

République Algérienne Démocratique et Populaire

*Ministère de l'Enseignement supérieur
et de la Recherche Scientifique*

*Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté du génie de la construction
Département de génie mécanique*



**MEMOIRE DE
FIN D'ETUDES**

**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME
MASTER ACADEMIQUE EN GENIE
MECANIQUE
Option : Energétique**

THEME

**Amélioration des performances de la centrale thermique
de Cap Djinet par adjonction d'une turbine à gaz**

Proposé et suivi par :

M^r M.HAMZAOUI

Réalisé par :

M^r DJEMA Rabah

Promotion: 2011/2012

République Algérienne Démocratique et Populaire

*Ministère de l'Enseignement supérieur
et de la Recherche Scientifique*

*Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté du génie de la construction
Département de génie mécanique*



**MEMOIRE DE
FIN D'ETUDES**

**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME
MASTER ACADEMIQUE EN GENIE
MECANIQUE
Option : Energétique**

THEME

**Amélioration des performances de la centrale thermique
de Cap Djinet par installation d'une turbine à gaz**

Proposé et suivi par :

M^r M. HAMZAOUI

Réalisé par :

M^r DJEMA Rabah

Promotion: 2011/2012

Remerciements

Pour le courage et la persévérance dont vous nous avez armé, on s'incline devant votre majesté et Acclame votre nom majestueux « DIEU »

*Nos plus vifs remerciements vont à notre promoteur M^{er} Malek **HAMZAQUI** pour nous avoir proposé ce sujet et nous avoir dirigé tout au long de sa réalisation. Ses critiques et son bon sens nous ont largement aidés à réaliser ce travail, nous lui exprimons aussi nos sincères reconnaissances.*

Nous tenons ainsi à remercier :

- *L'ensemble du personnel de la centrale de cap djinet de Boumerdès et particulièrement les membres du département exploitation.*
- *l'ensemble de membres de jury de soutenance pour L'honneur qu'ils nous font en acceptant de juger ce modeste travail.*

Nous tenons à remercier toute personne qui nous a encouragés de prés ou de loin.

Dédicaces

Je tiens à dédier ce mémoire :

A mon très cher Père et à ma chère Mère, en témoignage et en gratitude de leurs dévouement, de leurs soutien permanent durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconfort moral, eux qui ont consenti tant d'efforts pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mon affection sans limite.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance :

A toute ma famille.

A tous mes amis

DJEMA Rabah



Introduction générale.

Chapitre I : généralités sur les cycles thermodynamiques des centrales thermodynamiques.

I.1. Introduction.....	1
I.2. Caractéristiques des centrales thermiques.....	1
I.3. Moteurs à combustion externe (Chaudière plus turbine à vapeur)	2
I.3.1 Introduction.....	2
I.3.2 Cycles des installations motrices à vapeur.....	3
I.3.2.1 Schéma de base d'une installation motrice à vapeur.....	3
I.3.2.2 Cycle de Carnot.....	4
I.3.2.3 Cycle de Rankine. Cycle de Hirn.....	5
I.3.2.4 Cycle de Hirn à resurchauffe.....	7
I.3.2.5 Cycles à soutirages de vapeur.....	8
I.3.2.6 Cycles supercritiques.....	9
I.4. Turbines à gaz (Turbines à combustion)	10
I.4.1 Introduction.....	10
I.4.2 Cycle de turbine a gaz.....	10
I.4.2.1 Cycle de base (Cycle de Joule)	10
I.4.2.2 Cycle de Joule avec récupérateur (régénération).....	11
I.4.2.3 Cycle de Joule avec « intercooler »	12
I.4.2.4 Cycle de Joule avec détente fractionnée.....	12
I.5. Cycles combinés gaz – vapeur.....	13
I.5.1 Introduction.....	13
I.5.2 Schéma d'installations à cycles combinés.....	14
I.5.3 Analyse du couplage.....	14
I.5.4 Cycles à un seul niveau de pression.....	15
I.5.5 Cycles à plusieurs niveaux de pression.....	17
I.6. Les chaudières de récupérations.....	18
I.6.1 Introduction.....	18
I.6.2 Les chaudières à circulation naturelle.....	18

Table des matières

I.6.3 Les chaudières dans un cycle combiné.....	19
I.7. Conclusion.....	21

Chapitre II. Modélisation d'un simple cycle combiné.

II.1. Introduction.....	22
II.2. Propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau:	22
II.2.1. Modélisations des Propriétés de vapeur [10]	22
II.2.2. Modélisations des Propriétés de gaz	23
II.3. Modélisation du cycle combiné.....	23
II.3.1. Modélisation du cycle à turbine à gaz.....	23
II.3.1.1. Analyse énergétique du cycle à turbine à gaz	24
II.3.1.2. Bilan énergétique.....	26
II.3.1.3. Le rendement thermique du cycle à turbine à gaz	26
II.3.1.4. Analyse de performance du cycle à turbine à gaz.....	27
II.3.1.5. Analyse exergetique.....	27
II.3.2. Modélisation du cycle à vapeur à un seul niveau de pression.....	29
II.3.2.1. Analyse énergétique du cycle à vapeur à un seul niveau de pression	31
II.3.2.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné.....	33
II.3.2.3. Analyse de performance	33
II.3.2.4. Analyse exergetique.....	33
II.4. Conclusion.....	35

Chapitre III. Modélisations des cycles combinés à plusieurs niveaux de pression.

III.1. Introduction.....	36
III.2. Modélisation du cycle à combiné à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	36
III.2.1. Analyse énergétique du cycle.....	37
III.2.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné.....	41
III.2.3. Analyse de performance.....	41
III.2.4. Analyse exergetique.....	42
III.3. Modélisation du cycle combiné à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	42

Table des matières

III.3.1. Analyse énergétique du cycle.....	43
III.3.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné.....	49
III.3.3. Analyse de performance.....	49
III.3.4. Analyse exergetique.....	49
III.4. Modélisation du cycle combiné à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	50
III.4.1. Analyse énergétique du cycle.....	51
III.4.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné.....	53
III.4.3. Analyse de performance.....	53
III.4.4. Analyse exergetique.....	53
III.5. Modélisation du cycle combiné à trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	54
III.5.1. Analyse énergétique du cycle.....	54
III.5.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné	57
III.5.3. Analyse de performance.....	57
III.5.4. Analyse exergetique	58
III.6. Conclusion.....	58

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1. Introduction.....	59
IV.2. Cycle d'une turbine à gaz.....	59
IV.3. Cycle à turbine à vapeur.....	62
IV.3.1. Un seul niveau de pression.....	62
IV.3.2. Deux niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	67
IV.3.3. Trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	69
IV.3.4. Deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	71
IV.3.5. Trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	73
IV.4. Exploitation des résultats.....	75
IV.5. Conclusion.....	76

Chapitre V. Étude du cas de la centrale de Cap-Djinet

V.1. Introduction.....	77
V.2. Principaux éléments constituant une tranche de production.....	77

Table des matières

V.2.1. La chaudière.....	77
V.2.2. La turbine.....	77
V.2.3. L'alternateur.....	78
V.2.4. Le transformateur.....	78
V.2.5. Le poste d'eau	78
V.3. Les différents auxiliaires.....	80
V.3.1. Une station de production d'hydrogène.....	80
V.3.2. Un poste de détente gaz	81
V.3.3. Un poste de stockage du fuel	81
V.3.4. Une station de pompage de l'eau de mer	81
V.3.5. Une station de traitement de l'eau de mer	81
V.4. Principe de fonctionnement	82
V.5. Couplages du cycle de Cap-Djanet avec le cycle à turbine à gaz.....	86
V.6. Exploitation des résultats	92
V.7. Conclusion.....	92

Conclusion générale

Tableaux et figure

Tableaux :

Tableau (I-1) : Couverture des besoins énergétiques mondiaux.....	1
Tableau(IV.1) : Variation de la pression et du rapport théorique de l'air.....	60
Tableau (IV.2) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à gaz.....	62
Tableau(IV.3) : Résultats de l'analyse énergétique et exergetique du cycle combiné....	75
Tableau(V.1) : Propriétés thermodynamiques du cycle à vapeur de Cap-Djinet.....	85
Tableau(V.2) : Résultats de l'analyse énergétique et exergetique du 1 ^{er} couplage et du 2 ^{ème} couplage	92

Figure :

Figure (I-1) – Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur.....	4
Figure (I-2) – Diagramme entropique de l'eau et cycle de Carnot dans le domaine diphasique liquide-vapeur	5
Figure (I-3) – Cycle de Rankine d'une installation motrice à vapeur et cycle de Carnot associé pour l'eau.....	6
Figure (I-4) – Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe	6
Figure (I-5) – Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau.....	7
Figure (I-6) – Représentation d'une portion des cycles de Hirn (bleu) et de Hirn avec resurchauffe (noir) dans le diagramme de Mollier de l'eau	8
Figure (I-7) – Cycle de Hirn à resurchauffe.	8
Figure (I-8) – Schéma d'une installation motrice à vapeur à cycle de Hirn à resurchauffe.....	8
Figure (I-9) – Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur.....	9.
Figure (I-10) – installation motrice à vapeur à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur	9
Figure (I-11) – installation motrice à vapeur à cycle supercritique à deux resurchauffes.....	10
Figure (I-12) – Cycle de Joule (idéal et réel) sur un diagramme (T, S)	11
Figure (I-13) – Schéma d'un cycle de Brayton.....	12
Figure (I-14) – Cycle de Brayton sur un diagramme (T, S).....	12
Figure (I-15) – Principe de fonctionnement du cycle de Joule avec «intercooler	12
Figure (I-16) – Cycle de Joule avec «intercooler».....	12

Tableaux et figure

Figure (I-17) –Principe de fonctionnement du cycle Joule avec détente fractionnée...	13
Figure (I-18) Cycle de Joule avec détente fractionnée.....	13
Figure (I-19) –Intervalles de température de l'extraction du travail.....	14
Figure (I-20) –Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur.....	15
Figure (I-21) –Schéma d'une installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur sur le cycle à gaz et post-combustion	15
Figure (I-22) –Puissances échangées dans la chaudière de récupération en fonction de la température.....	15
Figure (I-23) –Combinaison des cycles – Application de la méthode du pincement.....	16
Figure (I-24)–Influence du choix de pression de Hirn en parallèle exergetique.....	17
Figure (I-25) –Schéma d'une installation à cycles combinés et trois niveaux de pression alimentés en parallèle.....	17
Figure (I-26) –Cycles combinés à trois cycles de Hirn en série.....	18
Figure (I.27) –chaudière à circulation naturel.....	19
Figure (I.28) –Evolution de température dans une chaudière à contre-courant.....	20
Figure (II.1) –Cinq régions et équations de la formulation industrielle IAPWSIF97.....	22
Figure (II.2) :	
A. Schéma du cycle de turbine à gaz simple.....	23
B. Diagramme (T, S) de turbine à gaz simple.....	23
Figure (II.3) –Schéma de principe du cycle combiné à un seul niveau de pression.....	30
Figure (III.1) –Schéma de principe d'un cycle à vapeur à deux niveaux de pressions avec fractionnement de débit.....	37
Figure (III.2) –Schéma de principe du cycle à vapeur à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	43
Figure (III.3) – Schéma de principe d'une du cycle à vapeur à deux niveaux de pressions sans fractionnement de débit.....	50
Figure (III.4) – Schéma de principe du cycle à vapeur à deux niveaux de pressions sans fractionnement de débit.....	54
Figure (IV.1) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant à un seul niveau de pression.....	63
Figure (IV.2) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant à un seul niveau de pression.....	64

Tableaux et figure

Figure (IV.3) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant à un seul niveau de pression.....	65
Figure (IV.4) –Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à un seul niveau de pression.....	66
Figure (IV.5) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	67.
Figure (IV.6) –Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit	68
Figure (IV.7) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	79
Figure (IV.8) –Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.....	70
Figure (IV.9) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	71
Figure (IV.10) –Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	72
Figure (IV.11) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant à trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	73
Figure (IV.12) –Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.....	74
Figure (V.1) –Schéma d'ensemble dégazeur-bâche alimentaire.....	80
Figure (V-2) –Schéma de fonctionnement de la centrale de cap-Djanet.....	83
Figure (V.3) –Schéma d'une chaudière de récupération à deux niveaux de pressions sans fractionnement de débit.....	86
Figure (V.4) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant du 1 ^{er} couplage.....	87
Figure (V.5) : Variation de la température en fonction de l'entropie du cycle à vapeur du 1 ^{er} couplage.....	88
Figure (V-6) –Schéma de fonctionnement de la centrale de cap-Djanet après le 2 ^{ème} couplage.	89
Figure (V.7) –Évolution des températures dans une chaudière à contre-courant du 2 ^{ème} couplage.....	90.

Tableaux et figure

Figure (V.8) –Variation de la température en fonction de l'entropie du cycle à vapeur du 2 ^{ème} couplage.....	91
--	----

Nomenclatures.

