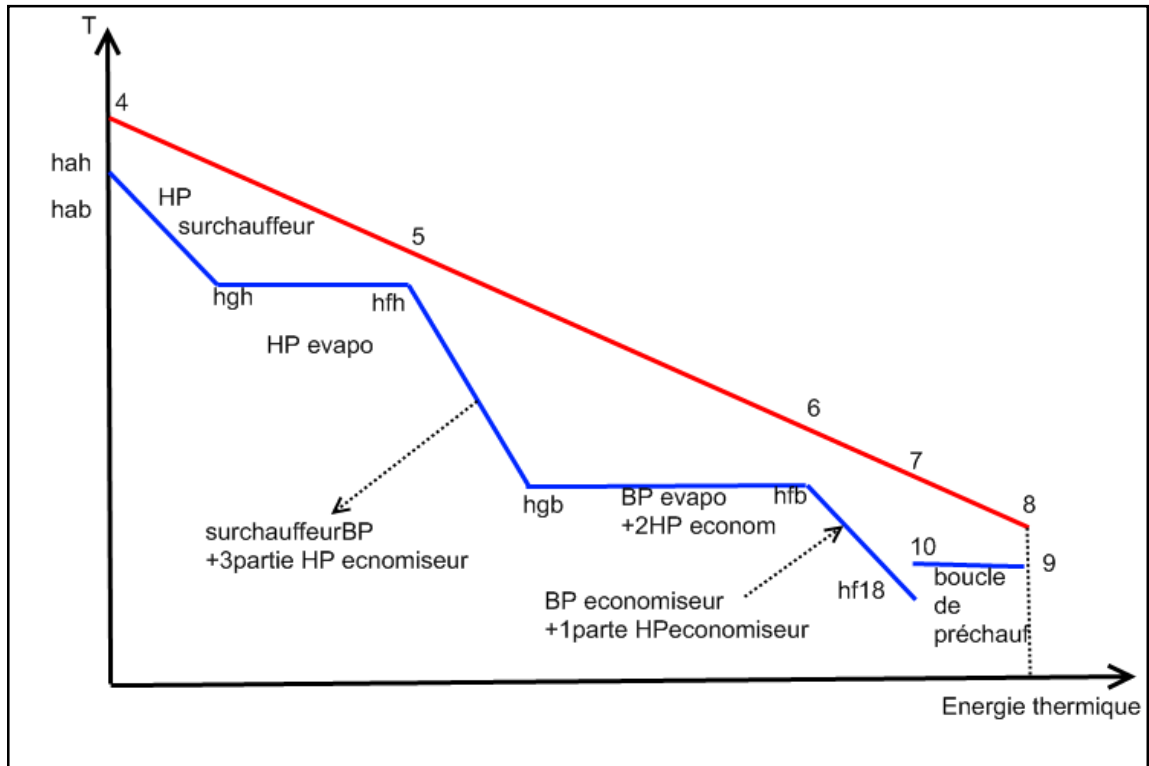


Figure.3- 4: Diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression

## 1. Description du cycle

A la sortie du dégazeur, une partie du débit d'eau, soit ( $m_b$ ), sera destinée au circuit BP et l'autre partie, soit ( $m_h$ ), sera quant à elle dirigée vers le circuit HP.

Les débits ( $m_b$ ) et ( $m_h$ ) traversent parallèlement et chacun dans son circuit, l'économiseur puis l'évaporateur et enfin le surchauffeur correspondants. Après détente dans la turbine HP, le débit ( $m_h$ ) vient rejoindre celui ( $m_b$ ) en cours de surchauffe à une température ( $T_{mix}$ ) qui peut être supérieure ou inférieure à la température d'évaporation du niveau HP.

L'économiseur HP comprend trois parties :

- la première est placée en parallèle avec l'économiseur BP.
- la seconde est en parallèle avec l'évaporateur BP.

- la troisième est en parallèle avec une partie du surchauffeur BP.

Le surchauffeur BP est également constitué de trois parties :

- la première partie est en parallèle avec la troisième partie de l'économiseur HP comme mentionné ci-dessus.
- Les deux autres parties sont placées, pour l'une en parallèle avec l'évaporateur HP, et pour l'autre en parallèle avec le surchauffeur HP.

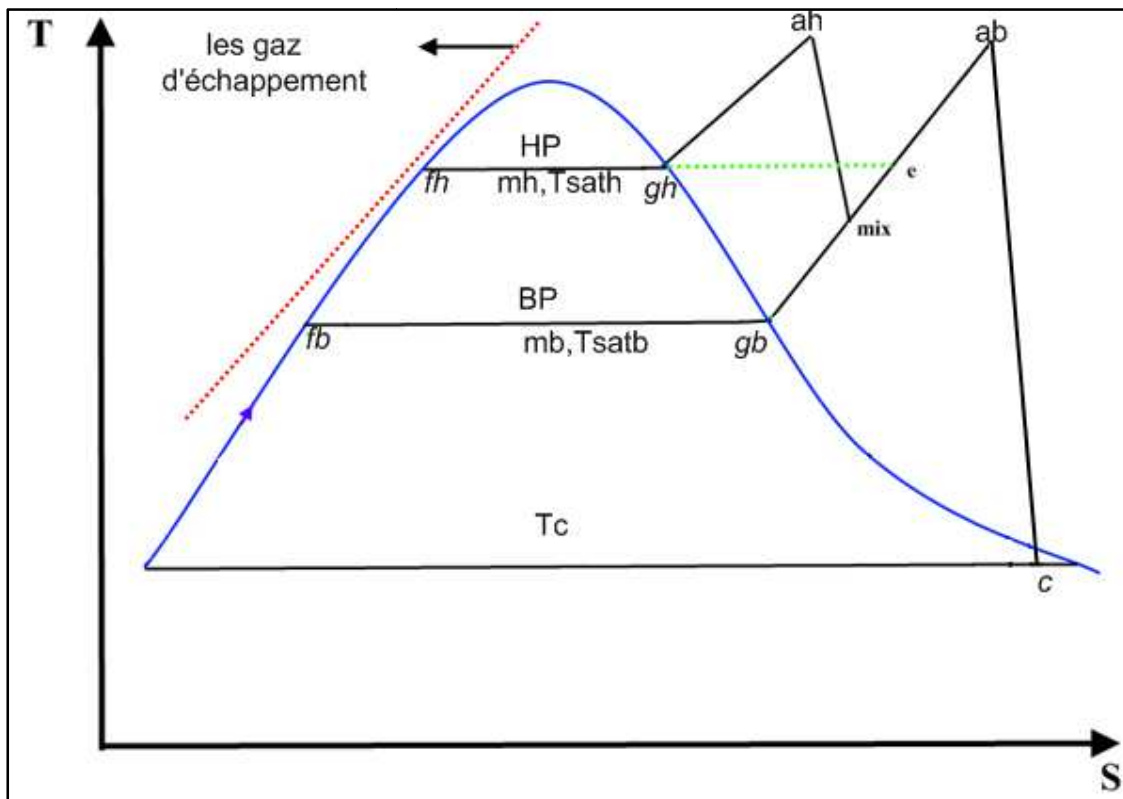


Figure.3- 5: Diagramme température-entropie du cycle à vapeur à deux niveaux de pression

## 2. Les bilans énergétiques

Comme pour le cas de la chaudière de récupération à un seul niveau de pression, nous allons établir différents bilans d'énergie pour diverses parties du système, plus ou moins complexes ; ces bilans nous serviront de base pour les calculs des caractéristiques du système.

**Bilan énergétique de l'ensemble de la chaudière de récupération :**

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_8) = \dot{m}_b(h_{\text{mix}} - h_{f18} - w_{p21}) + \dot{m}_h(h_{\text{ah}} - h_{f18} - w_{p21} - \\ w_{p24}) + 1(h_{\text{ab}} - h_{\text{mix}}) + \dot{m}_k(h_{10} - h_9) \end{aligned} \quad (3-1)$$

**Bilan énergétique de l'ensemble des échangeurs HP et BP :**

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_7) = \dot{m}_b(h_{\text{mix}} - h_{f18} - w_{p21}) + \dot{m}_h(h_{\text{ah}} - h_{f18} - w_{p21} - w_{p24}) \\ + 1(h_{\text{ab}} - h_{\text{mix}}) \end{aligned} \quad (3-2)$$

**Bilan énergétique de la partie comprenant : l'évaporateur BP, les 3 parties du surchauffeur BP, l'évaporateur HP, le surchauffeur HP, les 2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> parties de l'économiseur HP :**

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_6) = \dot{m}_b(h_{\text{mix}} - h_{\text{fb}}) + \dot{m}_h(h_{\text{ah}} - h_{f18} - w_{p21} - w_{p24}) + \\ 1(h_{\text{ab}} - h_{\text{mix}}) \end{aligned} \quad (3-3)$$

**Bilan énergétique du dégazeur :**

$$1(h_{f18} + w_{p20}) + \dot{m}_k \cdot (h_{f18} + w_{p21}) = 1(h_{fc}) + \dot{m}_k(h_{g19}) \quad (3-4)$$

**Bilan énergétique du ballon BP :**

$$\dot{m}_k \cdot (h_{g19} + h_{f22} + w_{p23}) = \dot{m}_k \cdot (h_{f18} + w_{p20} + h_{g10}) \quad (3-5)$$

### 3. Choix des pressions $P_h$ et $P_b$

#### 3.1. Choix de la pression ( $P_h$ )

Il est bien connu que le rendement d'un cycle à vapeur augmente avec la pression ; il serait donc tout à fait logique, du seul point de vue des performances du cycle à vapeur, de choisir la pression la plus élevée possible. Cependant, d'un point de vue pratique le choix d'une valeur élevée pour la pression doit être accompagné de la possibilité de disposer d'un potentiel suffisant pour le choix d'une température suffisamment élevée afin d'optimiser les caractéristiques de la vapeur à l'entrée de la turbine. Or, selon certains auteurs [11], la technologie du GVR, conçu pour la récupération pure, ne permet pas de produire de la vapeur avec des températures très élevées ; d'autre part, selon certaines études [11], à partir d'une pression autour de 16 MPa, on n'enregistre pratiquement aucune amélioration du rendement de la récupération. On choisit donc de limiter le choix de cette pression à une valeur maximale de 15 MPa, et on la fera varier dans la procédure de calcul de 4 à 15 MPa avec un pas de 0.1 MPa.

#### 3.2. Choix de la pression ( $P_b$ )

Les mêmes études citées ci-dessus [1] montrent qu'il est inutile du point de vue rendement d'utiliser pour le circuit BP des pressions supérieures à 2 MPa. On limitera donc notre choix concernant cette pression à une valeur maximale de 2 MPa et on la fera varier de 0.1MPa à 2 MPa avec un pas de 0.1.

### 4. Données nécessaires à l'analyse de la chaudière de récupération à deux niveaux de pression

- La composition des gaz d'échappement et leur température  $T_4$  en sortie turbine à gaz.
- Le pincement  $\Delta T_{pbp}$ .
- L'approche  $\Delta T_{ap} = T_4 - T_{ah}$ .
- La température de condensation de la vapeur  $T_c$ .
- Le rendement isentropique de la turbine  $\eta_{it}$ .
- La température de rejet limite  $T_{rejl\lim}$ .

## 5. Procédure de calcul

➤ On calcule la chaleur spécifique moyenne du gaz entre les températures  $T_4$  et  $T_{rejl\text{im}}$ .

➤ On calcule la température de la vapeur à l'entrée de la turbine HP :

$$T_{ah} = T_4 - \Delta T_{ap}.$$

➤ On choisit une première valeur pour la pression  $P_h$  du circuit HP, puis on effectue les opérations suivantes :

Lecture des propriétés thermodynamiques de la vapeur

- Température de saturation ( $T_{sath}$ ).
  - Enthalpie du liquide saturé dans l'évaporateur HP  $h_{fh}$ .
  - Enthalpie  $h_{ah}$  et entropie  $s_{ah}$  de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine HP.
- On choisit une valeur pour la pression  $P_b$  du niveau du circuit BP, puis on effectue les lectures suivantes à partir des données thermodynamiques de la vapeur d'eau :
- Température de saturation ( $T_{satb}$ ).
  - Enthalpie et entropie du liquide saturé dans l'évaporateur BP,  $h_{fb}$ ,  $s_{fb}$ .
  - Enthalpie et entropie de la vapeur saturée dans l'évaporateur BP,  $h_{gb}$ ,  $s_{gb}$ .
  - Enthalpie  $h_{ab}$  et entropie  $s_{ab}$  de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine BP.
- On calcule l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine HP en adoptant la même démarche que pour les cas déjà étudiés du système à un seul niveau de pression :

$$x_{mixs} = \frac{s_{ah} - s_{fb}}{s_{gb} - s_{fb}} \quad (3-6)$$

Test : si  $x_{mixs} < 1$ , alors :  $T_{mixs} = T_{satb}$

On aura dans ce cas:

$$h_{mixs} = h_{fb} + x_{mixs}(h_{gb} - h_{fb}) \quad (3-7)$$

Sinon, on détermine  $h_{mixs}$  et  $T_{mixs}$  à partir des données thermodynamiques de la vapeur surchauffée.