Symbole	Description
\dot{m}	Débit [<i>kg/s</i>]
T	Temperature [°K]
p	Pression [<i>bar</i>]
h	Enthalpie spécifique [kJ/kg]
s	Entropie spécifique [kJ/kg. °K]
\dot{S}	Puissance entropique, [kW/kg. K]
ex	Exergie spécifique, [kJ/kg]
Ex	Exergie, [kJ]
\dot{E}_x	Puissance exergétique [kW]
\dot{Q}	Puissance thermique [kW]
\dot{w}	Puissance spécifique [kW/kg]
\dot{W}	Puissance [kW]
PCI	Pouvoir calorifique inferieur (gaz naturel), [kJ/kg]
FAR	Rapport fuel air, [–]
π_c	Taux de compression [–]
π_d	Taux de détente [–]
Δp	Pertes de pression [<i>bar</i>]
λ	Le facteur théorique d'air [–]
η	Rendement [%]

Abréviations :	Description
IMV	Installations motrices à vapeur
GV	Générateur de vapeur
T	Turbine
AL	Alternateur
TG	Turbines à gaz
TV	Turbine à vapeur
CR	Chaudière de récupération

Nomenclatures.

TGV	Turbine gaz/vapeur
HP	Haute pression
NP	Pression intermédiaire
BP	Basse pression
CC1NP	Cycle combiné d'un seul niveau de pression de vapeur.
CC2NPAF	Cycle combiné de deux niveaux de pression avec fractionnement de débit.
CC3NPAF	Cycle combiné de trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.
CC2NPSF	Cycle combiné de deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.
CC3NPSF	Cycle combiné de trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.

Indice	Description
a	Air
g	Gaz brulé
f	Fioul
fr	Fluide de refroidissement du condenseur
pmp	Pompe
tg	Turbine à gaz
tv	Turbine à vapeur
cc	Cycle combiné
cv	Cycle de turbine à vapeur
cg	Cycle de turbine à gaz
is	Isentropique
app	Point d'approche
sat	Point de saturation
e	Entré

Nomenclatures.

s	Sortie
ch.c	Chambre de combustion
cr	Chaudière de récupération
comb	Combustion
c	Compresseur
cond	Condenseur
p	Perdue
bp	Basse pression
np	Pression intermédiaire
hp	Haute pression
m	Mécanique
ex	Exergétique
g	Global
eff	Effectif
deg	Dégradé
gemb	Gaz aux conditions ambiantes

Introduction générale

Introduction générale :

L'accroissement exponentiel et continu de l'énergie à travers le monde exige de tout un pays de revoir sa politique énergétique. Autrement dit développer d'autres sources d'énergie telle que l'éolienne, solaire, nucléaire d'un côté et exploiter sagement les énergies fossiles qui sont limitées de l'autre côté.

Au jour d'aujourd'hui l'Algérie continue à compter sur le pétrole et le gaz naturel comme deux principales sources d'énergie et les exploite davantage sans penser à long terme et aux générations futures. Par conséquent il faut procéder comme premier pas à rationaliser la consommation de ces deux sources et développer d'autres sources parallèlement.

Actuellement nous disposons de nombreuses unités industrielles pour la production électrique qui consomment de quantités colossales du combustible à un faible rendement. Ceci dit des pertes inadmissibles d'énergie dans la nature par fumées et plus de pollution.

L'idéal est donc de réaliser le compromis « moins de consommation et de pollution; plus d'énergie ».

L'énergie calorifique et électrique reste toujours obligatoire pour le fonctionnement d'une machine d'où l'industrie et toute l'économie d'un pays. Cette énergie est assurée par les centrales thermiques, à gaz ou nucléaire.

Le travail que nous avons réalisé à pour objectif l'amélioration du rendement de la centrale de Cap-Djinet par l'installation d'une turbine à gaz. Pour utiliser aux maximum les énergies avant les évacuer dans la nature ce qui nous permet d'augmenter le rendement et la quantité d'énergie produite.

Afin de répondre à cet objectif nous avons structuré notre travail comme suit :

Chapitre I :

La 1^{ère} partie consiste à présenter les généralités sur les cycles de base d'une installation motrice à vapeur, les cycles de base d'une installation d'une TG et l'installation d'un cycle combiné et quelque amélioration de ces cycles.

La 2^{ème} partie présente la définition de la chaudière de récupération et ces principaux composants.

Introduction générale

Chapitre II :

Nous établissons le modèle mathématique et le programme de calcul sur Matlab d'un cycle simple d'une turbine à gaz et d'un cycle à vapeur à un seul niveau de pression qui sont couplés avec une chaudière de récupération.

Le programme de calcul utilisé sous langage Matlab nous a permis de calculer les propriétés thermodynamiques de l'air, l'eau/vapeur et du gaz de combustion. Aussi nous avons fait une analyse énergétique et exergetique des cycles à turbine à gaz, cycle à turbine à vapeur et du cycle combiné. Cette analyse a été faite avec des données de constructeur et des hypothèses.

Chapitre III :

Nous établissons le modèle mathématique et le programme de calcul de 4 types de cycle combiné :

Cycle combiné avec chaudière de récupération de deux niveaux de pression avec fractionnement de débit.

Cycle combiné avec chaudière de récupération de trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.

Cycle combiné avec chaudière de récupération de deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.

Cycle combiné avec chaudière de récupération de trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.

De plus une analyse énergétique et exergetique de ces 4 installations.

Chapitre IV :

Nous présentons les résultats énergétiques et exergetiques des cycles modélisés dans le 2^{ème} et 3^{ème} chapitre avec une comparaison de ces résultats à la fin de ce chapitre.

Chapitre V :

Etude du cas de la centrale de Cap-Djinet.

I.1. Introduction :

Diverses sources primaires d'énergie peuvent contribuer à couvrir nos besoins énergétiques. Le tableau (I-1) présente la situation actuelle et l'évolution prévisible de la consommation d'énergie au niveau mondial.

Source d'énergie primaire	1997		2020	
	(Mtep)	(%)	(Mtep)	(%)
Charbon	2 239	26	3 247	24
Pétrole	3 444	40	5 412	40
Gaz naturel	1 894	22	3 517	26
Combustibles nucléaires	603	7	676	5
Énergie hydraulique	258	3	271	2
Sources renouvelables	172	2	406	3
Total	8 610	100	13 529	100

tep : tonne d'équivalent pétrole ; 1 tep = 42 GJ/kg

Tableau (I-1) : couverture des besoins énergétiques mondiaux [1].

Ainsi, les combustibles fossiles continueront à couvrir la plupart de la demande mondiale d'énergie (90 % en 2020). De plus, même si en valeur absolue, la part des combustibles nucléaires et de l'énergie hydraulique augmentera légèrement, leur contribution restera modeste (environ 7 % en 2020). Enfin, en dépit de l'intérêt manifesté pour les sources renouvelables (énergie éolienne, solaire, etc.), celles-ci ne devraient pas couvrir plus de 3 % de la demande mondiale en énergie en 2020. [1]

Ces constatations restent valables pour la production de l'énergie électrique seule. De plus, les centrales thermiques basées sur l'utilisation des combustibles fossiles représentent le principal moyen de produire l'énergie électrique.

I.2. Caractéristiques des centrales thermiques:

Des années 1950 aux années 1980, la centrale conventionnelle à vapeur à cycle de Hirn représentait la première option pour utiliser les combustibles fossiles dans le but de produire de l'électricité. Les centrales thermiques utilisaient déjà des turbines à vapeur avec réchauffage et paramètres élevés de la vapeur (170 bar, 540°C). Le perfectionnement de la qualité des matériaux a même permis d'atteindre 180 bar et 570°C. [1]

La construction des centrales thermiques visait alors comme principal objectif de production d'électricité à des coûts d'investissement minimes. La réduction de l'impact sur l'environnement et la maximisation des rendements n'étaient pas des priorités. Ainsi, les rendements de ces centrales électriques étaient voisins de 40%. Soulignons que les centrales

conventionnelles à vapeur à paramètres initiaux surcritiques, avec des rendements nets supérieurs à 45 %, ont été développées jusqu'à la phase commerciale seulement après 1990.

La durée de vie moyenne d'une centrale conventionnelle à vapeur est de 30 à 40 ans. Dans le cas d'une exploitation correcte, même après cette durée, certains éléments de la centrale peuvent être dans un état de fonctionnement excellent. [1]

En conséquence, un nombre significatif de centrales électriques à cycle conventionnel de la vapeur (mises en service dans les années 1970 à 1980) sont actuellement dans un état technique qui leur permet de fonctionner dans des conditions acceptables pendant encore 15 à 20 ans. Pourtant, ces centrales ne peuvent pas répondre aux exigences actuelles en termes d'efficacité et d'impact sur l'environnement. Leur réhabilitation s'impose. Pour cela, l'utilisation des turbines à gaz s'est montrée l'une des solutions les plus attractives. Mais le choix de la technique la plus adaptée dépend de plusieurs facteurs [1] :

- l'état technique et la durée de vie des principaux équipements : la chaudière à vapeur, la turbine à vapeur, etc. ;

- la possibilité technique de coupler les installations existantes à une turbine à gaz.

En effet, il n'existe pas de modèle unique pour la réhabilitation. Les conditions topologiques réelles de chaque installation et les particularités constructives vont décider du mode opératoire.

Il convient de préciser que, bien souvent, réhabiliter une centrale conventionnelle à vapeur existante au moyen d'une turbine à gaz est plus intéressant que construire une nouvelle centrale :

- la licence pour la production de l'énergie électrique est acquise.

- l'infrastructure (voies d'accès, lignes d'évacuation de la puissance électrique, eau de refroidissement, etc.) existe déjà ;

- une partie des équipements et des utilités présents sur le site peut être réutilisée.

I.3. Moteurs à combustion externe (Chaudière plus turbine à vapeur) :

I.3.1. Introduction :

De manière simplifiée, ils comprennent une ou plusieurs chaudières brûlant un combustible quelconque et produisant de la vapeur haute pression (HP). La vapeur est envoyée dans une turbine où sa détente est transformée en énergie mécanique. Celle-ci est recueillie sur l'arbre de la turbine qui entraîne un alternateur. [2]

La vapeur qui sort à basse pression (BP) ou au niveau d'un soutirage moyenne pression (NP) est utilisée pour les besoins de chauffages industriels ou de locaux soit directement, soit après passage dans un échangeur. Celui-ci réchauffe un fluide caloporteur : en général de l'eau chaude ou surchauffée. [2]

L'eau condensée est renvoyée en chaudière pour recommencer un cycle.

L'installation comprend de très nombreux auxiliaires : traitement des eaux, service alimentaire, etc., qui conduisent à un ensemble complexe et délicat à conduire.

L'avantage essentiel de ce principe est de pouvoir utiliser n'importe quel combustible ou source de chaleur à un potentiel suffisant élevé. C'est le seul système capable de s'adapter :

- au charbon, utilisé pour les grandes puissances vu son faible prix ;
- aux ordures ménagères et aux déchets divers brûlés en usines d'incinération ;
- aux chaleurs diverses récupérables sur des processus industriels.

1.3.2. Cycles des installations motrices à vapeur :

1.3.2.1. Schéma de base d'une installation motrice à vapeur:

Les installations motrices à vapeur sont des moteurs à apport externe de chaleur qui fonctionnent de manière cyclique, le fluide échangeant de la chaleur avec une source froide, en général le milieu ambiant (air ou eau), et une source chaude constituée par des fumées issues d'une combustion ou un fluide chauffé par une réaction nucléaire. Ce sont des machines à flux continu dont le fluide, très généralement de l'eau qui est un fluide idéal car bien adapté sur le plan thermodynamique et intéressant sur le plan économique, subit une évolution thermodynamique cyclique en traversant un minimum de quatre composants figure (I-1) :

- un **générateur de vapeur** dans lequel, le fluide (eau) est vaporisé en recevant de la chaleur. Il passe de l'état (4 – 1). La vapeur est dirigée vers une turbine ;
- une **turbine** dans laquelle la vapeur se détend, de la haute pression à la basse pression (1-2), en fournissant le travail moteur sur l'arbre qui entraîne, dans la plupart des cas, un alternateur. Après détente, la vapeur rejoint un condenseur ;
- un **condenseur** où elle se condense (2-3), par échange thermique avec un fluide froid, de l'eau en provenance d'un fleuve, d'une rivière ou d'un aéroréfrigérant (cas de la figure (I-1)). Elle atteint ensuite une pompe ;
- une **pompe** chargée de remettre l'eau sous forte pression (3-4). Ce composant consomme de la puissance pour communiquer le fluide. L'eau sous pression rejoint le ballon où elle se mélange avec le fluide diphasique issu du générateur de vapeur. [3]

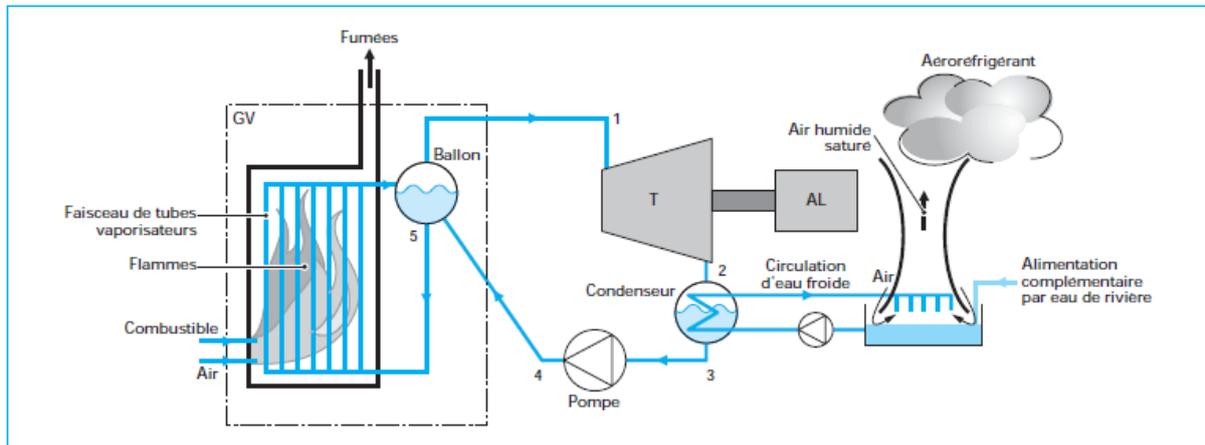


Figure (I-1) – Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur [3].

I.3.2.2. Cycle de Carnot :

Dans l'étude des générateurs thermodynamiques, on a pu mettre en évidence l'avantage des machines frigorifiques ou des pompes à chaleur à vapeur par rapport aux machines à gaz du fait de la possibilité, dans ces machines, de réaliser des échanges thermiques avec les sources chaude et froide à la fois isobares et isothermes. Or, l'isothermicité des échanges avec les sources est une condition nécessaire au fonctionnement d'une machine de Carnot dont l'efficacité est maximale. La figure (I-2) met en évidence un tel cycle dans le domaine diphasique du fluide thermodynamique qui, dans la quasi-totalité des applications, est de l'eau. [3]

Le cycle de Carnot est composé de deux isothermes 4-1 et 2-3 qui correspondent respectivement aux échanges thermiques avec les sources chaude (**générateur de vapeur**) et froide (condenseur) et deux isentropes, l'une pour la compression adiabatique réversible dans la pompe 3-4, l'autre pour la détente adiabatique réversible dans la turbine 1-2. Le rendement d'une machine fonctionnant selon ce cycle est le rendement de Carnot donné par :

$$\eta_{carnot} = \frac{T_c - T_f}{T_c} \quad (I-1)$$

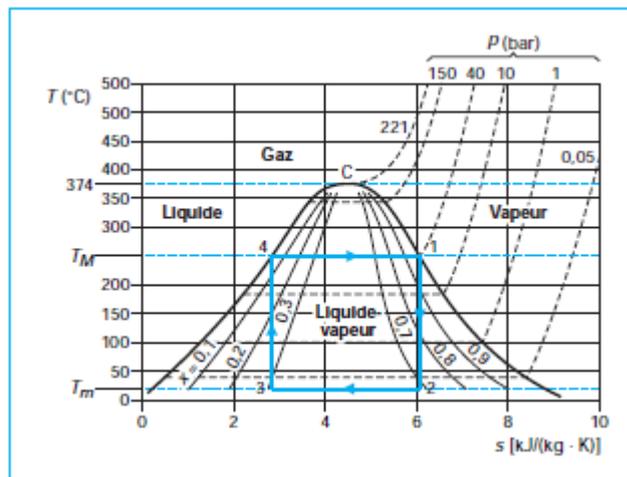


Figure (I-2) – Diagramme entropique de l'eau et cycle de Carnot dans le domaine diphasique liquide-vapeur [3].

I.3.2.3. Cycle de Rankine. Cycle de Hirn :

Si, au niveau des échangeurs de chaleur, la réalisation des évolutions correspondantes du cycle de Carnot ne pose pas de problème technique, il n'en va pas de même pour les deux autres transformations. En particulier, il n'est pas envisageable de pratiquer une compression sur un fluide diphasique, c'est-à-dire sur un mélange liquide-vapeur, dans une pompe. Sur la figure (I-2), on note que le début du pompage se ferait sur un fluide contenant 30 % de vapeur et 70 % de liquide. Pour éviter cette situation, on est conduit à prolonger la condensation 2-3 (figure (I-3)) jusqu'à obtenir le liquide seul. Le pompage a lieu alors dans la zone du liquide sous-refroidi selon l'évolution 3-4 et le liquide est envoyé dans le ballon (figure (I-1)). Il y est chauffé par condensation partielle de la vapeur jusqu'à atteindre son état d'équilibre 5 avec la vapeur. Le cycle ainsi obtenu est le **cycle de Rankine**, utilisé couramment dans les petites installations, de l'ordre de quelques centaines de kilowatts à quelques mégawatts et pour des pressions maximales inférieures à 50 bar environ. La comparaison des aires de ce cycle et de celle du cycle de Carnot associé (mêmes températures extrêmes) met en évidence la perte de rendement du cycle de Rankine par rapport à celui du cycle de Carnot (équation (1)). Dans un fonctionnement selon un cycle de Rankine, la détente du fluide a lieu dans la zone diphasique : la vapeur est saturante sèche en 1 ; elle est nettement humide, c'est-à-dire chargée de gouttelettes d'eau de taille plus ou moins importante, en fin de détente, en 2 (titre en vapeur inférieur à 70 % dans l'exemple de la figure (I-3)). Une telle situation est dommageable pour le fonctionnement de la turbine, notamment à cause du glissement des deux phases l'une par rapport à l'autre, ce qui, en général et du fait d'une mauvaise orientation de la vitesse des gouttes, entraîne des impacts

relativement forts de ces gouttelettes sur les aubages de la turbine et une érosion rapide. Afin d'éviter cette situation, on pratique une surchauffe (6-1) de la vapeur à la sortie du ballon, dans le générateur de vapeur, avant qu'elle ne pénètre dans la turbine (figure (I- 4)). Il faut que la surchauffe soit suffisante pour que la majeure partie de la détente ait lieu dans la zone de vapeur surchauffée. En pratique, cette surchauffe est limitée par le niveau maximal de température admissible dans l'installation (en pratique de l'ordre de 500 à 600 °C dans les installations classiques, ce qui permet d'utiliser des matériaux peu onéreux). Ce fonctionnement, utilisé dans les installations motrices à vapeur de puissance moyenne (entre 5 et 20 mégawatts environ), correspond au **cycle de Hirn** (figure (I-5)). En procédant comme précédemment avec le cycle de Rankine, on constate que le cycle de Hirn a un rendement nettement plus faible que celui d'un moteur de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes. L'écart est d'ailleurs plus important que dans le cas d'un cycle de Rankine. [3]

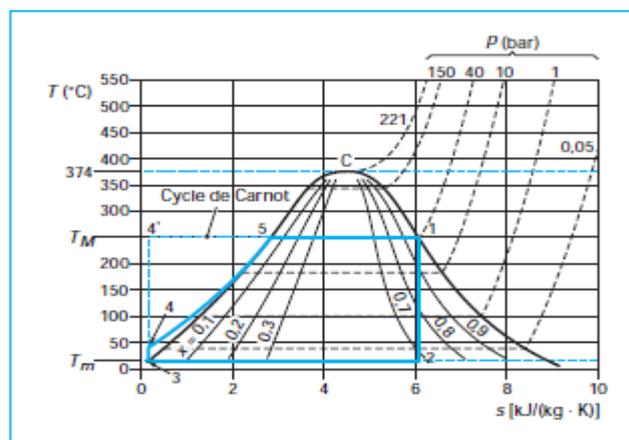


Figure (I-3) – Cycle de Rankine d'une installation motrice à vapeur et cycle de Carnot associé pour l'eau [3].

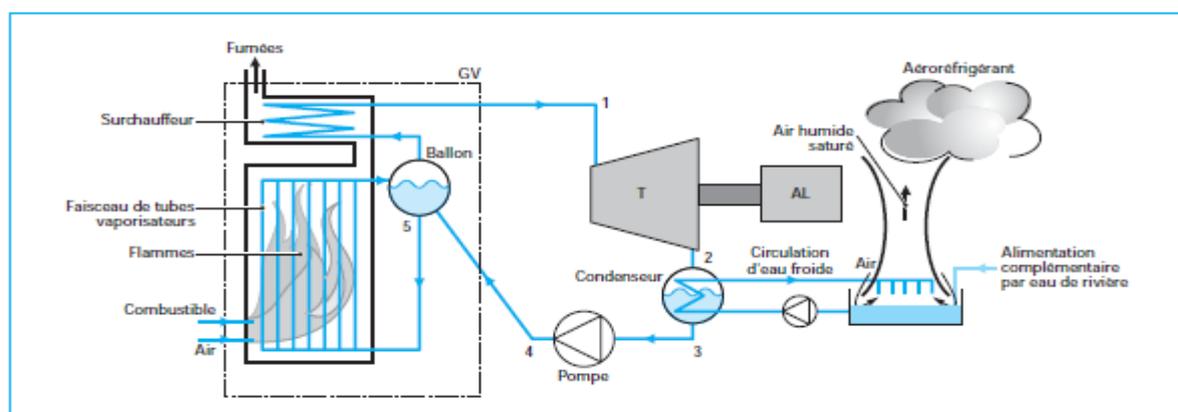


Figure (I-4) – Schéma d'une installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn, avec surchauffe [3].

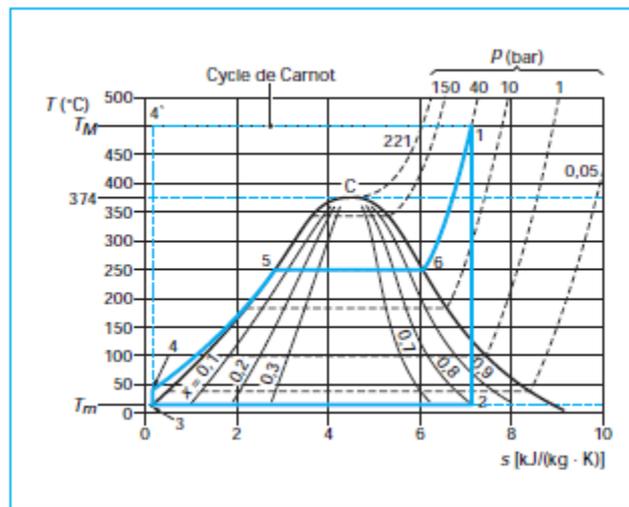


Figure (I-5) – Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau [3].

I.3.2.4. Cycle de Hirn à resurchauffe :

Dans les grosses installations (plusieurs dizaines ou centaines de mégawatts), on cherche à travailler à la température maximale (de l'ordre de 500, voire 550 °) et à une pression maximale de l'ordre de la pression optimale (160 bar à l'amont de la turbine pour beaucoup d'installations motrices à vapeur de centrales électrogènes). [3]

Pour ces conditions la détente réversible jusqu'à la température ambiante (du condenseur) conduirait à obtenir de la vapeur humide contenant près de 30 % de liquide (figure (I-6) – en bleu), ce qui n'est pas acceptable. La détente est alors faite en deux temps (figure (I-6) – en noir – et figure (I-7)) :

- une première détente 1-2 est réalisée dans le domaine de la vapeur surchauffée;
- la deuxième partie de la détente 3-4 a lieu après une nouvelle surchauffe 2-3 de la vapeur.

La deuxième surchauffe est faite, en général, jusqu'à la même température que celle de fin de surchauffe. On dit alors que l'on a affaire à un **cycle de Hirn à resurchauffe** et on peut voir qu'une très grande portion de la détente totale a lieu dans le domaine de la vapeur sèche (ou surchauffée), ce qui est favorable au fonctionnement de la turbine. [3]

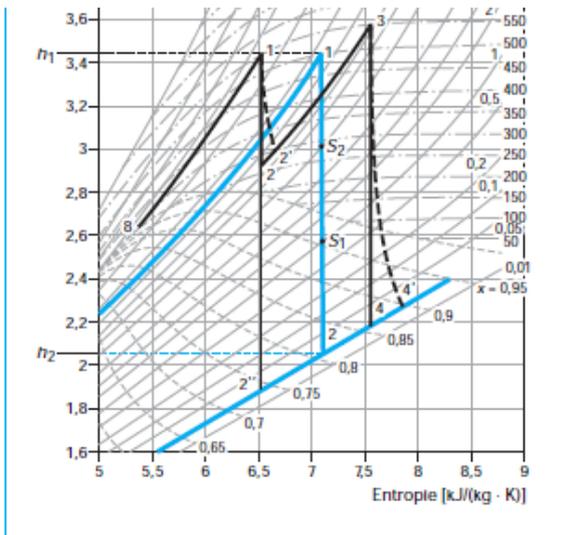


Figure (I-6) – Représentation d’une portion des cycles de Hirn (bleu) et de Hirn avec resurchauffe (noir) dans le diagramme de Mollier de l’eau [3].

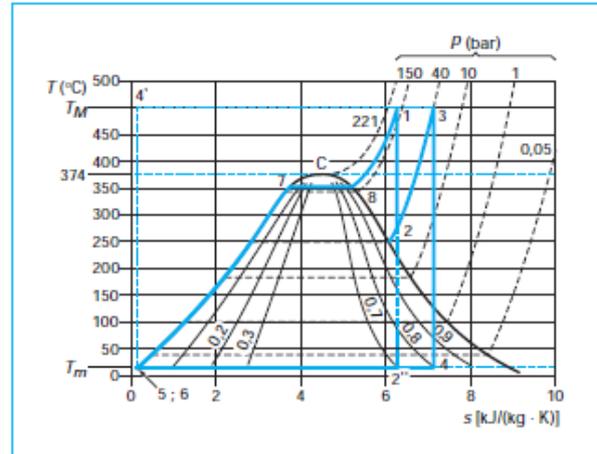


Figure (I-7) – Cycle de Hirn à resurchauffe [3].