On calcule ensuite  $h_{mix}$  en considérant le rendement isentropique de la turbine :

$$h_{mix} = h_{ah} - \eta_{it} (h_{ah} - h_{mixs}) \quad (3-8)$$

Test : si  $h_{mix} < h_{gb}$  alors :  $T_{mix} = T_{satb}$  et  $x_{mix} = \frac{h_{mix} - h_{fb}}{h_{gb} - h_{fb}}$

Sinon, on détermine  $T_{mix}$  à partir des données thermodynamiques de la vapeur surchauffée.

- On calcule également l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine BP en suivant les mêmes étapes décrites précédemment, sauf que dans ce cas on introduit la condition que le titre de la vapeur à la sortie de la turbine après détente isentropique ne doit pas être inférieur à 0.9 :

$$x_{ds} = \frac{s_{ab} - s_{fc}}{s_{gc} - s_{fc}} \quad (3-9)$$

Test : si  $x_{ds} < 0.90$  alors on pose :  $x_{ds} = 0.90$  et on corrige  $s_{ab}$  en utilisant l'expression :

$$s_{ab} = s_{fc} + 0.90 (s_{gc} - s_{fc}) \quad (3-10)$$

On lit les nouvelles valeurs de  $T_{ab}$  et  $h_{ab}$  à partir des données de la vapeur surchauffée en utilisant les paramètres d'entrée  $P_b$  et  $s_{ab}$  corrigée.

Ensuite on calcule :

$$h_{ds} = h_{fc} + x_{ds} (h_{gc} - h_{fc}) \quad (3-11)$$

Puis :

$$h_d = h_{ab} - \eta_{it} (h_{ab} - h_{ds}) \quad (3-12)$$

Et finalement,

$$x_d = \frac{h_d - h_{fc}}{h_{gc} - h_{fc}} \quad (3-13)$$

- Lecture des caractéristiques du point (e) définie par ( $T_e = T_{sath}$  et  $P_e = P_b$ ) à partir des données de la vapeur surchauffée.

- Calcul de la température des gaz au point de pincement BP en choisissant la valeur  $(\Delta T_{pbb})$  pour le pincement :

$$T_6 = T_{satb} + \Delta T_{pbb} \quad (3-14)$$

- Au niveau de l'évaporateur de la boucle de préchauffage, on choisit une pression qui a une température de saturation légèrement supérieure à  $T_{sat18}$  et on effectue les opérations suivantes :
  - Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des données thermodynamiques  $(T_9 = T_{10}, h_{f9}, h_{g10})$ .
  - On calcule  $h_{g19}$  par le bilan du ballon BP :

$$h_{g19} = (h_{f18} + w_{p21} + h_{g10}) - h_{f22} - w_{p23} \quad (3-15)$$

- On calcule le débit de vapeur d'eau ( $\dot{m}_k$ ) nécessaire au préchauffage de l'eau en provenance du condenseur, à l'aide du bilan du dégazeur:

$$\dot{m}_k = \frac{1(h_{f18} + w_{p20} - h_{fc})}{(h_{g19} - h_{f18} - w_{p21})} \quad (3-16)$$

- A présent, on fait varier la fraction du débit BP ( $\dot{m}_b$ ) avec un pas de 0.1 sur un intervalle allant de 0.1 à 0.4.
- On calcule pour chaque valeur de  $\dot{m}_b$  la quantité de chaleur que reçoit le cycle à vapeur par kg de vapeur subissant la détente dans la turbine BP :

$$Q_{vap} = \dot{m}_b(h_{mix} - h_{f18} - w_{p21}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{f18} - w_{p21} - w_{p24}) + 1(h_{ab} - h_{mix}) \quad (3-17)$$

- Calcul de la température  $T_7$  :

Pour ce faire, il est commode d'introduire  $Q_1$ , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales et supérieures à  $T_{satb}$ :

$$Q_1 = \frac{h_4 - h_6}{h_4 - h_7} = \frac{Q_{vap} - \dot{m}_b(h_{fb} - h_{f18} - w_{p21})}{Q_{vap}} \quad (3-18)$$

En considérant la même valeur pour la chaleur spécifique moyenne des gaz tout le long du GVR on aura donc :

$$T_7 = T_4 - \frac{T_4 - T_6}{Q_1} \quad (3-19)$$

➤ Calcul de la température  $T_5$  (température des gaz au point de pincement HP):

Comme ci-dessus, on introduit  $Q_2$ , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales et supérieures à  $T_{sath}$  :

Lorsque  $T_{mix} < T_{sath}$  :

$$Q_2 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_7} = \frac{\dot{m}_h(h_{ah} - h_{fh}) + 1(h_{ab} - h_e)}{Q_{vap}} \quad (3-20)$$

Lorsque  $T_{mix} \geq T_{sath}$  :

$$Q_2 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_7} = \frac{\dot{m}_h(h_{ah} - h_{fh}) + 1(h_{ab} - h_{mix}) + \dot{m}_b(h_{mix} - h_e)}{Q_{vap}} \quad (3-21)$$

La température des gaz au point de pincement HP sera donc avec la même hypothèse sur la chaleur spécifique du gaz :

$$T_5 = T_4 - Q_2 (T_4 - T_7) \quad (3-22)$$

➤ Calcul du pincement HP :

$$\Delta T_{php} = T_5 - T_{sath} \quad (3-23)$$

➤ On reprend les calculs en faisant varier ( $m_b$ ) jusqu'à ce que ( $\Delta T_{php}$ ) devienne égale à la valeur minimale du pincement ( $\Delta T_{phpmin} = 10^\circ C$ ).

➤ Calcul de la température de rejet  $T_8$  :



On introduit  $Q_3$ , fraction d'énergie consommée par la vapeur en aval de la boucle de préchauffage:

$$Q_3 = \frac{h_4 - h_7}{h_4 - h_8} = \frac{Q_{vap}}{Q_{vap} + \dot{m}_k(h_{g10} - h_{f9})} \quad (3-24)$$

$$T_8 = T_4 - \frac{(T_4 - T_7)}{Q_3} \quad (3-25)$$

➤ A présent, on peut calculer les performances du cycle à vapeur :

❖ Travail spécifique du cycle à vapeur :

$$W_{tv} = \dot{m}_h (h_{ah} - h_{mix}) + 1(h_{ab} - h_d) \quad (3-26)$$

❖ Masse de vapeur produite par kg de gaz :

$$Y = \frac{m_v}{m_f} = \frac{\bar{c}_{pf} \cdot (T_4 - T_8)}{Q_{vap} + \dot{m}_k(h_{g10} - h_{f9})} \quad (3-27)$$

❖ Travail spécifique du cycle à vapeur par kg de gaz :

$$W_v = Y W_{tv} \quad (3-28)$$

❖ Rendement thermique du cycle à vapeur :

$$\eta_v = \frac{W_{tv}}{Q_{vap} + \dot{m}_k(h_{g10} - h_{f9})} \quad (3-29)$$

❖ Efficacité du GVR :

$$\varepsilon_{gvr} = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_{rejl\lim}} \quad (3-30)$$

$$\varepsilon_g = \frac{T_4 - T_{rejl\lim}}{T_4 - T_{ambiant}} \quad (3-31)$$

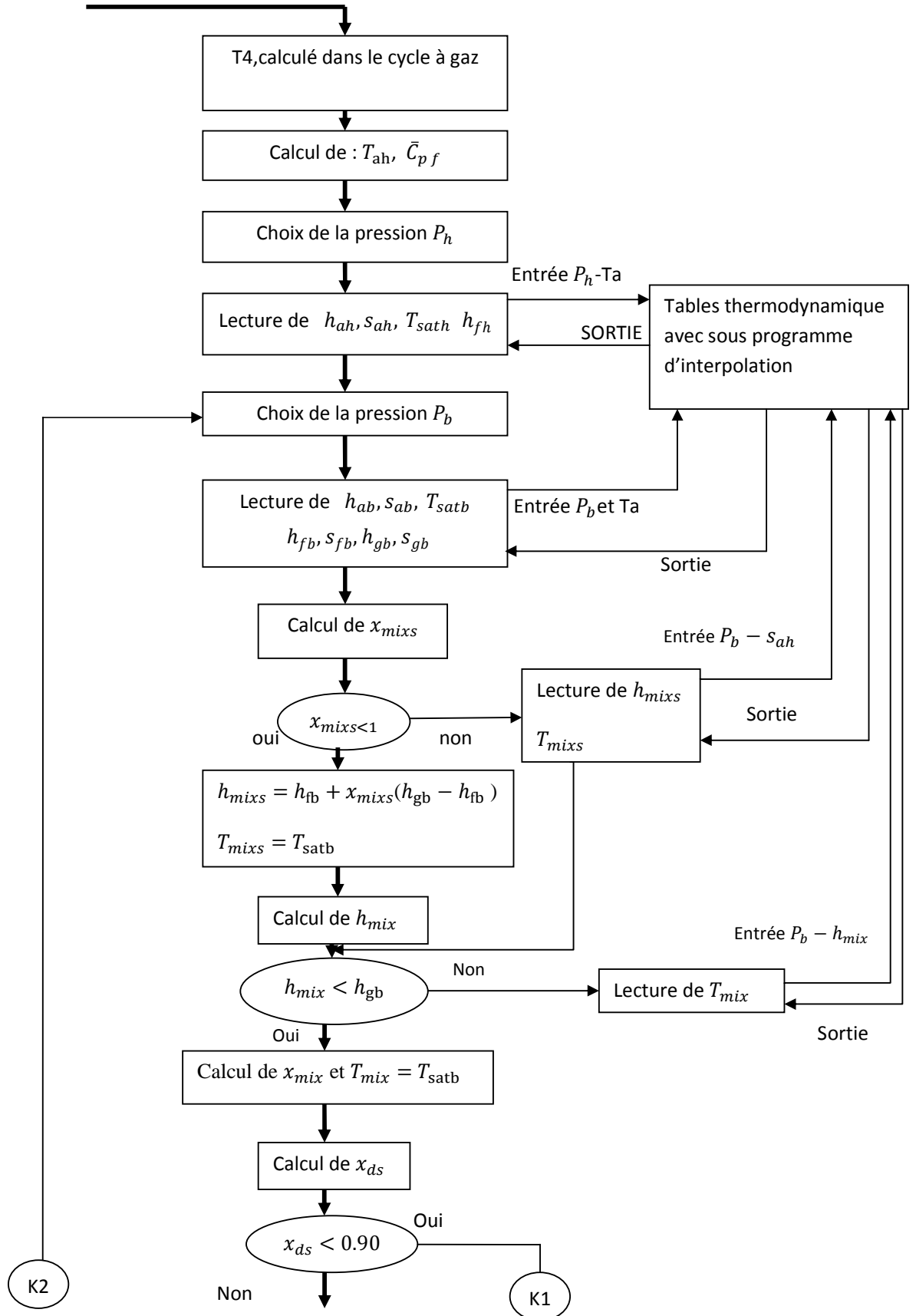
$$\varepsilon = \varepsilon_g \cdot \varepsilon_{gvr} \quad (3-32)$$