La figure (I- 8) donne un schéma d’une installation fonctionnant selon un tel cycle.

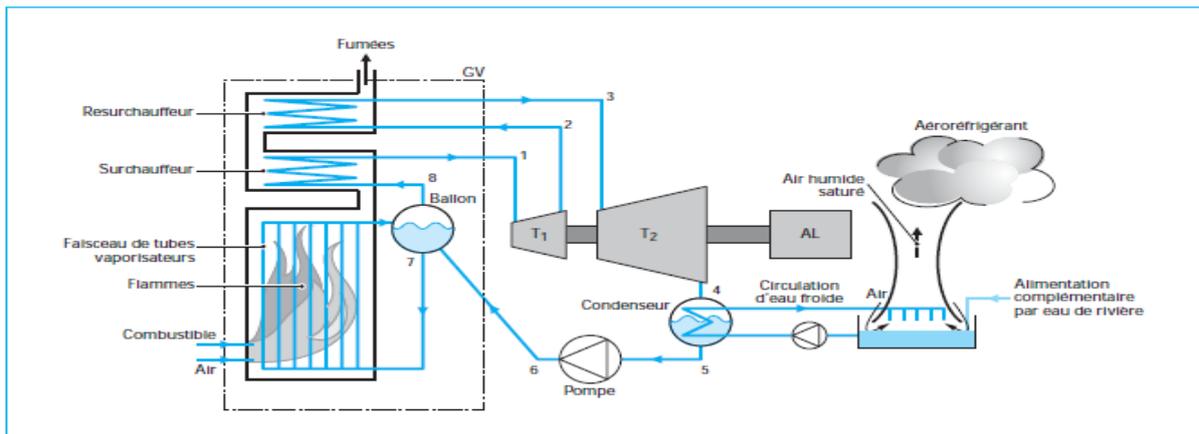


Figure (I-8) – Schéma d’une installation motrice à vapeur à cycle de Hirn à resurchauffe [3].

1.3.2.5. Cycles à soutirages de vapeur :

Le rendement d’un cycle pouvait être amélioré en utilisant la chaleur contenue dans le fluide au cours de son refroidissement ou de sa détente pour réchauffer le fluide lors d’une autre étape de son évolution.

Sans remettre en cause les cycles de Hirn, il est possible de les modifier pour mettre en œuvre, au moins partiellement, ce principe et donc améliorer le rendement des installations motrices à vapeur. C’est la pratique des soutirages de vapeur réalisés sur la ligne de détente du fluide dans la turbine pour préchauffer l’eau liquide avant son entrée dans le générateur de vapeur. La figure (I-9) représente un tel cycle de Hirn avec des soutirages en S_1 , S_2 , S_3 et

S_4 . Les soutirages S_4 et S_3 correspondent à de la vapeur surchauffée alors que les deux autres soutirages ont lieu avec de la vapeur humide. La figure (I-10) schématise une installation répondant à cette situation. [3]

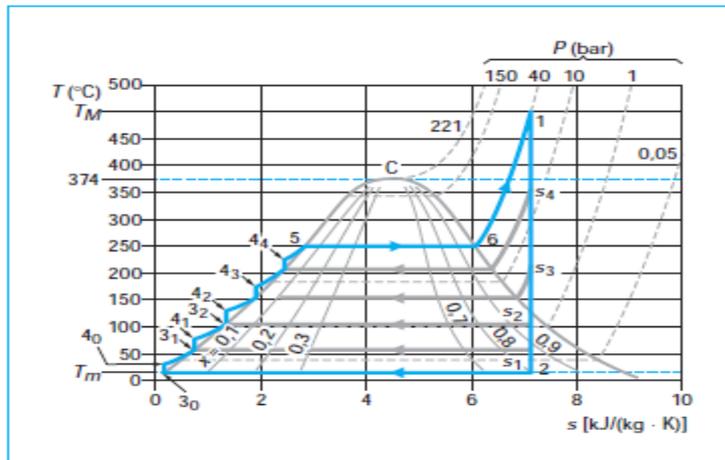


Figure (I-9) – Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur [3].

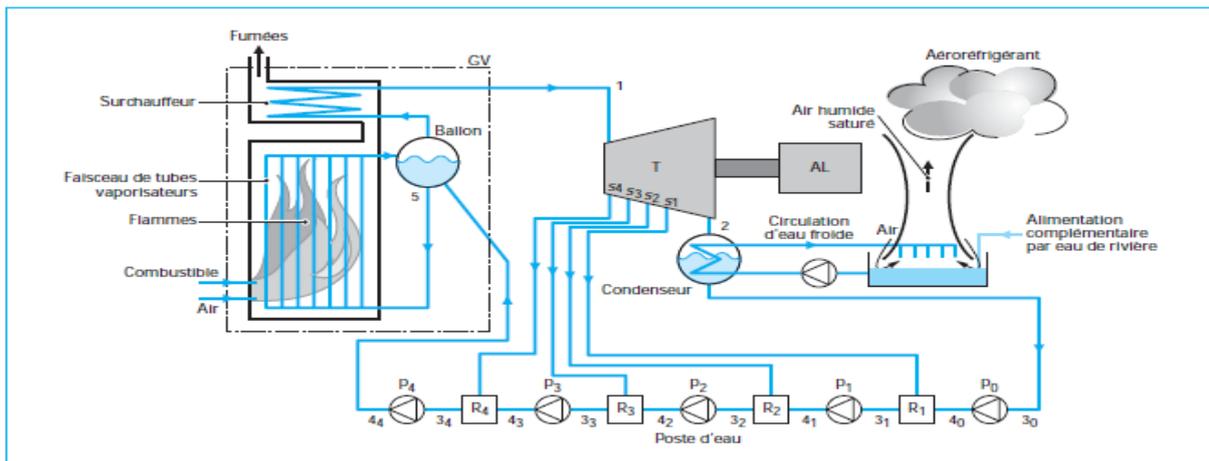


Figure (I-10) – IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur [3].

I.3.2.6. Cycles supercritiques :

Pour améliorer le rendement des centrales électrogènes, on tend à utiliser des cycles supercritiques, c'est-à-dire des cycles dans lesquels le réchauffage de l'eau a lieu à une pression supérieure à la pression critique, soit supérieure à 221 bar. Il n'y a plus alors de palier de changement de phase liquide/vapeur, mais une évolution progressive du liquide vers le gaz, comme on peut le voir sur la figure (I-11). [3]

Dans ces installations, la chaudière est très différente puisqu'il n'y a plus de vaporisation. Le générateur de vapeur est remplacé par des échangeurs gaz chauds (source chaude) – eau liquide et gaz chauds – eau sous forme gazeuse. Les températures maximales tendent actuellement vers 650 °C et les pressions avoisinent 300 bar. De tels cycles, d'applications

encore peu nombreuses, peuvent avoir trois surchauffes avec deux réchauffages intermédiaires (figure (I-11)). L'augmentation des températures et pression maximales ainsi que la pratique de trois surchauffes améliorent sensiblement le rendement d'un tel cycle par rapport à celui de Hirn à resurchauffe. On note d'ailleurs sur la figure (I-11) que les détentes réelles de ce cycle se font entièrement en phase gazeuse ou vapeur. [3]

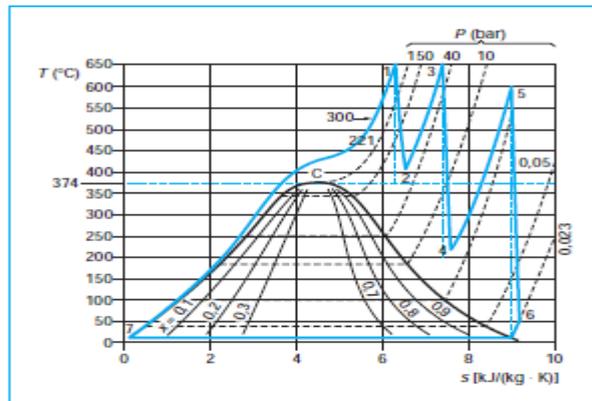


Figure (I-11) – Installation motrice à vapeur à cycle supercritique à deux resurchauffes [3].

Bien évidemment, les cycles supercritiques peuvent bénéficier de soutirages afin, comme pour le cycle de Hirn à resurchauffe, d'améliorer encore leur rendement.

I.4. Turbines à gaz (Turbines à combustion):

I.4.1. Introduction :

Les turbines à combustion sont aussi appelées fréquemment **turbines à compression** ou **turbines à gaz** (l'appellation gaz ne vient pas du combustible mais du fluide circulant dans la turbine). Elles se composent principalement de 3 parties : le compresseur, la chambre de combustion, la turbine. [2]

Le compresseur aspire un fort débit d'air extérieur et le refoule sous pression (6 à 20 bar) dans la chambre de combustion. Le combustible, du gaz naturel ou du fuel, injecté dans cette chambre, brûle dans l'air et forme des fumées à très haute température (650 à 1 000 °C et parfois plus). Les fumées sous pression se détendent ensuite dans une turbine à plusieurs roues ; les premières entraînent le compresseur amont, les autres un arbre sur lequel est monté l'alternateur. Les gaz d'échappement (appelés **exhaures**) sortent encore très chauds (450 à 550 °C) et propres. [2]

I.4.2. Cycle de turbine à gaz :

I.4.2.1. Cycle de base (Cycle de Joule) :

Le fonctionnement des turbines à combustion est représenté par le cycle thermodynamique de Joule.

L'air ambiant constitue le fluide qui va subir les transformations thermodynamiques. Il est aspiré puis comprimé dans un compresseur [(étape 1-2) figure (I-12)]. Les machines actuelles permettent d'atteindre des taux de compression de l'ordre de 20. En première approche, cette compression est assimilée à une transformation isentropique (adiabatique réversible). Puis, le combustible est injecté avec l'air comprimé dans les chambres de combustion. La combustion (isobare) permet au mélange d'atteindre une température de l'ordre de 1 300 °C [(étape 2-3) figure (I-12)]. Le mélange chaud ou gaz de combustion est ensuite détendu dans une turbine [(étape 3-4) figure (I-12)], suivant une transformation isentropique. Pour une machine fonctionnant en cycle ouvert, le refroidissement des fumées [(étape 4-1) figure (I-12)] n'existe pas. Elles sont rejetées en 4 et l'air frais est admis en 1. Le cycle théorique est représenté sur le diagramme $T-S$ (figure (I-12)). [4]

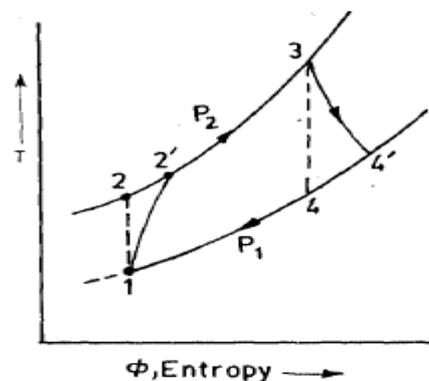


Figure (I-12) – Cycle de Joule (idéal et réel) sur un diagramme (T, S) [5].

1.4.2.2. Cycle de Joule avec récupérateur (régénération) :

Ce cycle est également appelé cycle de Brayton. Un échangeur régénérateur récupère une partie de l'énergie thermique contenue dans les fumées afin de réchauffer l'air avant son admission dans la chambre de combustion (figure (I-13)). Cette disposition permet d'augmenter le rendement du cycle qui est ici du type « semi-ouvert ». La puissance produite par la turbine à combustion est inchangée. [5]

L'allure du cycle de Brayton diffère peu du cycle de Joule.

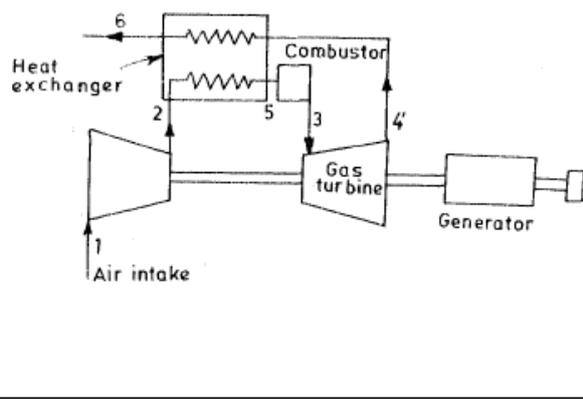


Figure (I-13) – Schéma d'un cycle de Brayton [5].

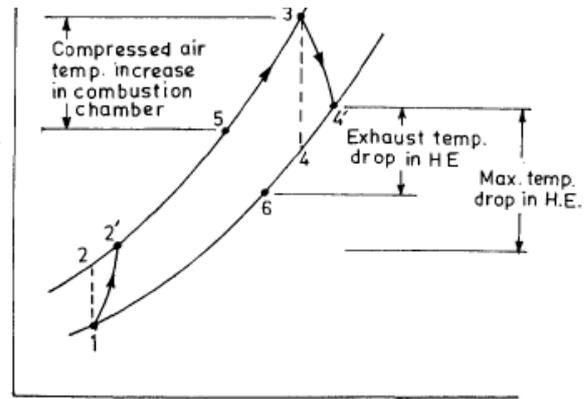


Figure (I-14) – Cycle de Brayton sur un diagramme T, S [5].