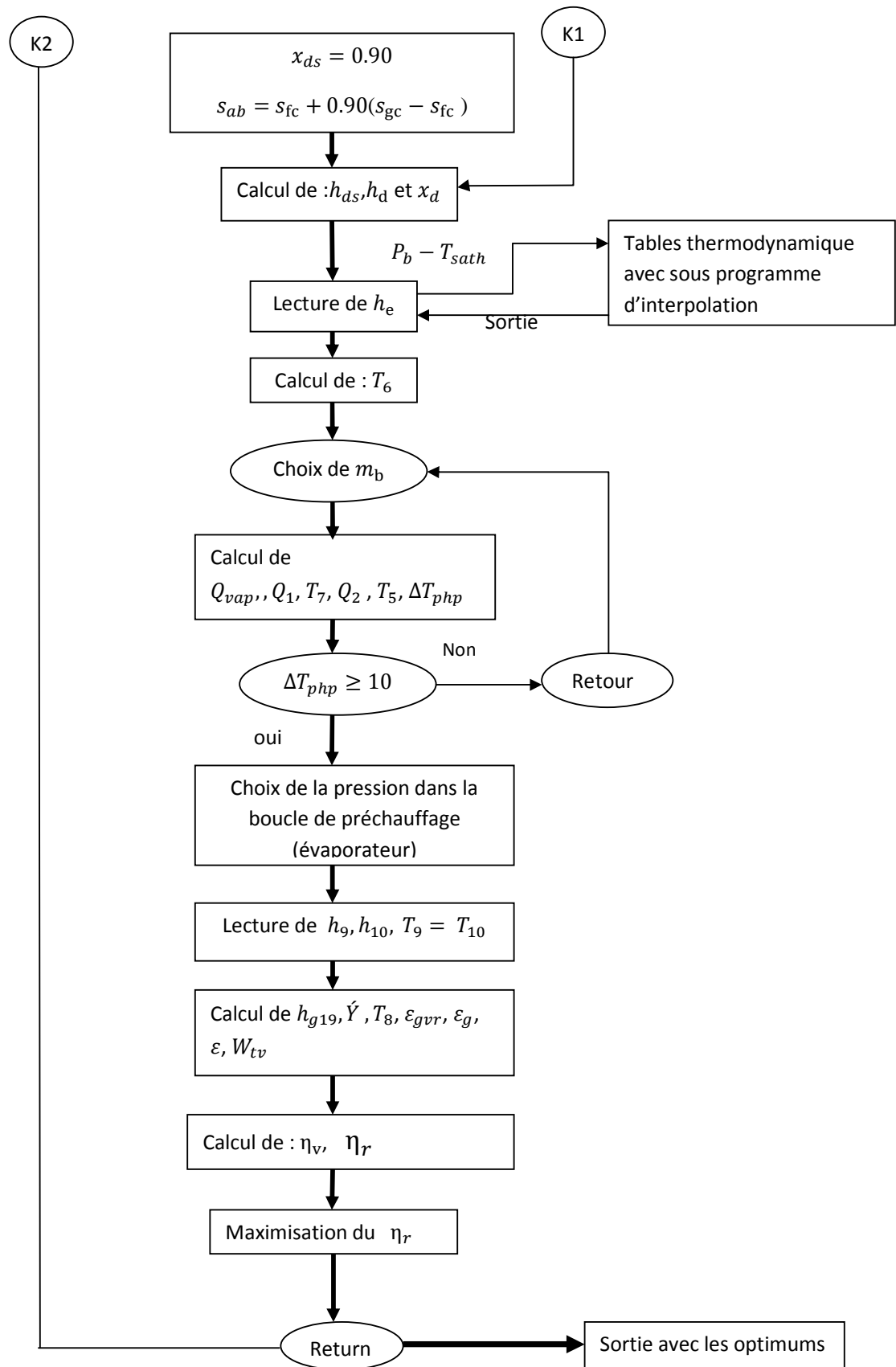
❖ Rendement de récupération :

$$\eta_r = \eta_v \cdot \varepsilon \quad (3-33)$$

A ce stade des calculs, on reprend toutes les opérations en commençant par le choix d'une autre valeur de ( $P_H$ ). On procédera ainsi jusqu'à  $P_{hmax}$  en retenant après chaque étape les résultats qui correspondent à la valeur maximale du rendement de récupération. Ci-après l'organigramme de la procédure pour une chaudière de récupération à deux niveaux de pression.

**ORGANIGRAMME DE CALCUL**





# Chapitre

IV



## **ANALYSE D'UNE CHAUDIERE DE RECUPERATION A TROIS NIVEAUX DE PRESSION**

### 1. Choix de la configuration :

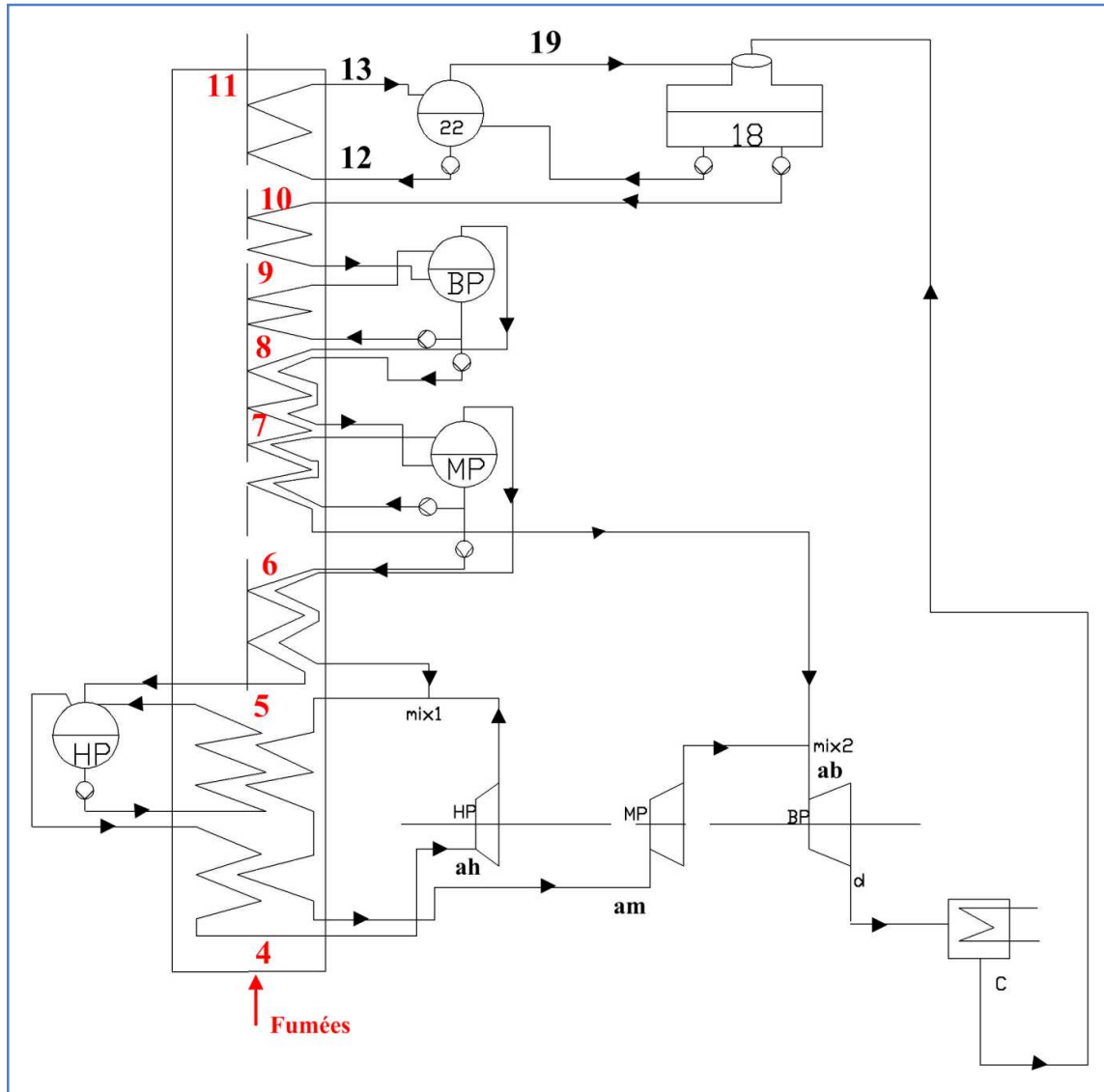


Figure.4- 1 : Schémas d'une chaudière de récupération à trois niveaux de pression

## 2. Description du procédé :

L'analyse sera effectuée pour un kg d'eau issu du dégazeur et traversant en totalité l'économiseur BP, à la sortie de ce dernier, une fraction ( $\dot{m}_b$ ) sera dirigée vers l'évaporateur BP, tandis que l'autre soit ( $1 - \dot{m}_b$ ), sera destinée à l'économiseur MP. A la sortie de ce dernier, cette fraction sera de nouveau divisée en une fraction ( $\dot{m}_i$ ) dirigée vers l'évaporateur MP, et l'autre fraction ( $\dot{m}_h$ ) va quant à elle traverser l'économiseur HP. Le bilan massique de ces fractions permet d'écrire :

$$1 - \dot{m}_b = \dot{m}_i + \dot{m}_h \quad (4-1)$$

Après la détente dans le corps de turbine HP, la fraction de vapeur ( $\dot{m}_h$ ) sera mélangée avec la fraction ( $\dot{m}_i$ ) qui vient de subir une surchauffe partielle dans un premier surchauffeur MP, dimensionné de telle manière que la vapeur MP ait exactement les mêmes propriétés thermodynamique que celle à la sortie de la turbine MP, on notera ( $T_{mix1}$ ) la température résultante du mélange. Il est à remarquer que cette dernière pourra être supérieure ou inférieure à la température de vaporisation de la vapeur HP, selon la valeur choisie pour la pression MP.

A l'issue de cette opération, un débit ( $\dot{m}_i + \dot{m}_h = 1 - \dot{m}_b$ ) va subir une surchauffe dans un deuxième surchauffeur MP, suivie d'une détente complète à travers le corps de turbine MP.

Finalement, la fraction ( $\dot{m}_b$ ) qui aura traversé l'évaporateur et le surchauffeur BP sera rejointe par la fraction ( $1 - \dot{m}_b$ ) en provenance de la turbine MP, la également le surchauffeur BP doit être dimensionné de telle manière à produire les mêmes conditions thermodynamiques que celle de la vapeur à la sortie de la turbine MP, on notera ( $T_{mix2}$ ) la température de ce dernier mélange.

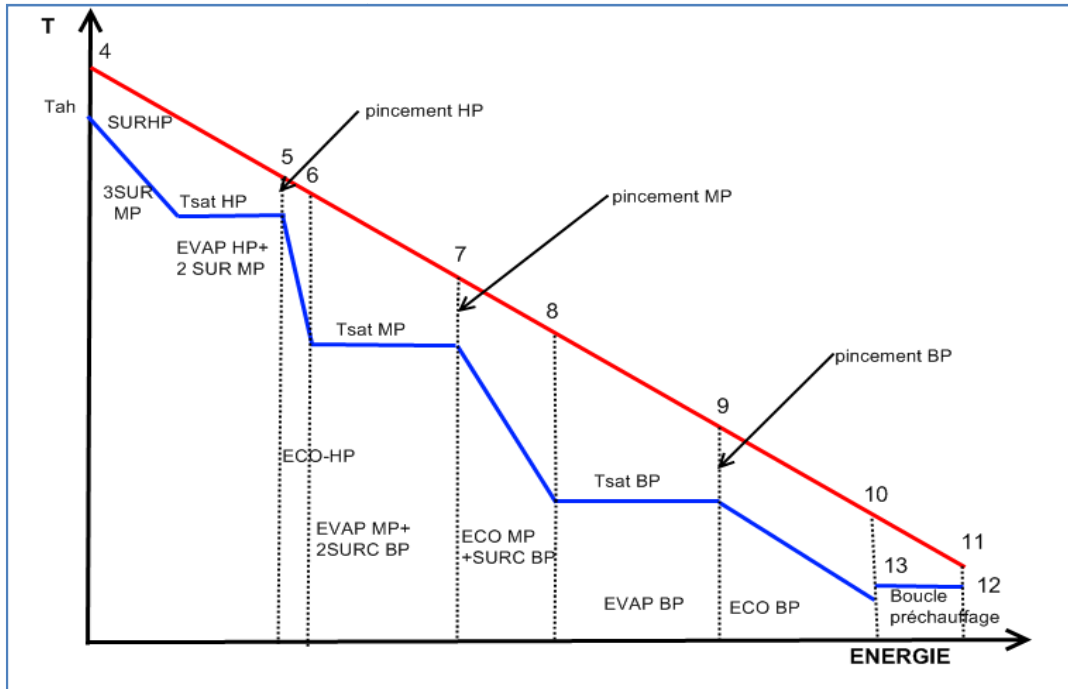


Figure.4- 2:diagramme de transfert d'énergie dans une chaudière à trois niveaux de pression

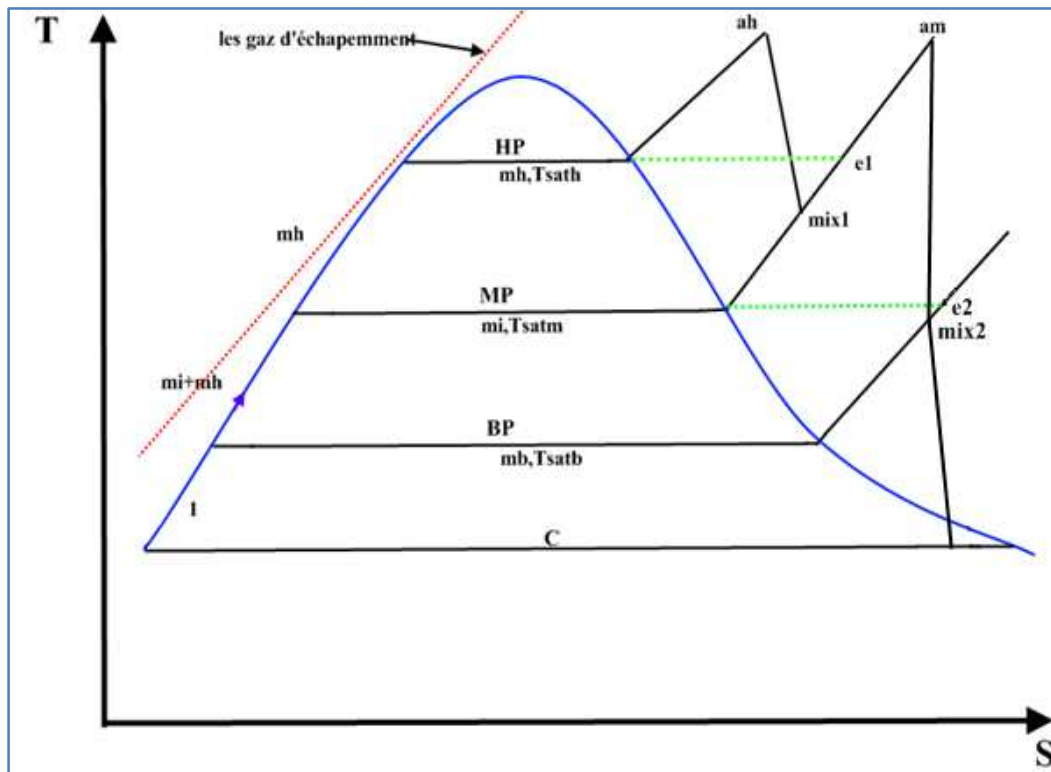


Figure.4- 3:Diagramme T-S pour un cycle à trois niveaux de pression



### 3 .Les bilans énergétiques:

*Bilan énergétique de la chaudière de récupération :*

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_{11}) = & \dot{m}_k(h_{g13} - h_{f12}) + 1(h_{fb} - h_{f18}) + \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{fb}) + \\ & (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + \\ & (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1}) \end{aligned} \quad (4-2)$$

*Bilan énergétique de la partie de la chaudière en amont de la boucle de préchauffage:*

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_{10}) = & 1(h_{fb} - h_{f18}) + \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{fb}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) \\ & (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1}) \end{aligned} \quad (4-3)$$

*Bilan énergétique de la partie de la chaudière en amont de l'économiseur BP:*

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_9) = & \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{fb}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \\ & (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1}) \end{aligned} \quad (4-4)$$

*Bilan énergétique de la partie de la chaudière en amont de l'évaporateur BP:*

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_8) = & \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb}) + \\ & \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1}) \end{aligned} \quad (4-5)$$

*Bilan énergétique de la partie de la chaudière en amont de l'économiseur MP:*

Lorsque  $T_{mix2} < T_{satm}$  :

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_7) = & \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \\ & (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1}) \end{aligned} \quad (4-6)$$

Lorsque  $T_{mix2} > T_{satm}$  :

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_7) = \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \\ (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1}) + \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{e2}) \end{aligned} \quad (4-7)$$

**Bilan énergétique de la partie de la chaudière en amont de l'économiseur BP:**

Lorsque  $T_{mix1} < T_{sath}$  :

$$\dot{m}_f(h_4 - h_5) = \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fh}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{e1}) \quad (4-8)$$

Lorsque  $T_{mix1} > T_{sath}$  :

$$\begin{aligned} \dot{m}_f(h_4 - h_5) = \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fh}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1}) + \\ \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{e1}) \end{aligned} \quad (4-9)$$

**Bilan énergétique du dégazeur :**

$$1(h_{f18}) + \dot{m}_k \cdot (h_{f18}) = 1(h_{fc}) + \dot{m}_k(h_{g19}) \quad (4-10)$$

**Bilan énergétique du Ballon de la boucle de préchauffage :**

$$\dot{m}_k \cdot (h_{g19} + h_{f22}) = \dot{m}_k \cdot (h_{f18} + h_{g13}) \quad (4-11)$$

### 3. Données nécessaires à l'analyse d'une chaudière de récupération à trois niveaux de pression:

- La composition des gaz et la température  $T_4$  en sortie turbine à gaz.
- Le pincement au niveau de l'évaporateur basse pression  $\Delta T_{pbp}$
- L'approche  $\Delta T_{ap} = T_4 - T_{ah}$ .
- La température de condensation de la vapeur  $T_c$ .
- Le rendement isentropique de la turbine  $\eta_{it}$ .
- Température de rejet limite  $T_{rejl\lim}$ .

#### . 4. Procédure de calcul :

On calcule d'abord :

- La chaleur spécifique moyenne du gaz entre les températures  $T_4$  et  $T_{rejl\text{im}}$ .
- La température de la vapeur à l'entrée de la turbine HP à vapeur :

$$T_{ah} = T_4 - \Delta T_{ap}.$$

- On choisit la pression de la vapeur  $P_h$  (varie entre 10-16MPa avec un pas de 0.1), puis on effectue successivement les opérations suivantes :

Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des données thermodynamique :

- Température de saturation ( $T_{sath}$ ).
  - Enthalpie du liquide saturée dans l'évaporateur  $h_{fh}$ .
  - Enthalpie  $h_{ah}$  et entropie  $s_{ah}$  de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine HP.
- On choisit la pression de la vapeur  $P_m$  (varie entre 1.5-6MPa avec un pas de 0.1), du niveau de moyenne pression, puis on effectue les lectures suivantes à partir des tables thermodynamique de la vapeur d'eau :
    - Température de saturation ( $T_{satm}$ ).
    - Enthalpie et entropie du liquide saturée dans l'évaporateur MP,  $h_{fm}$ ,  $s_{fm}$ .
    - Enthalpie et entropie de la vapeur saturée dans l'évaporateur MP,  $h_{gm}$ ,  $s_{gm}$ .
    - Enthalpie  $h_{am}$  et entropie  $s_{am}$  de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine MP.
- On choisit la pression de la vapeur  $P_b$  du niveau de basse pression, puis on effectue les lectures suivantes à partir des tables thermodynamique de la vapeur d'eau :
    - Température de saturation ( $T_{satb}$ ).
    - Enthalpie et entropie du liquide saturée dans l'évaporateur BP,  $h_{fb}$ ,  $s_{fb}$ .
    - Enthalpie et entropie de la vapeur saturée dans l'évaporateur BP,  $h_{gb}$ ,  $s_{gb}$ .

- On calcule l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine HP en adoptant la même démarche que pour les cas déjà étudiés du système à deux niveaux de pression :

Il faut d'abord calculer le titre  $x_{mix1s}$  :

$$x_{mix1s} = \frac{s_{ah} - s_{fm}}{s_{gm} - s_{fm}} \quad (4-12)$$

Test : si  $x_{mixs} < 1$ , Alors :  $T_{mix1s} = T_{satm}$

On aura dans ce cas:

$$h_{mix1s} = h_{fm} + x_{mix1s}(h_{gm} - h_{fm}) \quad (4-13)$$

Sinon, on détermine  $h_{mix1s}$  et  $T_{mix1s}$  à partir des tables thermodynamique de la vapeur surchauffée.

On calcule ensuite  $h_{mix}$  en considérant le rendement isentropique de la turbine :

$$h_{mix1} = h_{ah} - \eta_{it} (h_{ah} - h_{mix1s}) \quad (4-14)$$

Test : si  $h_{mix1} < h_{gm}$ , Alors :  $T_{mix1} = T_{satm}$  et  $x_{mix1} = \frac{h_{mix1} - h_{fm}}{h_{gm} - h_{fm}}$

Sinon, on détermine  $T_{mix1}$  à partir des tables thermodynamiques de la vapeur surchauffé.

- Calcul de l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine MP en supposant une détente isentropique :
- On détermine  $h_{mix2s}$  et  $T_{mix2s}$  à partir des tables thermodynamique de la vapeur surchauffée (on introduit les valeurs de  $P_b$  et  $s_{am}$ ).

On calcule ensuite  $h_{mix2}$  en considérant le rendement isentropique de la turbine :

$$h_{mix2} = h_{am} - \eta_{it} (h_{am} - h_{mix2s}) \quad (4-15)$$

Test : si  $h_{mix2} < h_{gb}$ , Alors :  $T_{mix2} = T_{satb}$  et  $x_{mix2} = \frac{h_{mix2} - h_{fb}}{h_{gb} - h_{fb}}$

Sinon, on détermine  $T_{mix2}$  à partir des tables thermodynamiques de la vapeur surchauffé.

- Lecture des caractéristique Enthalpie  $h_{ab}$  et entropie  $s_{ab}$  de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine BP (on introduit les valeurs de ( $P_b$  et  $T_{mix2}$ )).
- On calcule également l'enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine BP en suivant les mêmes étapes décrites précédemment, sauf que dans ce cas on introduit la condition que le titre de la vapeur à la sortie de la turbine après détente isentropique ne doit pas être inférieur à 0.9 :

$$x_{ds} = \frac{s_{ab} - s_{fc}}{s_{gc} - s_{fc}} \quad (4-15)$$

Test : si  $x_{ds} < 0.90$ , alors on pose :  $x_{ds} = 0.90$  et on corrige  $s_{ab}$  en utilisant l'expression :

$$s_{ab} = s_{fc} + 0.90 (s_{gc} - s_{fc}) \quad (4-16)$$

Et on lit les nouvelles valeurs de  $T_{mix2}$  et  $h_{mix2}$  à partir des données de la vapeur surchauffée en utilisant les paramètres d'entrées ( $P_b$  et  $s_{ab}$  corrigée).

Ensuite on calcule :

$$h_{ds} = h_{fc} + x_{ds}(h_{gc} - h_{fc}) \quad (4-17)$$

Puis :

$$h_d = h_{mix2} - \eta_{it} (h_{mix2} - h_{ds}) \quad (4-18)$$

Et finalement,

$$x_d = \frac{h_d - h_{fc}}{h_{gc} - h_{fc}} \quad (4-19)$$

- Lecture des caractéristique du point (e1) définie par ( $T_{e1} = T_{sath}$  et  $P_e = P_m$ ) à partir des données de la vapeur surchauffée.
- Lecture des caractéristique du point (e2) définie par ( $T_{e2} = T_{satm}$  et  $P_{e2} = P_b$ ) à partir des données de la vapeur surchauffée.

- Au niveau de l'évaporateur de la boucle de préchauffage on choisie une pression qui a une température de saturation légèrement supérieure à  $T_{sat18}$  et on effectue les opérations suivantes :
- Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des données thermodynamique ( $T_{12} = T_{13}, h_{f12}, h_{g13}$ ).
- On calcule  $h_{g19}$  par le bilan du ballon BP :

$$h_{g19} = (h_{f18} + h_{g10}) - h_{f22} \quad (4-20)$$

- On peut calculer débit de vapeur d'eau ( $\dot{m}_k$ ) nécessaire pour préchauffer débit de d'eau venu du condenseur (1kg/s), à l'aide du bilan du dégazeur tel que:

$$\dot{m}_k = \frac{1(h_{f18} - h_{fc})}{(h_{g19} - h_{f18})} \quad (4-21)$$

- Calcul de la température des gaz au point de pincement du niveau de pression BP en choisissant la valeur ( $\Delta T_{pbp}$ ) pour le pincement :

$$T_9 = T_{satb} + \Delta T_{pbp} \quad (4-22)$$

- Maintenant on fait varier le débit du niveau BP ( $\dot{m}_b$ ) avec un pas de 0.01 la long d'un intervalle allant de 0.08 à 0.25. et on varie le débit ( $\dot{m}_i$ ) avec un pas de 0.01 le long d'un intervalle allant de 0.08 à 0.25. On calcule ensuite la quantité de chaleur que reçoit le cycle à vapeur par kg de vapeur subissant la détente dans la turbine BP:

$$Q_{vap} = 1(h_{fb} - h_{f18}) + \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{fb}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1}) \quad (4-23)$$

➤ Calcul de la température  $T_{10}$  :

Pour ce faire, il est commode d'introduire  $R_1$ , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales et supérieures à  $T_{satb}$  :

$$R_1 = \frac{h_4 - h_9}{h_4 - h_{10}} = \frac{Q_{vap} - 1(h_{fb} - h_{f18})}{Q_{vap}} \quad (4-24)$$

En considérant la même valeur pour la chaleur spécifique moyenne des gaz tout le long du GVR on aura donc :

$$T_{10} = T_4 - \frac{T_4 - T_9}{R_1} \quad (4-25)$$

➤ Calcul de la température  $T_7$  (température des gaz au point de pincement MP):

Comme ci-dessus, on introduit  $R_2$ , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales et supérieures à  $T_{satm}$  :

Lorsque  $T_{mix2} < T_{satm}$  :

$$R_2 = \frac{h_4 - h_7}{h_4 - h_{10}} = \frac{\dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1})}{Q_{vap}} \quad (4-26)$$