1.4.2.3. Cycle de Joule avec « intercooler » :

La figure (I.15) présente le principe de fonctionnement du cycle de Joule avec «intercooler » (réfrigérant intermédiaire).

Dans le cycle de Joule avec « intercooler », la phase de compression est fractionnée en deux. À l'issue de la première compression [(étape 1-2) figure (I-16)], l'air comprimé est refroidi [(étape 2-1') figure (I-16)] dans un échangeur avant d'être réadmis dans les étages suivants du compresseur [(étape 1'-2') figure (I-16)] avant son introduction dans la chambre de combustion. [4]

L'intérêt de ce cycle réside dans un accroissement de la puissance produite par la turbine à combustion, alors que le rendement diminue légèrement. Par contre, une telle installation nécessite la présence d'une source froide. [4]

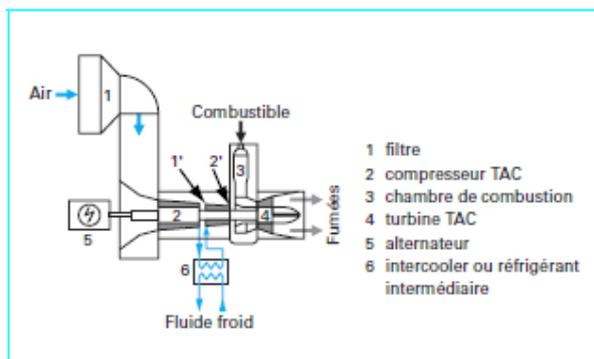


Figure (I-15) – Principe de fonctionnement du cycle de Joule avec « intercooler » [4].

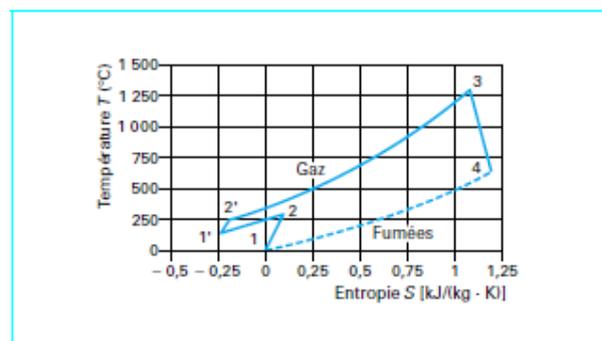


Figure (I-16) – Cycle de Joule avec «intercooler» [4].

1.4.2.4. Cycle de Joule avec détente fractionnée :

Ce cycle fonctionne en fractionnant la détente des gaz dans la turbine à combustion. Ce type d'installation nécessite deux systèmes de combustion placés en série à des pressions différentes. La turbine à combustion est découpée en deux sous-ensembles de détente des gaz (figure (I-17)). [4]

La représentation de ce cycle sur un diagramme $T-S$ montre une première détente [(étape 3-4) figure (I-18)] suivie d'une deuxième combustion [(étape 4-5) figure (I-18)] et d'une deuxième détente des gaz [(étape 5-6) figure (I-18)]. [4]

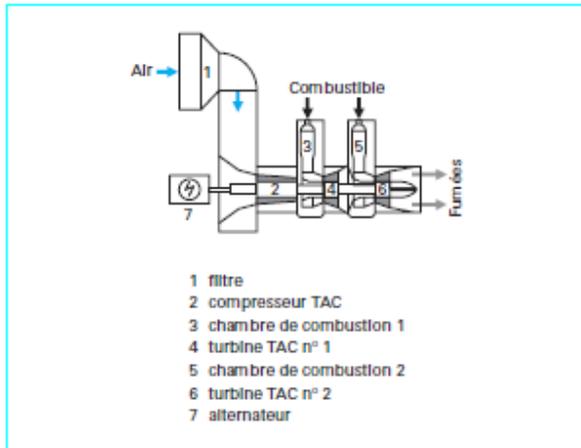


Figure (I-17) – Principe de fonctionnement du cycle de Joule avec détente fractionnée [4]

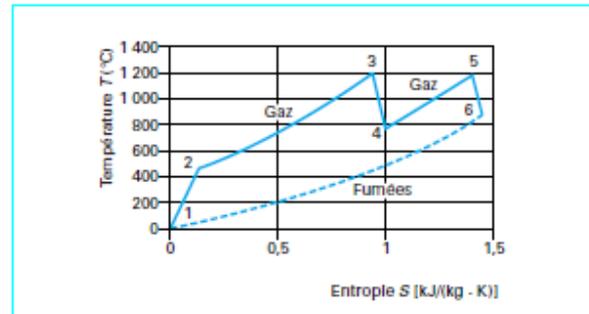


Figure (I-18) Cycle de Joule avec détente fractionnée

Une turbine à combustion qui fonctionne suivant ce procédé voit sa puissance produite augmenter, tandis que l'accroissement du rendement dépend de la répartition de la détente des gaz chauds entre les deux parties de la turbine. [4]

I.5. Cycles combinés gaz – vapeur

I.5.1. Introduction :

L'utilisation de la turbine à gaz pour la réhabilitation des centrales à cycle de vapeur se limite au développement de certains cycles combinés gaz - vapeur.

La figure (I-19) présente les intervalles de température entre lesquels a lieu l'extraction du travail pour l'installation d'une turbine à vapeur, d'une turbine à gaz et d'un cycle combiné gaz - vapeur. Dans le cas du cycle de la vapeur, l'extraction du travail a lieu dans le domaine des températures relativement basses. Bien que, à la source chaude du cycle thermique, la température obtenue suite à la combustion du combustible puisse atteindre 1 800 à 2 000 °C, la température de la vapeur ne dépasse usuellement pas 540 à 570 °C. [1]

Dans le cas du cycle du gaz, l'extraction du travail peut même commencer à la température de combustion du mélange combustible. En revanche, l'évacuation de la chaleur à la source froide se fait à une température bien supérieure à la température ambiante menant à de considérables pertes d'énergie. [1]

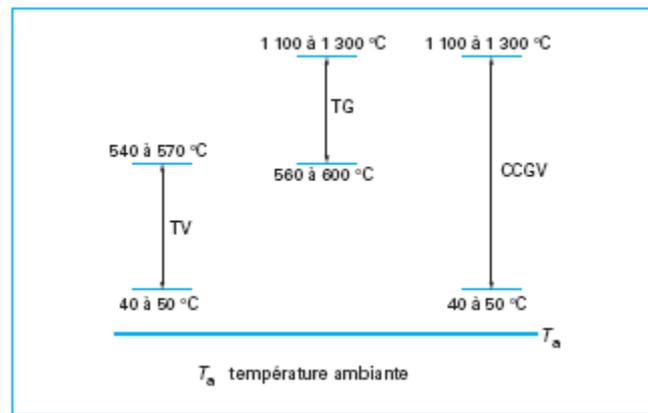


Figure (I-19) –Intervalles de température de l'extraction du travail [1].

I.5.2. Schéma d'installations à cycles combinés :

Dans une installation à cycles combinés, le fluide de l'installation motrice à vapeur est chauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le schéma de principe de l'installation est donné sur la figure (I-20). L'échange thermique entre les gaz de la turbine à gaz et l'eau de la turbine à vapeur a lieu dans un échangeur de chaleur appelé **chaudière de récupération** qui joue le rôle d'un générateur de vapeur d'une installation motrice à vapeur classique. [3]

Afin de limiter les températures atteintes en fin de combustion dans les turbines à gaz, on réalise la combustion avec un excès d'air. Les gaz d'échappement contiennent alors encore suffisamment d'oxygène pour réaliser, grâce à un apport supplémentaire de carburant, une nouvelle combustion, dite **post-combustion**, qui augmente la température des gaz et améliore le rendement de l'ensemble à l'image de ce qui se passe dans une turbine à gaz lorsque on effectue une détente réchauffée. En particulier, la post-combustion est intéressante lorsque la turbine à gaz dispose d'un récupérateur de chaleur. Le schéma d'une telle installation est représenté sur la figure (I-21). [3]

I.5.3. Analyse du couplage

Le couplage des deux cycles a lieu au niveau de la chaudière de récupération, c'est-à-dire lors de l'échange thermique isobare (aux pertes de charge près) entre le gaz issu de la turbine à gaz et l'eau de la turbine à vapeur. [3]

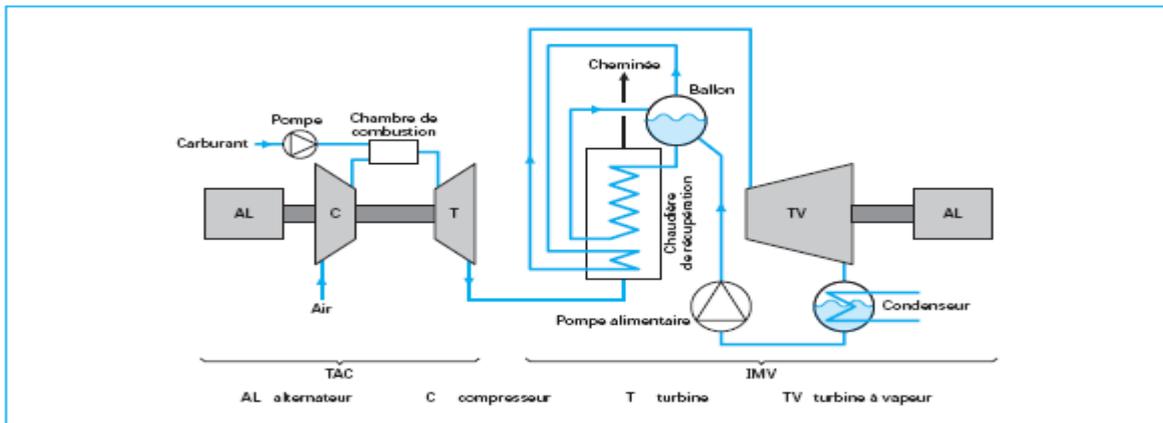


Figure (I-20) –Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur [3]

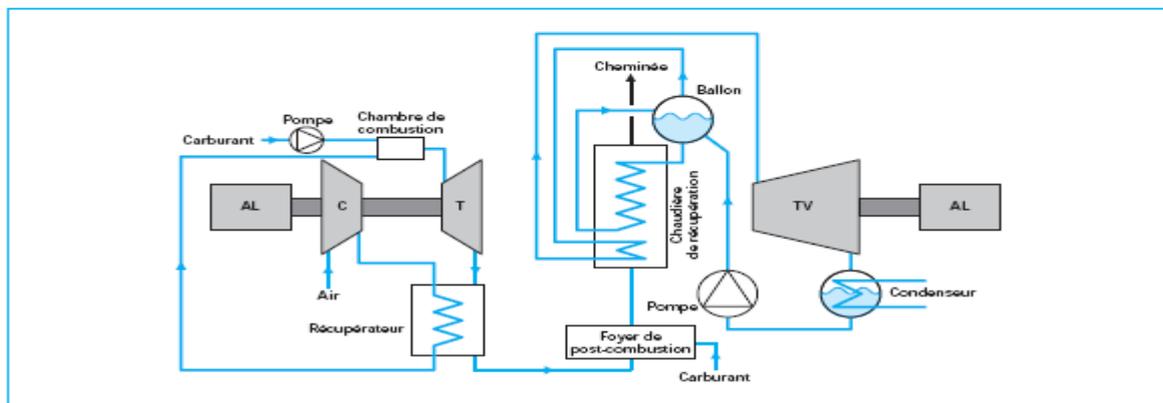


Figure (I-21) –Schéma d'une installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur sur le cycle à gaz et post-combustion [3].

Pour analyser ce couplage, on utilise un diagramme température/ puissance thermique échangée (T, Q).