Lorsque  $T_{mix2} \geq T_{satm}$  :

$$R_2 = \frac{h_4 - h_7}{h_4 - h_{10}} = \frac{\dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1}) + \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{e2})}{Q_{vap}} \quad (4-27)$$

La température des gaz au point de pincement MP sera donc avec la même hypothèse sur la chaleur spécifique du gaz :

$$T_7 = T_4 - R_2 (T_4 - T_{10}) \quad (4-28)$$

- Calcul de la température  $T_5$  (température des gaz au point de pincement HP):

Pour ce faire, il est commode d'introduire  $R_3$ , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales et supérieures à  $T_{sath}$  :

Lorsque  $T_{mix1} < T_{sath}$  :

$$R_3 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{10}} = \frac{\dot{m}_h(h_{ah} - h_{fh}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{e1})}{Q_{vap}} \quad (4-29)$$

Lorsque  $T_{mix1} \geq T_{sath}$  :

$$R_3 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{10}} = \frac{\dot{m}_h(h_{ah} - h_{fh}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{e1})}{Q_{vap}} \quad (4-30)$$

D'où la température des gaz au point de pincement HP :

$$T_5 = T_4 - R_3 (T_4 - T_{10}) \quad (4-31)$$

- Calcul de la valeur du pincement MP :

$$\Delta T_{pmp} = T_7 - T_{satm} \quad (4-32)$$

- Calcul de la valeur du pincement HP :

$$\Delta T_{php} = T_5 - T_{sath} \quad (4-33)$$

- Ensuite, on reprend les calculs en faisant varier ( $\dot{m}_b$  et  $\dot{m}_i$ ) jusqu'à ce que ( $\Delta T_{php}$ ) devient égale à la valeur minimal du pincement ( $\Delta T_{php} \geq 10^\circ c$ ) et que ( $\Delta T_{pmp} > 10^\circ c$ ).
- Calcul de la température de rejet  $T_{11}$  :

On introduit  $R_4$ , fraction d'énergie consommée par la vapeur en aval de la boucle de préchauffage:



$$R_4 = \frac{h_4 - h_{10}}{h_4 - h_{11}} = \frac{Q_{vap}}{Q_{vap} + \dot{m}_k(h_{g13} - h_{f12})} \quad (4-34)$$

$$T_{11} = T_4 - \frac{T_4 - T_{10}}{R_4} \quad (4-35)$$

➤ A présent, on peut calculer les performances du cycle à vapeur correspondant :

❖ Travail du cycle à vapeur par kg de vapeur :

$$W_{tv} = \dot{m}_h (h_{ah} - h_{mix1}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i) (h_{am} - h_{mix2}) + 1(h_{mix2} - h_d) \quad (4-36)$$

❖ Masse de vapeur produite par Kg de gaz :

$$Y = \frac{m_v}{m_f} = \frac{\bar{C}_{pf} \cdot (T_4 - T_{11})}{Q_{vap} + \dot{m}_k(h_{g13} - h_{f12})} \quad (4-37)$$

❖ Travail spécifique du cycle à vapeur par Kg de gaz :

$$W_v = Y W_{tv} \quad (4-38)$$

❖ Rendement thermique du cycle à vapeur :

$$\eta_v = \frac{W_{tv}}{Q_{vap} + \dot{m}_k(h_{g13} - h_{f12})} \quad (4-39)$$

❖ Efficacité du GVR :

$$\varepsilon_{gvr} = \frac{T_4 - T_{11}}{T_4 - T_{rejl\text{im}}} \quad (4-40)$$

$$\varepsilon_g = \frac{T_4 - T_{rejl\text{im}}}{T_4 - T_{ambiant}} \quad (4-41)$$

- On calcule l'efficacité totale :

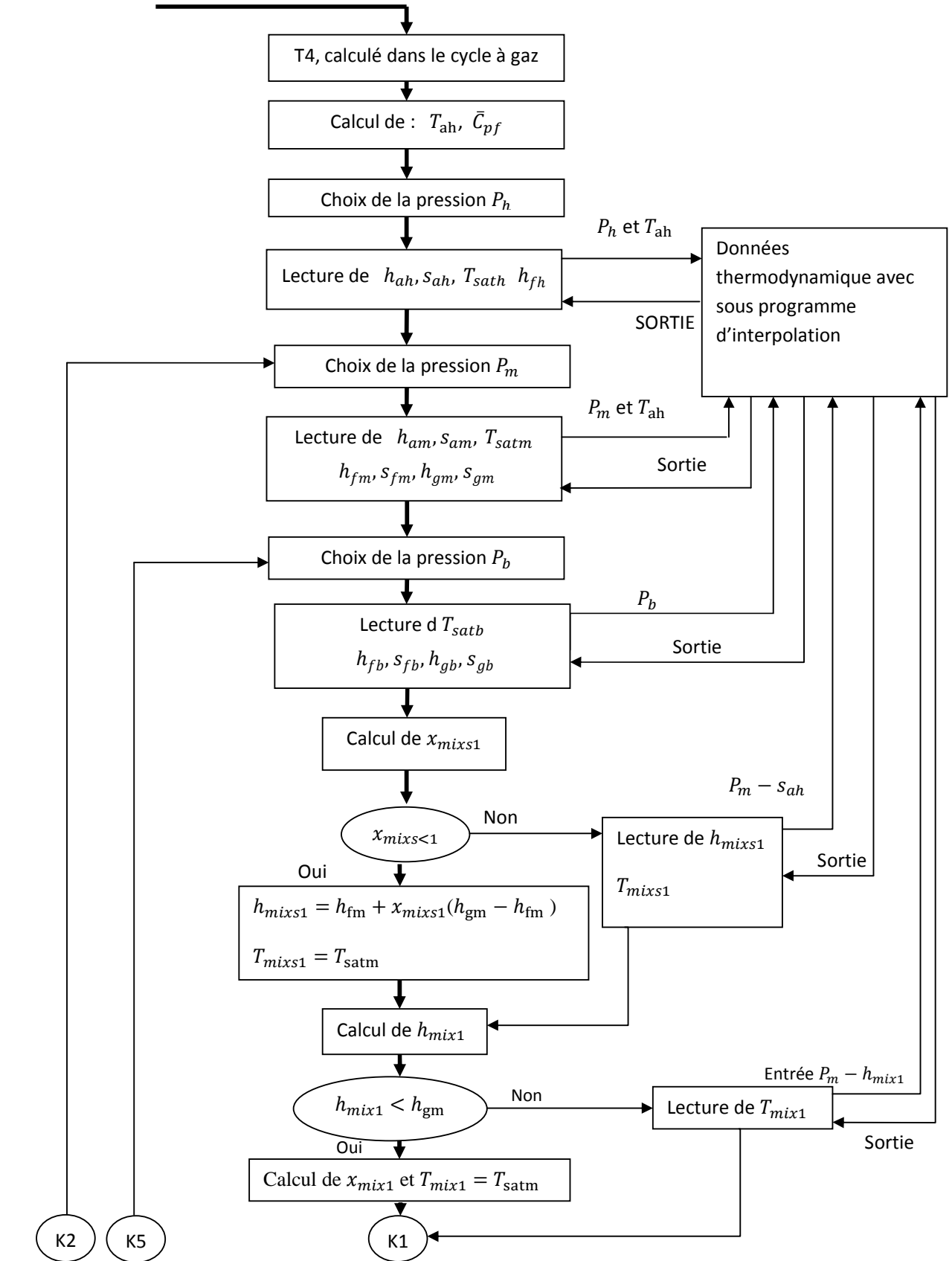
$$\varepsilon = \varepsilon_g \cdot \varepsilon_{gvr} \quad (4-42)$$

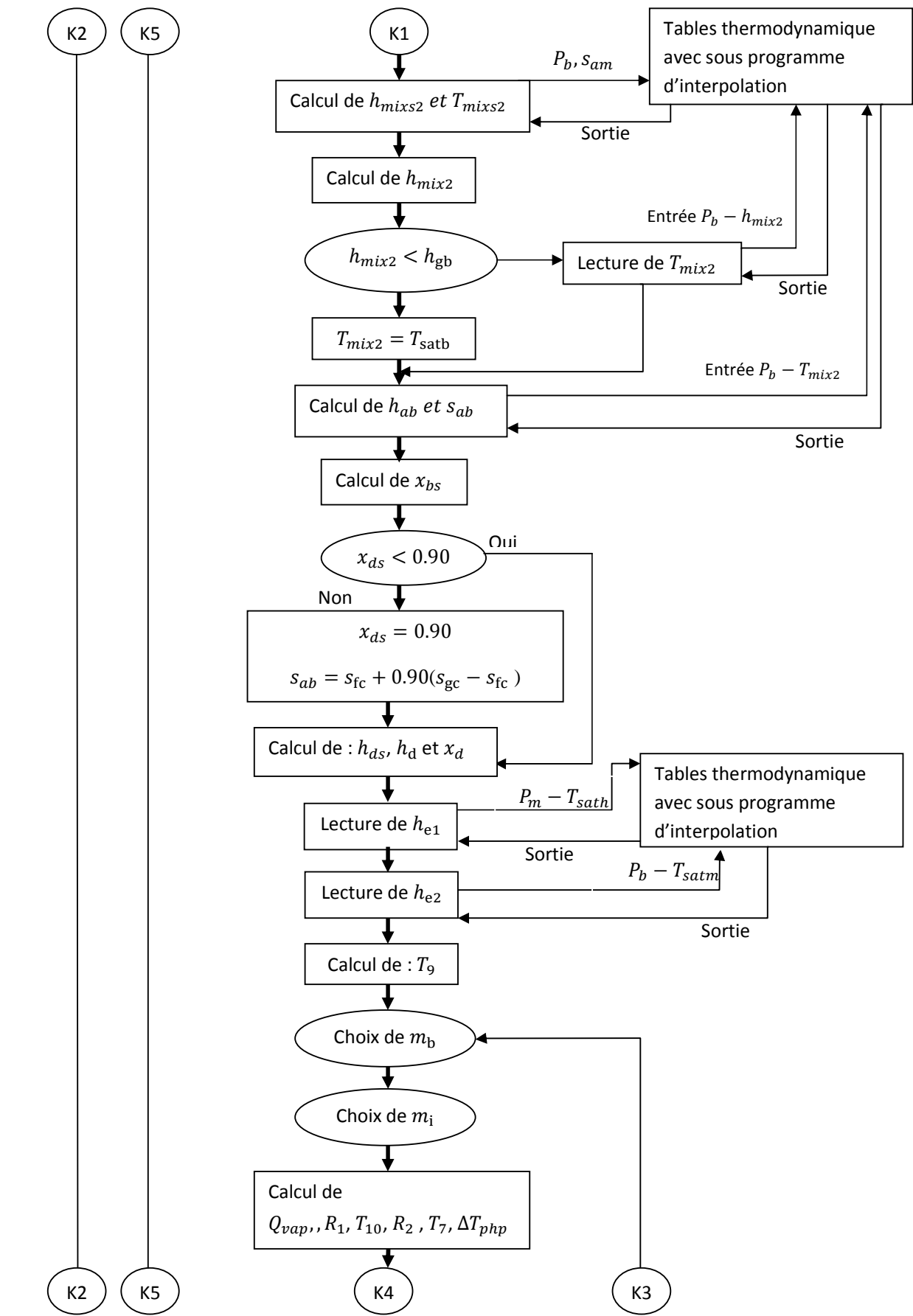
- ❖ Rendement de récupération :