1.5.4. Cycles à un seul niveau de pression :

Dans cette partie, on analyse le couplage d'un cycle de Joule avec un cycle de Hirn. Pour un échange sans pertes dans la chaudière de récupération, la puissance cédée par le gaz doit être égale à la puissance récupérée par l'eau. La figure (I-22) donne une représentation de chacun de ces échanges thermiques. [3]

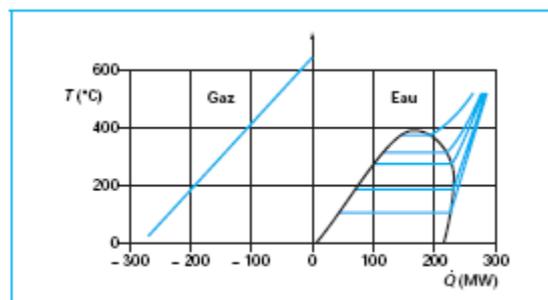
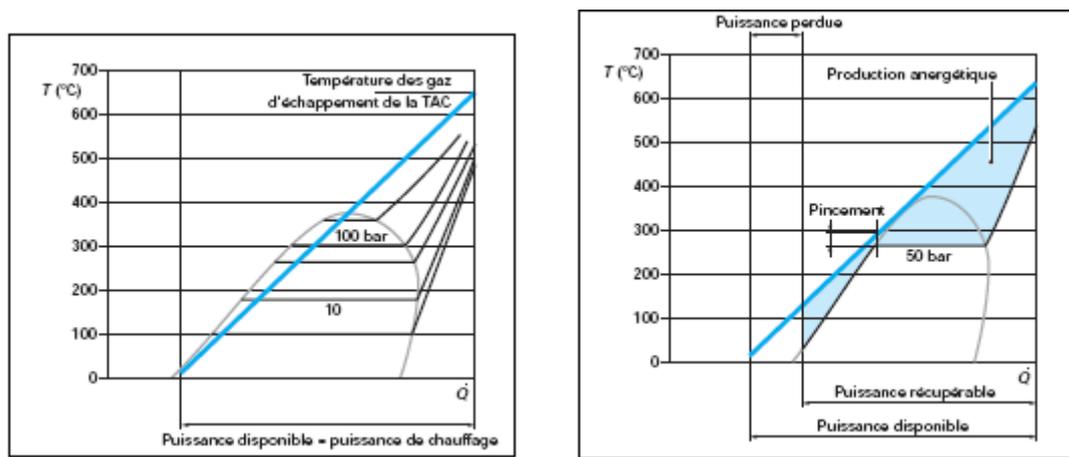


Figure (I-22) –Puissances échangées dans la chaudière de récupération en fonction de la température [3].



a- récupération impossible

b- récupération partielle possible

Figure (I-23) – Combinaison des cycles – Application de la méthode du pincement [3]

Afin de vérifier que la température du gaz reste toujours supérieure à celle de l'eau, le graphique est modifié. On superpose par translation les parties négatives et positives de l'axe des abscisses de manière à faire apparaître le pincement, c'est-à-dire l'écart minimal de température existant entre les deux fluides (figure (I-23)). C'est la **méthode du pincement** qui permet également de mettre en évidence les irréversibilités de l'échange thermique. En effet, la surface située entre les courbes d'évolution de chacun des fluides est une bonne approximation de la mesure de la production énergétique de l'échangeur. [3]

La figure (I-23 a) met en évidence un cas pour lequel la récupération de la totalité de la puissance disponible sur les gaz d'échappement de la turbine est impossible. En effet, ce cas, qui correspond à un débit d'eau pour obtenir une puissance équivalente à celle du gaz à l'échappement de la turbine à gaz, est tel que dans une grande partie du diagramme, la température du gaz est inférieure à celle de l'eau. Il faut alors réduire le débit de l'installation motrice à vapeur et donc la puissance récupérée. Comme on peut le voir sur la figure (I-23b), le couplage d'une turbine à gaz avec une installation motrice à vapeur à cycle de Hirn conduit à des pertes exégétiques, représentées par les surfaces en bleu sur la figure, relativement importantes. On peut minimiser ces pertes et donc augmenter le rendement en agissant sur la pression maximale du cycle. [3]

Sur la figure (I-24), on peut noter que si le cycle de Hirn à 200 bar ne peut récupérer autant de chaleur que le cycle à 50 bar et qu'il augmente légèrement les irréversibilités de transfert le long de la courbe de saturation, il diminue très nettement ces irréversibilités dans la zone diphasique ainsi que dans la zone de la vapeur surchauffée. Au total, le rendement de l'installation sera amélioré.

Deux autres remarques peuvent être faites :

- en sortie de chaudière de récupération, la température des gaz d'échappement de la turbine a gaz doit rester supérieure à 70 °C, voire 80 °C de manière à éviter toute condensation acide éventuelle dans la cheminée ;
- considérant les puissances généralement mises en œuvre dans les installations motrices à vapeur, on couple souvent plusieurs turbines à gaz avec une seule turbine à vapeur.

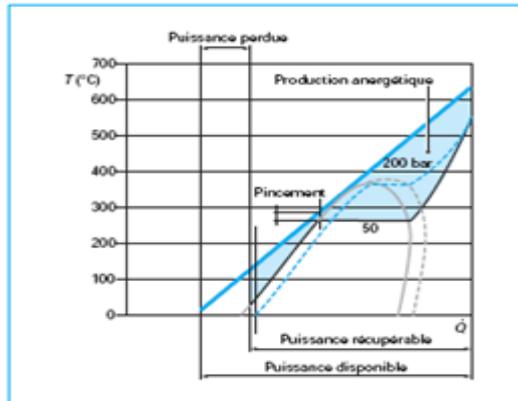


Figure (I-24) –Influence du choix de la pression de Hirn en parallèle exergetique [3]

I.5.5. Cycles à plusieurs niveaux de pression :

Le couplage avec plusieurs cycles de Hirn à des pressions différentes permet encore de minimiser les irréversibilités des échanges, donc d'améliorer le rendement global de l'installation.

La figure (I-26) donne un exemple d'un tel couplage en diagramme (T, Q) alors que sur la figure (I-25) est représenté le schéma de l'installation.

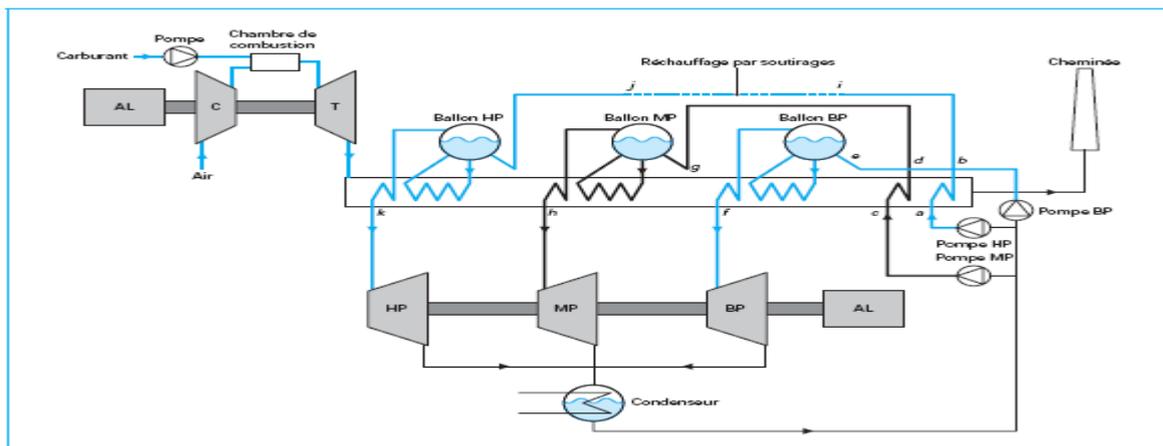


Figure (I-25) –Schéma d'une installation à cycles combinés et trois niveaux de pression alimentés en parallèle [3]

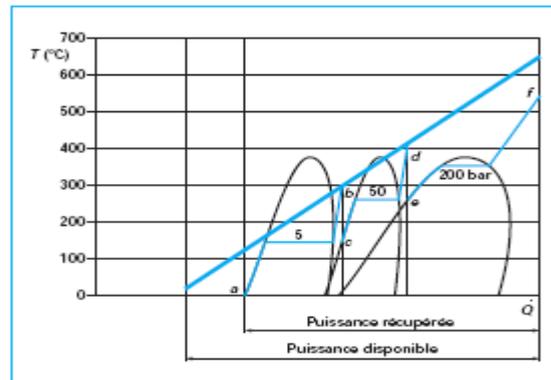


Figure (I-26) –Cycles combinés à trois cycles de Hirn en série [3]

I.6. Les chaudières de récupérations :

I.6.1. Introduction :

Les chaudières de récupération ont des caractéristiques très variées, dictées par les processus industriels auxquelles elles sont associées. Elles produisent soit de la vapeur de chauffe, utilisée en d'autres points de l'installation qui nécessitent un apport de chaleur, 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. [13]

Nous étudierons plus particulièrement les chaudières de récupération dans un cycle combiné couramment appelé cycle (turbine gaz/vapeur), illustré à la figure (I-27). La chaleur contenue dans l'échappement de la turbine à gaz (560°C-640°C) est utilisée par un cycle thermodynamique mettant en œuvre une turbine à vapeur.

Ce type de centrale présente un rendement net actuellement proche de 55%. La technologie (turbine gaz/vapeur) constitue un excellent moyen de production de l'électricité et est amenée à jouer un rôle important dans les années futures. [13]

Les chaudières de récupération peuvent être horizontales ou verticales. Nous nous intéresserons plus particulièrement aux chaudières verticales.

I.6.2. 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 (I.27)).

La chaudière à un niveau de pression peut donc être divisée en trois zones :

- L'économiseur : l'eau liquide est réchauffée jusqu'à la température d'approche qui se situe à quelques degrés sous la saturation;

- L'évaporateur : l'eau reprise à la base du ballon est partiellement vaporisée puis renvoyée dans le ballon ;
- Le surchauffeur : la vapeur est soutirée en haut du ballon et est surchauffée jusqu'à la température de consigne. Généralement, la température à la sortie du surchauffeur est régulée par une désurchauffe, ce qui permet un contrôle plus facile en cas de modification des conditions de fonctionnement de la source de fluide chaud (par exemple une turbine à gaz).

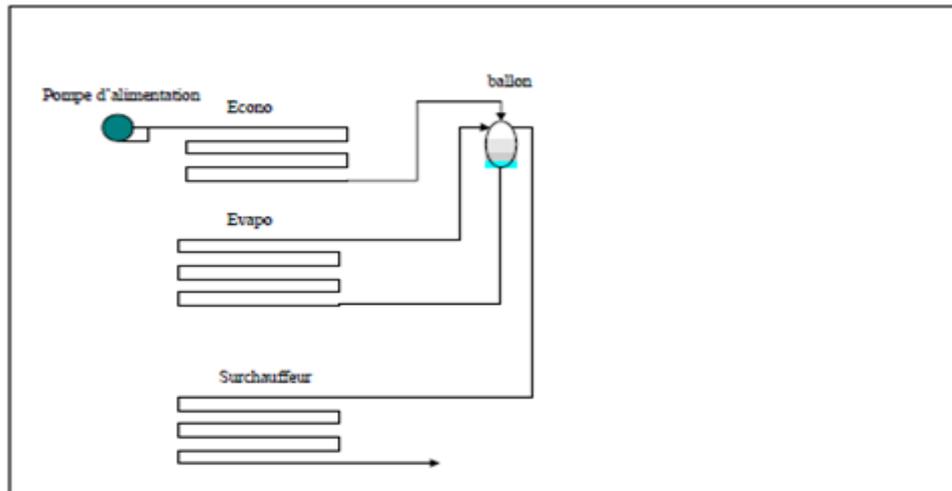


Figure (I.27) : chaudière à circulation naturel [13].

La différence de densité entre les phases vapeur et liquide à saturation décroît quand la pression augmente. C'est pourquoi on ne rencontre pas de chaudière à circulation naturelle à très haute pression (rarement au-delà de 145 bar). [13]

Lorsque la pression de la vapeur augmente, le tirage naturel dans les tubes de l'évaporateur devient insuffisant. Une pompe de circulation est alors introduite dans la boucle de vaporisation. [13]

I.6.3. Les chaudières dans un cycle combiné :

Dans un cycle combiné, les chaudières de récupération doivent être conçues de manière à satisfaire à plusieurs objectifs :

- réduire les irréversibilités de transfert de chaleur,
- accroître l'efficacité du transfert de chaleur,
- minimiser la perte par enthalpie restante des fumées rejetées à la cheminée,
- permettre le réglage de la température de sortie de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine à vapeur,
- pouvoir être rapidement démarrée pour ne pas perturber le cycle combiné,

- présenter une perte de charge limitée côté fumée pour limiter la contre-pression à l'échappement de la turbine à gaz, ce qui en réduirait le rendement.

Afin de rencontrer ces objectifs, certaines méthodes sont systématiquement utilisées:

- déterminer les niveaux de pression et organiser la circulation générale de façon à minimiser la différence de température entre les fumées et l'eau/vapeur à réchauffer.
- adopter pour chaque échangeur la circulation à contre-courant, (il faudrait parler de courant croisé puisque les fumées s'écoulent perpendiculairement aux tubes. On parlera cependant de contre-courant parce que les fumées rencontrent d'abord les tubes issus du collecteur de sortie de l'élément).

Considérons une chaudière de récupération composée d'un économiseur, d'un évaporateur et d'un surchauffeur. Si l'eau et les fumées circulent à contre-courant, la différence minimum de température entre les fumées et l'eau définira le point de pincement du procédé. **[13]**

Deux points de pincement apparaissent dans une chaudière de récupération à simple pression (Figure 5): un point de pincement à la sortie du surchauffeur (F1, E1) et un point de pincement à l'évaporateur (F3, E3). Le point de pincement définit la limite de récupération correspondant à l'énergie maximum récupérable dans les fumées. **[13]**

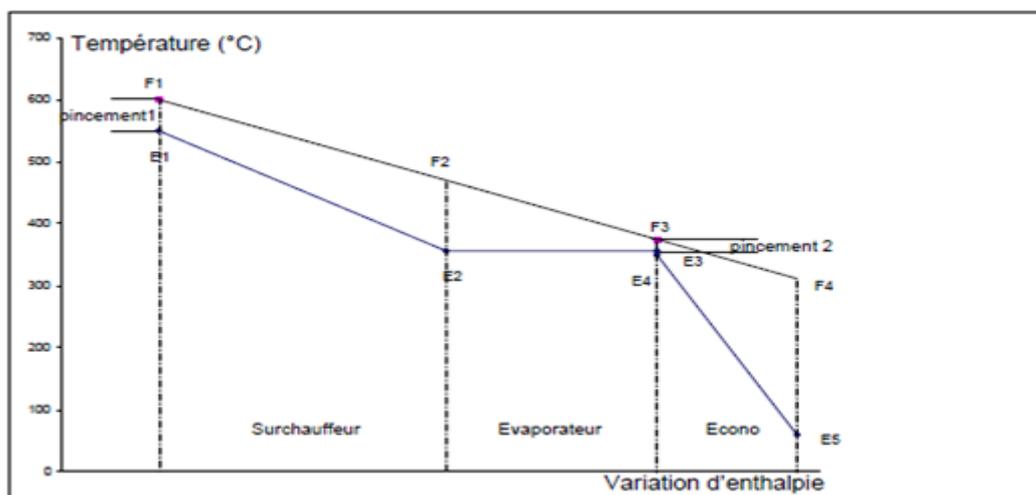


Figure (I.28) : évolution de température dans une chaudière à contre-courant **[13]**.

Par définition, l'échange de chaleur est réversible lorsque les courbes de température se superposent. En pratique, c'est impossible car même en imaginant des surfaces d'échange infinies, il subsisterait un palier pour la vaporisation de l'eau.

I.7. Conclusion :

Les avantages thermodynamiques de la centrale à cycle combiné gaz-vapeur par rapport à son procédé simple et son grand potentiel pour le développement favorisera son utilisation accrue dans l'avenir. Les systèmes employant la chaleur perdue seront seuls debout dans l'avenir, car eux seuls peuvent exploiter pleinement le potentiel à haute température de la turbine à gaz. Pour cette raison, les installations équipées d'un brûleur supplémentaire maximal sera encore perdre de l'importance. [6]

La centrale à cycle combiné sans combustion supplémentaire présente les avantages suivants:

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

II.1. Introduction

Ce chapitre présente le modèle mathématique de la Chaudière de Récupération, le cycle d'une installation à gaz et le cycle vapeur, d'un cycle combiné gaz/vapeur, avec un seul niveau de pression de production de vapeur. Le programme de calcul sous langage Matlab réalise la modélisation du fonctionnement avec un seul niveau de pression. On a utilisé des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau/vapeur.

II.2. Propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau:

Les propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau sont calculées à partir du modèle IAPWS (Wagner W.1998) pour l'eau et PTC4 (ANSI/ASME 1981) pour les fumées.

II.2.1. Modélisations des Propriétés de vapeur :

En 1997, l'association internationale pour les propriétés de l'eau et la vapeur (IAPWS) a adopté des nouvelles formulations pour les propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur pour l'usage industriel. Ces formules proposées consistent en une série d'équations pour cinq régions qui couvrent les plages de validité suivantes :

$$273,15 < T < 1073,15\text{K} \quad 0 < P < 100 \text{ MPa}$$

$$1073,15 < T < 2273,15\text{K} \quad 0 < P < 50 \text{ MPa}$$

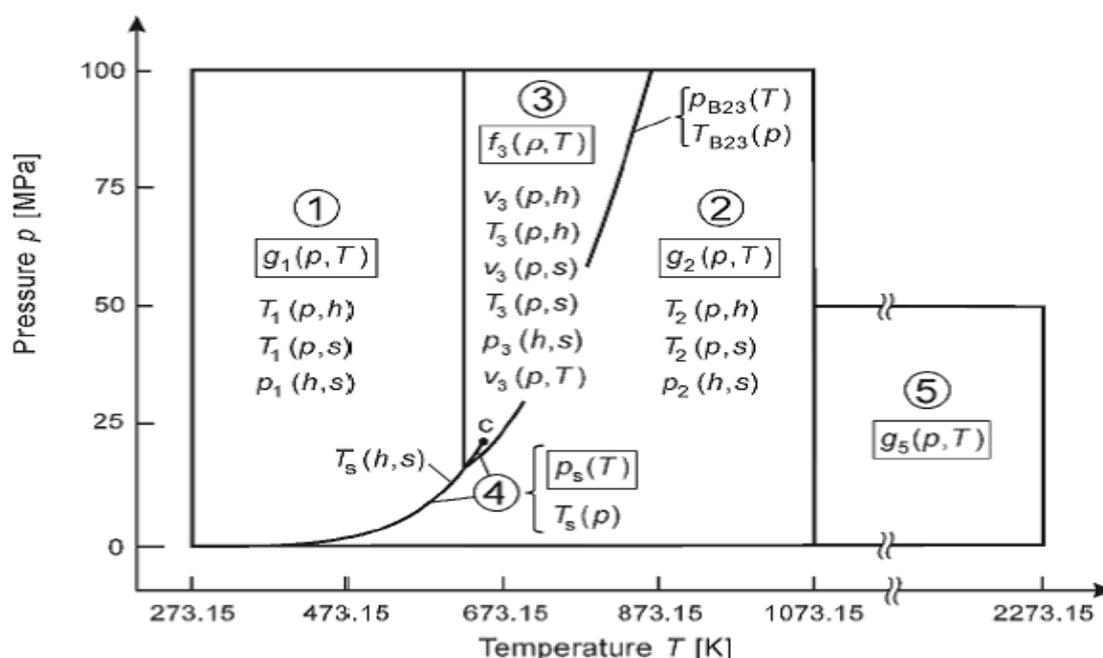


Figure (II.1) : Cinq régions et équations de la formulation industrielle IAPWS-IF97. [10]

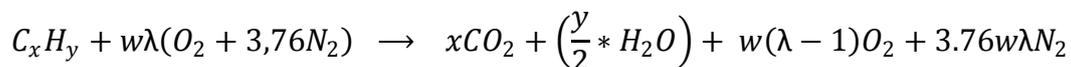
Les différentes équations d'enthalpie, entropie, température de saturation volume massique et autres sont données en annexe A.

Nous avons utilisé ces équations pour la réalisation d'un programme sur Matlab qui nous permet de calculer les propriétés thermodynamiques de l'eau.

L'organigramme de ce programme est représenté en annexe B.

II.2.2. Modélisations des Propriétés de gaz :

L'équation générale de la combustion pour un gaz naturel $C_x H_y$ avec un excès d'air est :



Sachant que le gaz naturel algérien a la composition suivante:

91.2% méthane (CH_4), 7.4% éthane (C_2H_6), 0.8% propane (C_3H_8), 0.6% butane

Après calculs effectués, on a trouvé les résultats suivants :

$$x = 1.108 ; y = 4.216 ; w = 2.162.$$

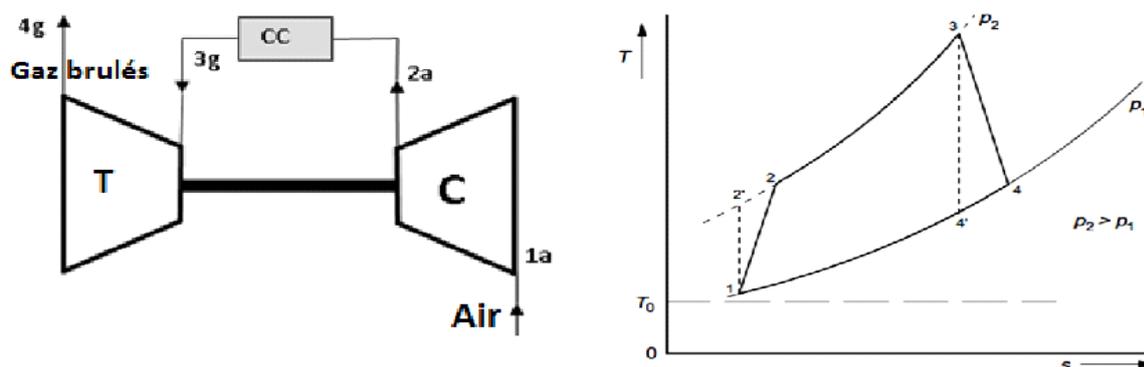
Pour calculer les propriétés thermodynamiques de l'air, du gaz de combustion et du gaz brûlé soit on utilise les équations de PTC4 (ANSI/ASME 1981) ou un logiciel qui s'appelle thermoptim (ce logiciel utilise aussi les équations de PTC4 (ANSI/ASME 1981)). [9]

II.3. Modélisation du cycle combiné :

II.3.1. Modélisation du cycle à turbine à gaz :

Dans ce travail on considère une turbine à gaz à cycle simple qui se compose d'un compresseur, chambre de combustion et une turbine. Pour calculer les propriétés thermodynamiques aux différents points du cycle on utilise le logiciel thermoptim. Aussi, nous avons fait une analyse énergétique et exergetique du cycle à turbine à gaz avec les données introduites par l'utilisateur.

Figure (II.2) [7]:



A. Schéma du cycle de turbine à gaz simple

B. diagramme T, S de turbine à gaz simple.

Données :

- Conditions de fonctionnement température et pression : P_0, T_0 (bar, °C).
- Débit d'air : \dot{m}_a (kg/s).

- Taux de compression : $\pi_c = p_{a2}/p_{a1}$ et taux de détente : $\pi_d = p_{g3}/p_{g4}$
- Le facteur théorique d'air : λ .
- Combustible: gaz naturel Algérien.
- Le rendement de la chambre de combustion : $\eta_{ch.c}$ (chambre de combustion non adiabatique)
- Le rendement isentropique du compresseur : $\eta_{is.c}$
- Le rendement isentropique de turbine : $\eta_{is.tg}$
- Le rendement mécanique du compresseur : $\eta_{m.c}$
- Le rendement mécanique de la turbine : $\eta_{m.tg}$
- Composition molaire de l'air, du combustible et du gaz brûlé.
- Pertes de pression au niveau de la chambre de combustion : $\Delta p_{ch.c}$
- Pertes de pression à l'admission : Δp_{adm}
- La puissance thermique perdue au niveau du compresseur $\dot{Q}_{p.c}$. (compresseur non adiabatique)
- La puissance thermique perdue au niveau de la turbine $\dot{Q}_{p.tg}$. (turbine non adiabatique)

Variables de sortie

- Points caractéristiques du cycle : pression: P (bar) ; température: T (°K) ; enthalpie: h (kJ/kg); entropie: S (kJ/kg.°K).
- La puissance consommée par le compresseur \dot{W}_c (kw).
- La puissance produite par la turbine \dot{W}_{tg} (kw).
- La puissance thermique produite dans la chambre de combustion $\dot{Q}_{ch.c}$ (kw).
- Le rendement énergétique η_{eg} et le rendement exergétique $\eta_{ex.cg}$ du cycle à turbine à gaz.

II.3.1.1. Analyse énergétique du cycle à turbine à gaz :

Compresseur :

Les paramètres atmosphériques de l'air à l'entrée du filtre d'air sont : p_0 et T_0 (ses paramètres sont spécifiés par l'utilisateur)

Le taux de compression, le débit d'air, le facteur théorique d'air, le rendement entropique sont donnés.

Le processus de compression est représenté par le segment 1-2 sur figure (II.2.A) est modélisé par son rendement entropique.

$$T_{a1} = T_0$$

$$p_{a1} = p_0 - \Delta p_{adm}$$

$$p_{a2} = \pi_c / p_{a1}.$$

On peut calculer h_{a1} et s_{a1} .

Pour une compression isentropique :

$$s_{a2.is} = s_{a1}.$$

On peut calculer $h_{a2.is}$.

Rendement $\eta_{s,c}$ donné.

$$\eta_{s,c} = \frac{(h_{a2.is} - h_{a1})}{h_{a2} - h_{a1}} \quad (II.1)$$

$$h_{a2} = \frac{(h_{a2.is} - h_{a1})}{\eta_{s,c}} + h_{a1} \quad (II.2)$$

On peut calculer s_{a2} et T_{a2} .

Chambre de combustion :

La pression p_{g3} :

$$p_{g3} = p_{a2} - \Delta p_{ch.c}$$

L'équation de combustion est donnée donc on peut calculer PCI par le progiciel thermoptim.

$$FAR = 0,05884/\lambda$$

Le rendement de combustion et le rendement thermique de la chambre de combustion sont donnés.

$$\dot{m}_a (\eta_{comb} * \eta_{ch.c} * FAR * PCI) = \dot{m}_a ((1 + FAR)h_{g3} - h_{a2}) \quad (II.3)$$

Donc :

$$h_{g3} = \frac{(\eta_{comb} * \eta_{ch.c} * FAR * PCI) + h_{a2}}{1 + FAR} \quad (II.4)$$

On peut calculer s_{g3} , T_{g3} .

- On suppose que le rendement de combustion $\eta_{comb} = 1$ (combustion complète) pour un facteur théorique d'air $\lambda \geq 1$.

Turbine :

$$p_{g4} = p_0.$$

Pour une détente isentropique :

$$s_{g4.is} = s_{g3}.$$

On peut calculer $h_{g4.is}$.