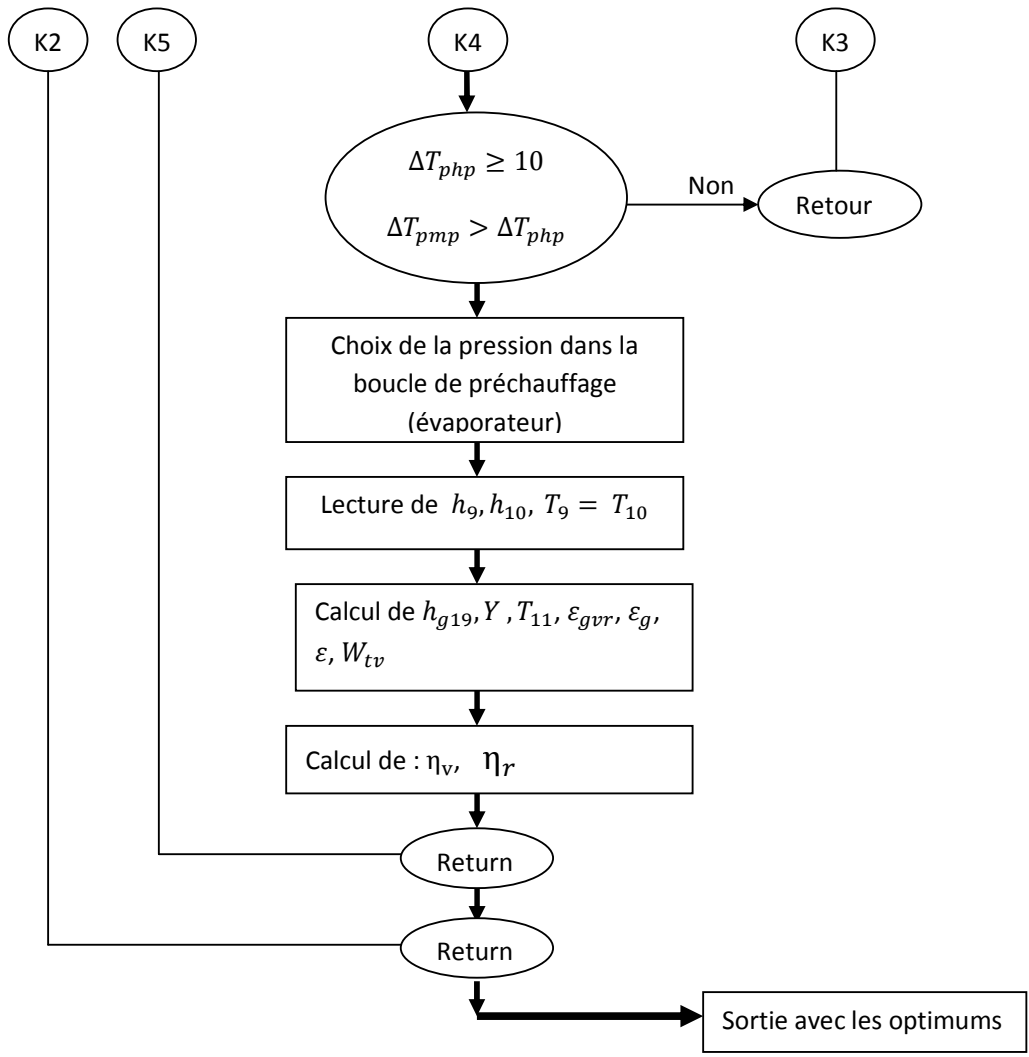
$$\eta_r = \eta_v \cdot \varepsilon \quad (4-43)$$

A ce stade des calculs, on reprend à partir du choix de  $(P_H)$  et on refait les mêmes calculs pour toutes les valeurs  $P_m$  et  $P_b$  et de  $\dot{m}_i$  et  $\dot{m}_b$  déjà définies en retenant après chaque étape la valeur maximale du rendement de récupération, Ci-après l'organigramme de la procédure pour une chaudière de récupération à trois niveaux de pression.

**ORGANIGRAMME DE CALCUL**





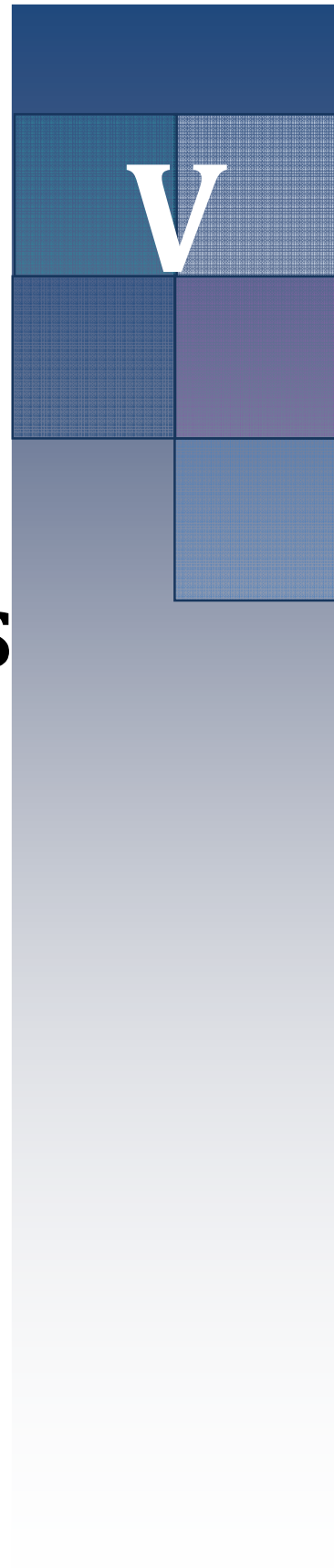


---

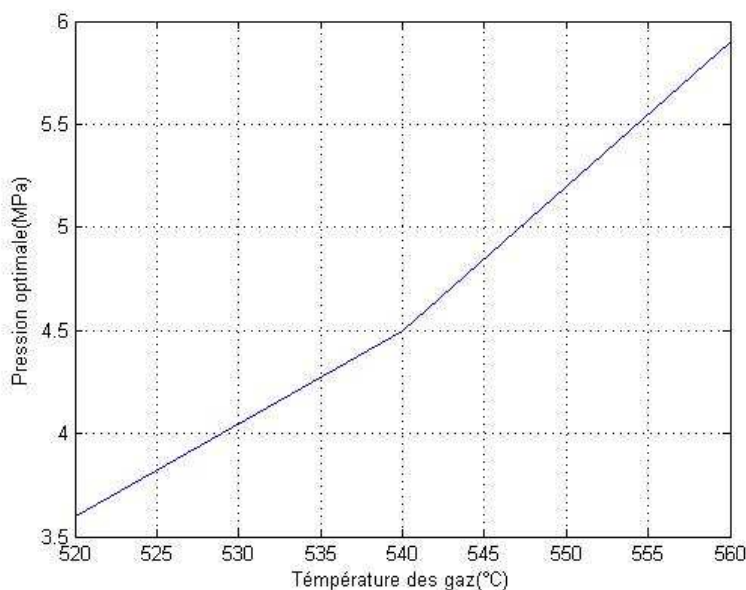
# Chapitre



## RESULTATS ET INTERPRETATIONS



Les figures de (5-1) à (5-3) concernent la chaudière de récupération à un seul niveau de pression. La figure (5-1) ci-après montre l'évolution de la pression qui maximise le rendement de récupération en fonction de la température des gaz à l'entrée de la chaudière de récupération. On retiendra que la pression optimale augmente avec la température des gaz et que la courbe d'évolution présente une pente très légèrement croissante avec la température.

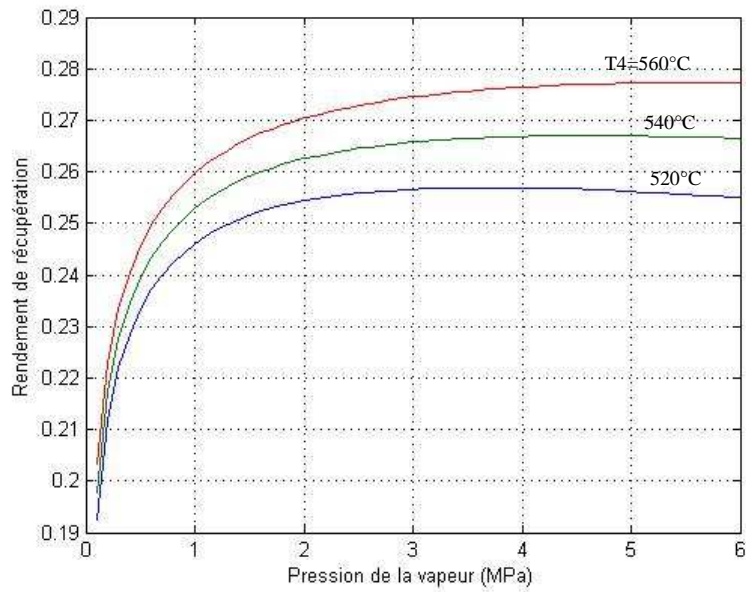


**Figure.5- 1: Effet de la température des gaz sur la pression optimale**

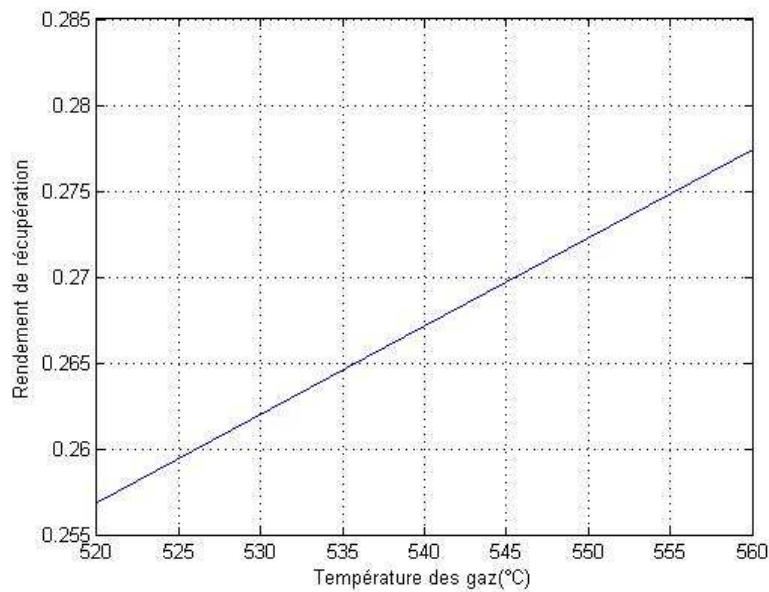
La figure (5-2) présente les courbes d'évolution du rendement de récupération du système à un seul niveau de pression en fonction de la pression pour différentes valeurs de la température des gaz. On voit que les courbes présentent bien un maximum, mais ce dernier, plutôt que de concerner une seule valeur de la pression à une température donnée, il représente un intervalle de pression de plus en plus large à mesure que la température des gaz augmente. Ceci facilite le choix de la pression de vapeur, puisque ce choix peut être effectué dans une plage d'autant plus large que la température des gaz est élevée sans conséquence pratique sur le rendement.

La figure (5-3) présente l'évolution du rendement de récupération maximum en fonction de la température des gaz. La courbe d'évolution présente une allure croissante quasi- linéairement.





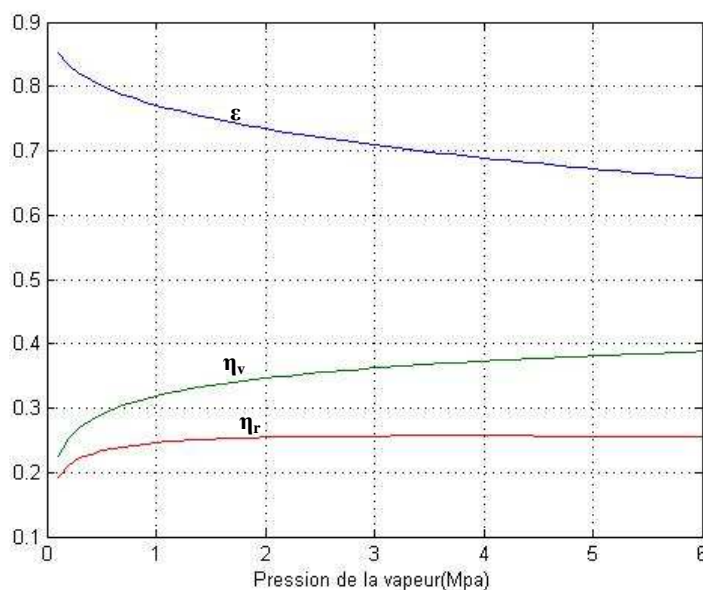
**Figure.5- 2: Rendement de récupération en fonction de la pression pour différentes valeurs de la température des gaz : cas d'une chaudière de récupération à un niveau de pression**



**Figure.5- 3: Effet de la température des gaz sur le rendement de récupération: cas d'une chaudière à un niveau de pression**

La figure (5-4) présente l'évolution des performances du système à un seul niveau de pression en fonction de la pression de la vapeur pour une température des gaz de 530°C. La figure (5-5) présente quant à elle, pour la même température des gaz, l'évolution des performances du système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage.

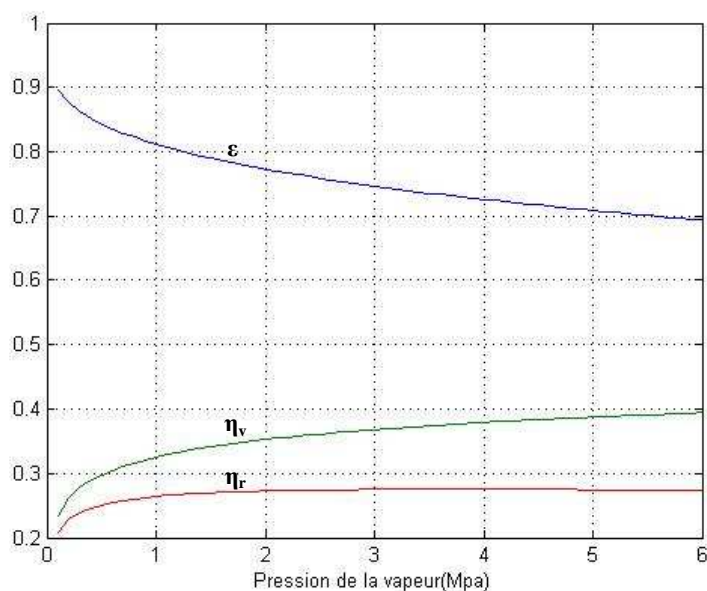
Ces figures montrent que le rendement du cycle vapeur ( $\eta_v$ ) augmente avec la pression de vapeur, d'abord très rapidement pour les basses pressions puis très lentement, au delà de (1MPa). Cette évolution s'explique par la chute d'enthalpie utilisable à travers la turbine qui augmente avec la pression à température constante. Par ailleurs, l'efficacité de la chaudière de récupération, très bonne pour les basses pressions, décroît à mesure que la pression augmente. Ceci s'explique par l'augmentation de la température de rejet avec la pression, qui réduit la quantité d'énergie récupérée. L'évolution du rendement de récupération ( $\eta_r$ ) est la conséquence directe des deux évolutions précédentes puisqu'il représente leur produit. Le rendement de récupération présente un maximum autour de 3.6 MPa.



**Figure.5- 4: Evolution des performances du système à un seul niveau de pression en fonction de la pression de vapeur**

L'introduction d'une boucle de préchauffage dans le système à un niveau de pression se traduit surtout par une amélioration de l'efficacité énergétique de la chaudière de récupération, en permettant de refroidir davantage les gaz et de les rejeter à une température plus basse (voir figure 5-5 et tableau 5-1) ci-dessous. Le gain exergétique est lié dans ce cas au fait que la vapeur nécessaire au dégazage n'est plus extraite de la turbine, comme dans le

cas du système sans boucle de préchauffage, ce qui la rend disponible pour la totalité de la détente et la production d'une puissance supplémentaire par rapport au système sans boucle de préchauffage. Ceci se traduit sur la figure (5-5) ci-dessous par un gain d'efficacité très appréciable par rapport au système sans boucle de préchauffage et un gain de rendement du cycle à vapeur très modeste ; en ce qui concerne le rendement de récupération optimum, la boucle de préchauffage nous fait gagner environ 2.5 point (voir tableau (5-1) ci-dessous).

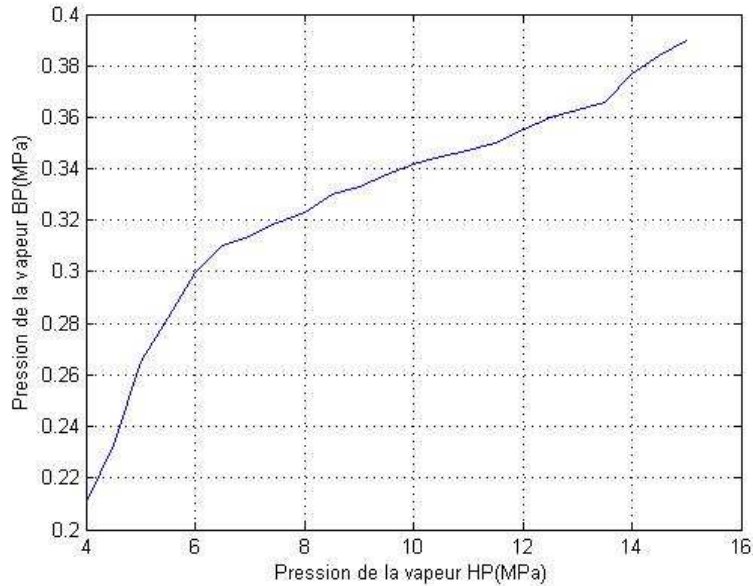


**Figure.5- 5: Evolution des performances du système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage en fonction de la pression de vapeur**

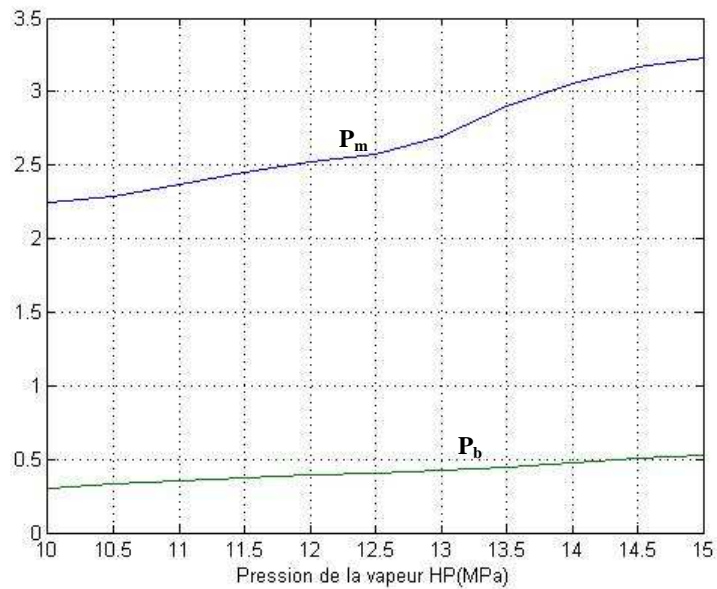
Dans un système à deux niveaux de pression, la valeur de la basse pression  $P_b$  est obtenue en maximisant le rendement de la récupération pour une valeur donnée de la haute pression  $P_h$ . La figure (5-6) ci-dessous présente la courbe d'évolution de la pression optimale du niveau BP en fonction de la pression du niveau HP. Les résultats indiquent que pour des valeurs de  $P_h$  inférieures à 6 MPa,  $P_{b\text{opt}}$  croît rapidement avec  $P_h$  pour atteindre une valeur de 0.3 MPa, ensuite l'allure de la croissance devient modérée et quasiment linéaire.

Dans un système à trois niveaux de pression, la procédure utilisée a consisté à fixer la valeur de la température des gaz et celle de la pression du niveau HP puis à trouver les valeurs de tous les autres paramètres du système qui correspondent à un maximum du rendement de récupération dans le cadre d'un certain nombre de contraintes concernant par exemple l'un des deux pincements, la différence de température d'approche, etc. La figure (5-7) ci-dessous présente pour une température des gaz donnée, l'évolution des pressions optimales des

niveaux BP et MP en fonction de la pression du niveau HP. Les résultats indiquent que ces pressions augmentent avec  $P_h$  mais seulement dans un intervalle relativement restreint, dans le cas présent approximativement de 2.25 à 3.25 pour la pression moyenne et de 0.3 à 0.5 MPa pour la basse pression et ce, lorsque la haute pression passe de 10 à 15 MPa.

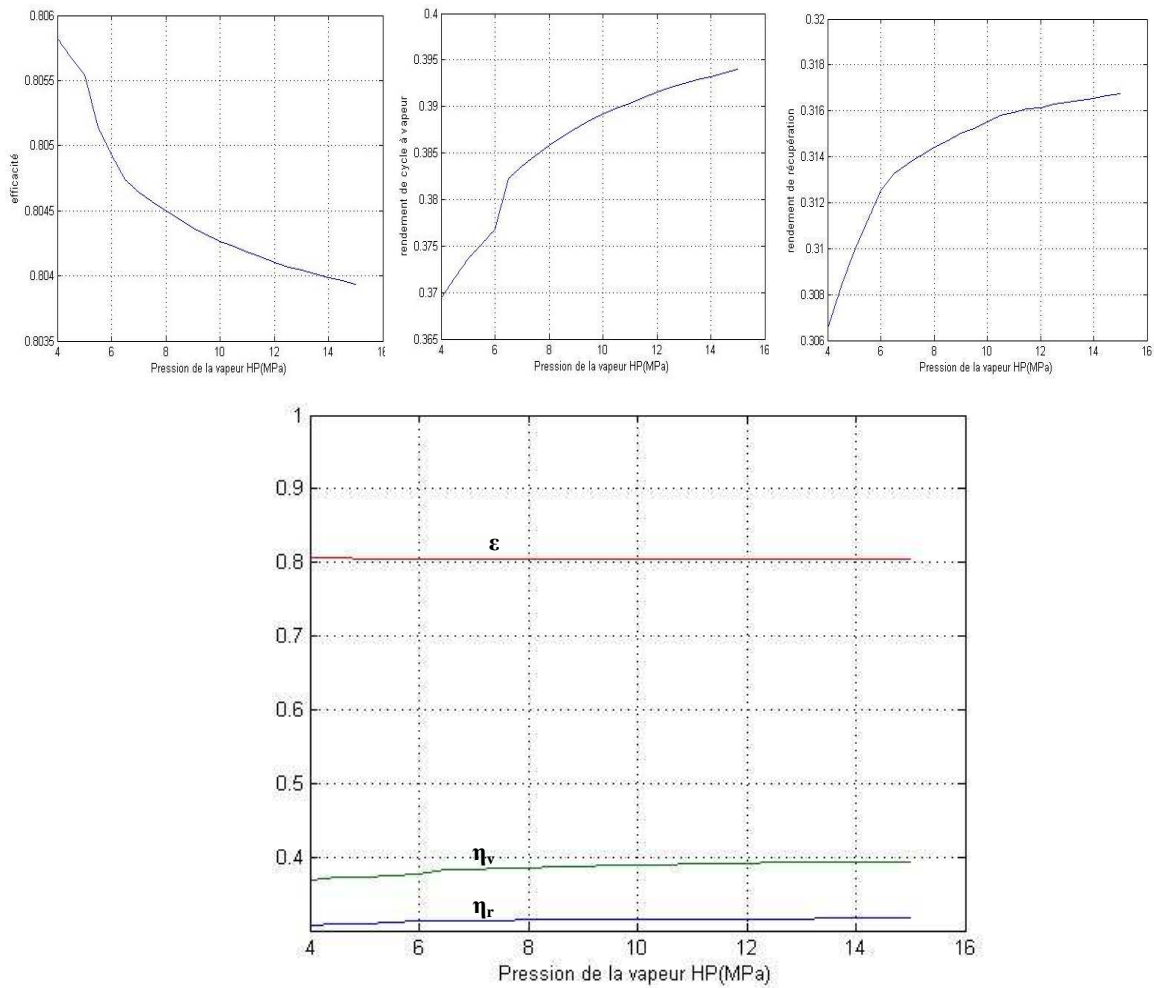


**Figure.5- 6: Evolution de  $P_{bopt}$  en fonction de  $P_h$  dans un système à deux niveaux de pression**



**Figure.5- 7: Evolution des pressions des circuits MP et BP en fonction de la pression de la vapeur HP dans le cas d'un système à 3 niveaux de pression**

Les figures (5-8) pour le système à deux niveaux de pression et les figures (5-9 à 5-12) pour le système à trois niveaux de pression indiquent que les performances des systèmes à deux et trois niveaux de pression ne sont pas très sensibles au choix des pressions, pourvu que le jeu de pressions choisi corresponde à l'optimum.

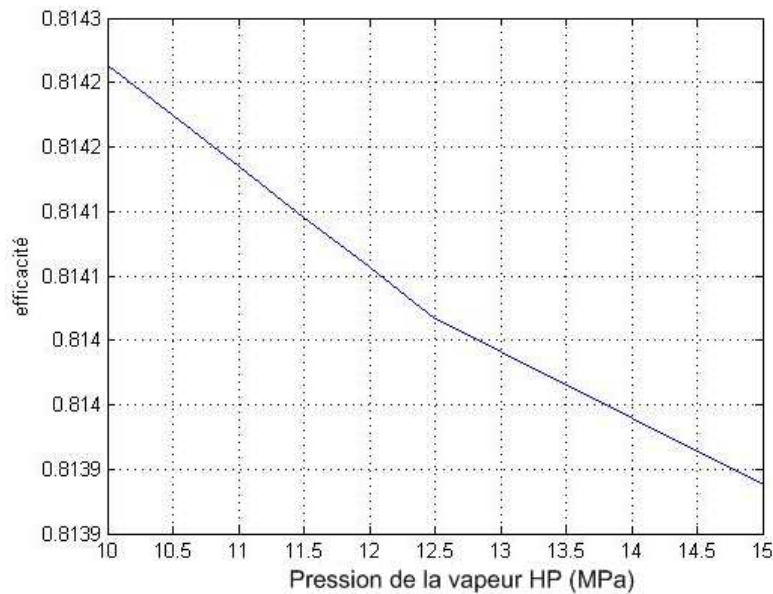


**Figure.5- 8: Evolution des performances du système à deux niveaux de pression en fonction de  $P_h$**

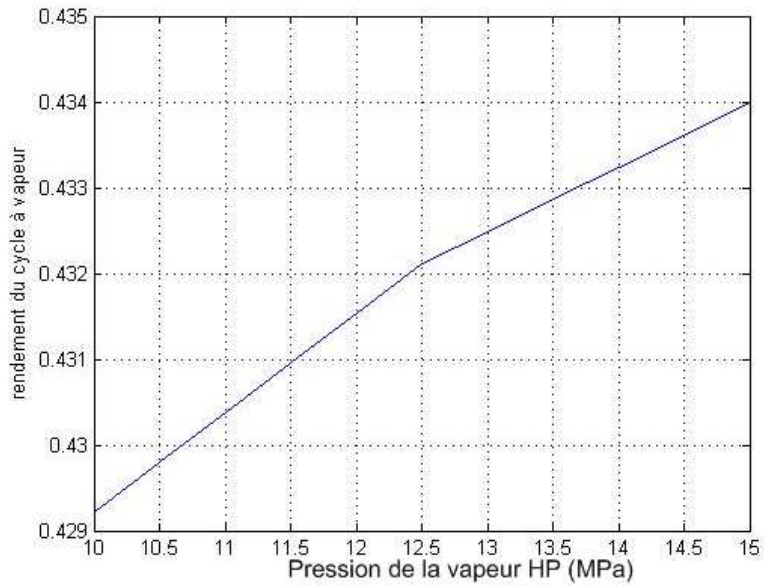
En fait, pour ce choix, d'autres critères peuvent s'avérer également déterminants. On sait par exemple que d'un point de vue exergetique, la haute pression doit être aussi élevée que possible, mais ceci n'est pas bon du point de vue de la récupération puisque des températures de rejets élevées en résultent. Ce problème sera réglé justement par le choix d'une BP aussi basse que possible, la MP étant choisie alors de telle manière à obtenir un profil plus ou moins régulier de la différence de température d'échange à travers l'ensemble de la chaudière. Mais voilà, pour une température donnée des gaz, la haute pression sera

contrainte par une valeur limite du degré d'humidité de la vapeur à la sortie de la turbine et pour la basse pression, une valeur inférieure à 0.3 MPa n'est pas souhaitable, d'une part, car alors la chute d'enthalpie utilisable dans le corps BP de la turbine devient très faible et une bonne partie de l'énergie qu'on aura récupérée avec tant d'effort sera rejetée dans le condenseur, d'autre part, les volumes spécifiques de la vapeur BP devenant très importants, les dimensions du réseau BP sont alors inacceptables. Pour ces raisons, il est même toujours plus économique de choisir des valeurs supérieures à celles prévues par l'optimum thermodynamique.

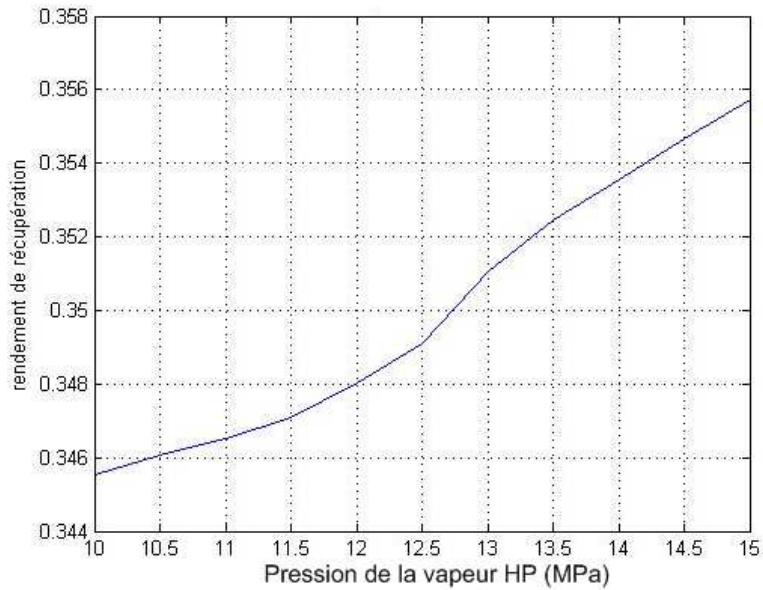
Ces considérations ne doivent cependant pas nous amener à perdre de vue que les systèmes à deux niveaux et à trois niveaux de pression sont conçus pour améliorer les performances du système à un seul niveau de pression. A ce titre, les exemples illustratifs du tableau (5-1) en fin du présent chapitre parlent d'eux-mêmes. On y relève que toutes les performances enregistrent des gains appréciables en passant d'une chaudière à un seul niveau de pression avec soutirage de vapeur à une chaudière à un seul niveau de pression associée à une boucle de préchauffage, ensuite à une chaudière à deux niveaux de pression et enfin à une chaudière à trois niveaux de pression.



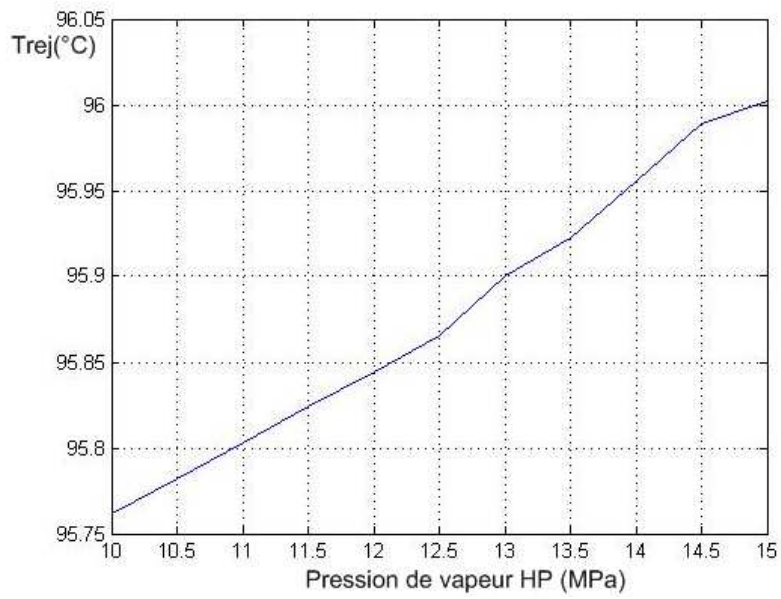
**Figure.5- 7: Evolution de l'efficacité de la chaudière de récupération à 3 niveaux de pression en fonction de la vapeur HP**



**Figure.5- 8: Evolution du rendement du cycle à vapeur d'un système à 3 niveaux de pression en fonction de la pression HP**



**Figure.5- 11: Evolution du rendement de récupération d'un système à 3 niveaux de pression en fonction de la pression de vapeur HP**



**Figure.5- 12: Evolution de la température de rejet des gaz en fonction de la pression de vapeur HP dans une chaudière à 3 niveaux de pression**



**Tableau.5- 1 : performances des différents types de chaudières de récupération, exemples illustratifs**

<b>Les chaudières de récupération</b>							
Performances	1 niveau de pression avec soutirage de vapeur	1 niveau de pression avec boucle de préchauffage	2 niveaux de pression		3 niveaux de pression		
T4 (°C)	530	530	550		580		
P (MPa)	3.6	3.7	Pb=0.3	Ph=6	Pb=0.4	Pm=2.57	Ph=12.5
Fraction de débit	-	-	$m_b=0.12$	$m_h=0.88$	$m_b=0.11$	$m_i=0.23$	$m_h=0.66$
$\Delta T_p$ (pincement)	15	15	bp=15	hp=10.23	bp=20	mp=14.2	hp=11.7
Trejet (°C)	175.42	157.83	119.89		95.85		
Y	0.1218	0.1215	0.117		0.106		
$\varepsilon$	0.6961	0.73164	0.8049		0.8145		
$W_v$ (kJ/kg gaz)	140.94	143.158	180.6905		200.2035		
$\eta_v$	0.3690	0.3762	0.3809		0.4320		
$\eta_r$	0.2568	0.2753	0.3120		0.3480		



# Conclusion Générale

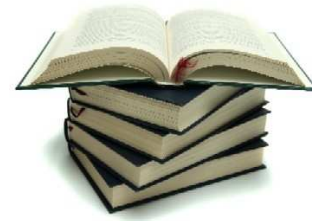
Si l'on devait employer une métaphore pour désigner une chaudière de récupération, on dira que c'est le poumon des systèmes dont le rôle consiste à récupérer l'énergie disponible dans des effluents chauds. Lorsqu'on visite une centrale à cycle combiné, on est immédiatement frappé par cet ouvrage imposant qui permet de multiplier la puissance de la centrale par un facteur de 1.5 pour une consommation d'énergie primaire qui reste inchangée. Elle satisfait tous les concepts modernes qui visent à rendre tout développement durable.

Dans la présente étude, nous avons tenté de comprendre comment le fonctionnement des chaudières de récupération est affecté par le choix des paramètres déterminants tels que notamment les caractéristiques de la vapeur, la configuration des échanges de chaleur entre les gaz et la vapeur au sein de la chaudière. Cette étude, basée sur de simples bilans d'énergie, nous a permis d'obtenir quelques résultats dont certains pourraient être érigés en règles empiriques, comme par exemple le rendement de la récupération de la chaudière à un seul niveau de pression qui est proportionnel à la température d'entrée des gaz, et qui croît de un point tous les 20°C. Le rendement de récupération augmente d'environ 2 points lorsqu'on introduit une boucle de préchauffage dans un système à un seul niveau de pression. Ensuite on gagne autour de 3.5 point à chaque fois qu'on ajoute un niveau de pression. En ce qui concerne le travail du cycle à vapeur par kg de gaz, on réalise un gain très modeste de 2 kJ/kg avec la boucle de préchauffage, en passant à 2 niveaux de pression on réalise un gain supplémentaire d'environ 38 kJ/kg, si l'on passe à 3 niveaux de pression on gagne encore 20 kJ/kg.

Ces gains s'observent également sur la valeur de la température de rejet qui décroît de 18°C par l'introduction de la boucle de préchauffage, l'utilisation d'un deuxième niveau de pression abaisse encore cette température de 38°C et un troisième niveau de pression l'abaisse d'environ 20°C supplémentaires.

Nous avons cependant été quelque peu surpris par le fait que nos calculs concernant les deux niveaux de pression et trois niveaux de pression indiquent que les performances sont quasiment insensibles à la pression. Ce travail gagnerait à être affiné de façon à mieux mettre en évidence cet aspect en adoptant une autre approche.

# BIBLIOGRAPHIES



- 
- [1] Renaud Gicquel, Systèmes Energétiques, Tome 2: Applications, Ed.la presse de l'école des Mines, Paris, 2001.
  - [2] Michel PLUVIOSE, Conversion d'énergie par turbomachines, Ed ellipses, 2005.
  - [3] Jean-Marie MONTEIL, 'Centrale à cycle combiné Fonctionnement, exploitation, exemple', Technique de l'ingénieur, BE 8907.
  - [4] V.Ganapathy, Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators Design, Applications, and Calculations, Ed Marcel Dekker, 2003.
  - [5] Becker.B, Schetter.B, Gas turbines above 150MW for integrated Coal Gasfication combine cycle (IGCC), transaction of the ASME, October 1992.
  - [6] Marie-Noëlle Dumont, Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération. Presse de l'université de Liège, 2002.
  - [7] J.RICARD, équipement des usines génératrices d'énergie électrique, Ed DUNOD, 1962.
  - [8] R.Gicquel, Optimisation du cycle eau-vapeur d'une centrale IGCC. Ecole des Mines de Paris.
  - [9] Rolf Kehlhofer, Combined cycle gas and steam turbine power plants. Ed PENNWELL, 1997.
  - [10] Meherwan P.Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook, Ed Gulf Professional Publishing, Third Edition, 2006.

- [11] Finch, H, FOST.H, Developement potentiel of combined-cycle powers plants with and without supplementary firing, Journal of Engineering for Gas turbine and power, October 1992, Vol 114/653.
- [12] Van Wylen G.Jet Sonntag .R.E "thermodynamique appliquée" 3<sup>ème</sup> édition.1991, John Wiley & Sons.S.
- [13] M.MICHEL RAOULT, La Vapeur Mode D'emploi, 2EME EDITION ACTUALISEE
- [14] Dechamps PJ, Advanced combined cycle alternatives with the latest gas turbines. Trans ASME J Eng Gas Turbines Power. 1998.
- [15] Valdes M, Rapun JL, Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants, Appl Therm Eng. 2001.
- [16] Franco A, Russo A, Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters, Int J Thermal Sci 2002.
- [17] Casarosa C, Donatini F, Franco A, Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants, Energy 2004.
- [18] Franco A, Giannini N, Optimum thermal design of modular compact heat exchangers structure for heat recovery steam generators, Appl Therm Eng. 2005.