Rendement $\eta_{is.tg}$ donnée :

$$\eta_{is.tg} = \frac{(h_{g3} - h_{g4})}{h_{g3} - h_{g4.is}} \quad (II.5)$$

Donc :

$$h_{g4} = h_{g3} - (\eta_{is.tg} * (h_{g3} - h_{g4.is})) \quad (II.6)$$

On peut calculer s_{g4} et T_{g4} .

II.3.1.2. Bilan énergétique :

Compresseur :

La puissance thermique perdue au niveau du compresseur $\dot{Q}_{p.c}$ donnée

La puissance du compresseur :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a * (h_{2a} - h_{1a}) + \dot{Q}_{p.c} \quad (II.7)$$

La puissance effective du compresseur :

$$\dot{W}_{c.eff} = \dot{W}_c / \eta_{e.m} \quad (II.8)$$

Chambre de combustion :

La puissance thermique du combustible :

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m}_a * FAR * pci \quad (II.9)$$

La puissance thermique utile de la chambre combustion :

$$\dot{Q}_{ch.c} = \dot{m}_a * ((1 + FAR)h_{g3} - h_{a2}) \quad (II.10)$$

La turbine à gaz :

La puissance de la turbine :

$$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_a (1 + FAR) * (h_{g3} - h_{g4}) - \dot{Q}_{p.tg} \quad (II.11)$$

La puissance effective de la turbine :

$$\dot{W}_{tg.eff} = \dot{W}_{tg} * \eta_{tg.m} \quad (II.12)$$

II.3.1.3. Le rendement thermique du cycle à turbine à gaz :

Le rendement thermique du cycle est le rapport entre la puissance utile et la puissance utilisée.

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{cg}}{\dot{Q}_{th} - (\dot{m}_a (1 + FAR) * (h_{g4} - h_{gemb}))} \quad (II.13)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cg} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_c \quad (II.14)$$

II.3.1.4. Analyse de performance du cycle à turbine à gaz :

L'analyse des performances est basée sur deux critères sont le travail effectif et le rendement global.

D'où le travail effectif et rendement global du cycle à turbine à gaz :

$$\dot{W}_{cg,eff} = \dot{W}_{tg,eff} - \dot{W}_{c,eff} \quad (II.15)$$

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{cg,eff}}{\dot{Q}_{th}} \quad (II.16)$$

Analyse exergetique :

Définition de l'exergie d'un système :

L'énergie peut être décomposée en deux parties:

- Une composante « utile » : l'exergie ;
- Une composante « inutile » ou « indisponible » : l'anergie.

L'exergie d'un système, par définition, est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité du système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve. On peut définir l'exergie d'une source d'énergie comme la quantité maximale de travail qu'il serait possible d'en retirer au moyen d'un cycle thermodynamique moteur, l'autre source étant en équilibre avec l'ambiance (l'état de référence à définir). On assimile l'ambiance une source infinie, monotherme et isobare.

Les énergies cinétique, potentiel et électrique sont de l'exergie pure car elles sont entièrement transformables en travail. **[11]**

L'exergie se définit à partir d'un état de référence :

$$Ex = Ex - Ex_0 = H - H_0 - T_0 * (S - S_0) \quad (II.17)$$

A l'opposé, l'anergie est l'énergie qui ne pourra jamais être transformée en travail. **[11]**

L'exergie dégradée (irréversibilités) :

L'exergie dégradée est la part de l'exergie non transformable en travail. Elle est due à la présence des frottements et des pertes de chaleur dans un système.

L'évaluation de l'exergie dégradée permet de déterminer la déviation du fonctionnement réel du système de son fonctionnement idéal. L'analyse exergetique permet d'estimer la performance maximale d'un système et indique l'amélioration possible à apporter. **[11]**

$$\dot{E}x_{deg} = T_0 * \dot{S}_{créé} \quad (II.18)$$

Tel que :

$$T_0 \text{ en } (^{\circ}k)$$

$\dot{E}x_{deg}$: la puissance exergétique dégradée.

$\dot{S}_{crée}$: la puissance entropique créée.

Pour calculer $\dot{S}_{crée}$ on applique le bilan entropique.

$$\frac{dS}{dt} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{e,s} \dot{S}_{e,s} + \dot{S}_{crée} \quad (II.19)$$

Tel que :

$\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$: la variation d'entropie due avec échange de chaleur.

$\sum_{e,s} \dot{S}_{e,s}$: la variation d'entropie due à l'échange de matière.

On suppose que l'écoulement est en régime permanent :

$$\frac{dS}{dt} = 0 .$$

Le rendement exergétique du cycle de turbine a gaz :

Le rendement exergétique d'un système est le rapport entre l'exergie utile et l'exergie utilisée.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{utile}}{\dot{E}x_{utilis\acute{e}}} \quad (II.20)$$

$$\dot{E}x_{utile} = \dot{E}x_{utilis\acute{e}} - \dot{E}x_{deg} \quad (II.21)$$

Pour le calcul de l'exergie dégradée il faut calculer l'entropie créée.

L'entropie créée est calculé après application du bilan entropique.

\dot{m}_a : débit d'air donné.

\dot{m}_f : débit de fioul.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a * FAR \quad (II.22)$$

\dot{m}_g : débit du gaz brûlé.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a * (FAR + 1) \quad (II.23)$$

Compresseur :

$$\dot{E}x_{deg.c} = \dot{m}_a * (ex_{a1} - ex_{a2}) + \dot{W}_c \quad (II.24)$$

$$\dot{E}x_{utilis\acute{e}.c} = \dot{W}_c$$

Le rendement exergétique du compresseur :

$$\eta_{ex.c} = \frac{\dot{m}_a * (ex_{a2} - ex_{a1})}{\dot{W}_c} \quad (II.25)$$

Chambre de combustion :

$$\dot{E}x_{\text{deg.ch.c}} = \dot{m}_a * ex_{a2} + \dot{m}_f * ex_f - \dot{m}_g * ex_{g3} \quad (\text{II.26})$$

$$\dot{E}x_{\text{utilis é.ch.c}} = \dot{m}_a * ex_{a2} + \dot{m}_f * ex_f \quad (\text{II.27})$$

Le rendement exergetique de la chambre de combustion :

$$\eta_{\text{ex.ch.c}} = \frac{\dot{m}_g * ex_{g3}}{\dot{m}_a * ex_{a2} + \dot{m}_f * ex_f} \quad (\text{II.28})$$

Turbine à gaz :

$$\dot{E}x_{\text{deg.tg}} = \dot{m}_g * ex_{g3} - \dot{m}_g * ex_{g4} - \dot{W}_{Tg} \quad (\text{II.29})$$

$$\dot{E}x_{\text{utilis é.tg}} = \dot{m}_g * ex_{g3} - \dot{m}_g * ex_{g4} \quad (\text{II.30})$$

Le rendement exergetique de la turbine :

$$\eta_{\text{ex.tg}} = \frac{\dot{W}_{Tg}}{\dot{m}_g * ex_{g3} - \dot{m}_g * ex_{g4}} \quad (\text{II.31})$$

Cycle à turbine à gaz :

$$\dot{E}x_{\text{deg.cg}} = \dot{E}x_f - \dot{E}x_{g4} + \dot{E}x_{a1} - \dot{W}_{cg} \quad (\text{II.32})$$

$$\dot{E}x_{\text{utilis é.cg}} = \dot{E}x_f - \dot{E}x_{g4} + \dot{E}x_{a1} \quad (\text{II.33})$$

Le rendement exergetique du cycle de turbine à gaz :

$$\eta_{\text{ex.tg}} = \frac{\dot{W}_{cg}}{\dot{E}x_f - \dot{E}x_{g4} + \dot{E}x_{a1}} \quad (\text{II.34})$$

II.3.2. Modélisation du cycle à vapeur à un seul niveau de pression :

Dans ce travail on a considéré une chaudière de récupération à un niveau de pression, contenant un économiseur, un évaporateur et un surchauffeur. La combinaison des équations coté chaud (gaz) et froid (eau/vapeur) sont nécessaires pour la détermination des températures en chaque point de la chaudière.

Remarque :

La détermination des différents paramètres du cycle combiné par leur modèle approprié se fait en prenant en considération quelques hypothèses :

Hypothèses et Variables d'entrés :

- CR sans postcombustion (transfert de chaleur récupérateur).
- Les pressions aux différents points caractéristiques sont données.
- T_{g4} est donnée.
- Le point d'approche est donné.
- Le rendement isentropique de la pompe $\eta_{is,pmp}$ et de la turbine $\eta_{is,tv}$ sont donnés.

- Le rendement thermique de la chaudière de récupération η_R est donné (chambre de combustion non adiabatique)
- Le débit de l'eau de mer \dot{m}_{fr} utiliser pour la refroidissement du condenseur est donné.
- Conditions de fonctionnement : $T_0 = 30^\circ c, p_0 = 1.0135bar$.
- La puissance thermique perdue au niveau de la turbine $\dot{Q}_{p.tv}$. (turbine non adiabatique)

Variables de sortie

- Points caractéristiques du cycle : pression: P (bar) ; température: T (°K) ; enthalpie: h (kJ/kg); entropie: S (kJ/kg.°K).
- La puissance consommée par la pompe : \dot{W}_{pmp} (kw).
- La puissance produite par la turbine : \dot{W}_{tv} (kw).
- Le rendement énergétique $\eta_{en.cv}$ et le rendement exergetique $\eta_{ex.cv}$ du cycle à vapeur.

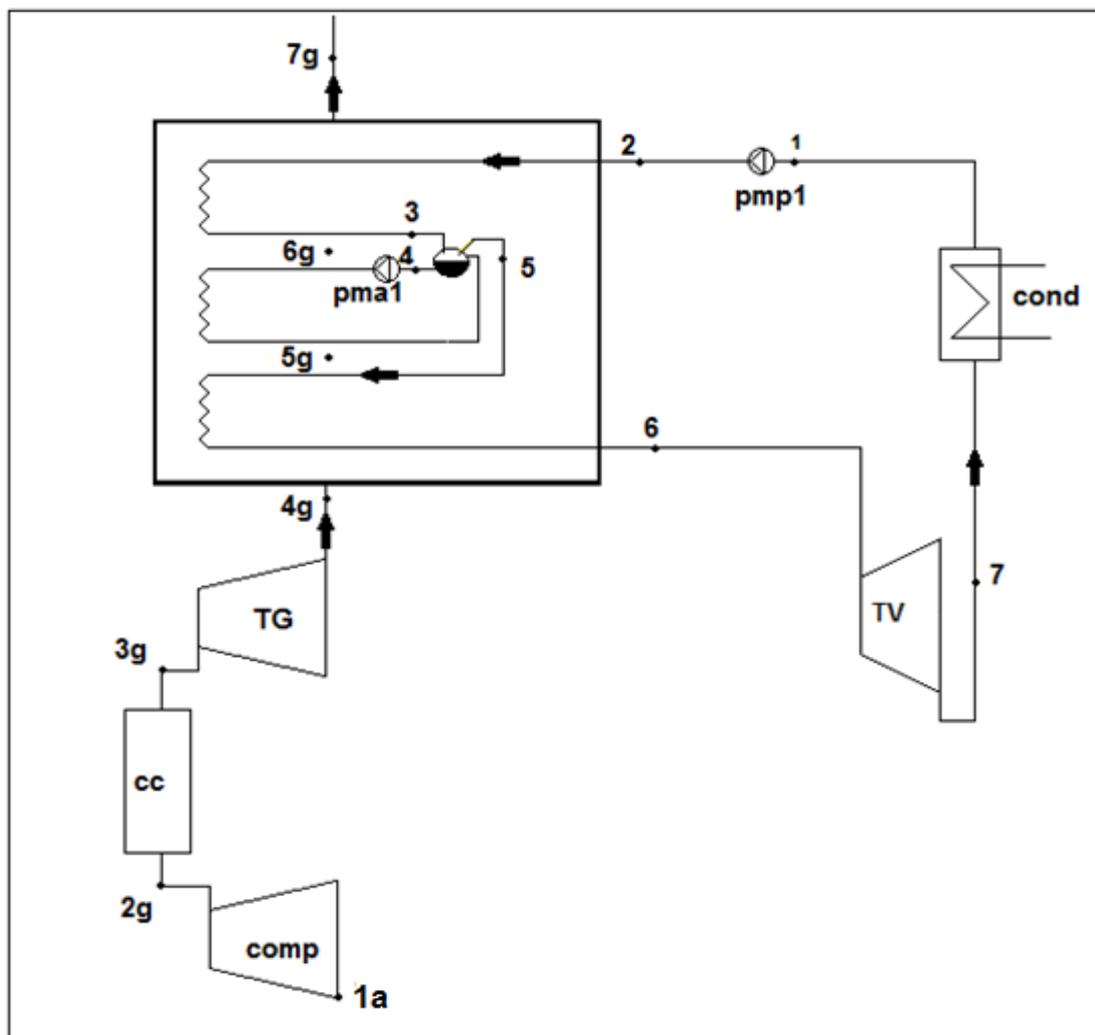


Figure (II.3) : schéma de principe du cycle combiné à un seul niveau de pression.

II.3.2.1. Analyse énergétique du cycle à vapeur à un seul niveau de pression :

Débit de gaz :

Le débit de gaz d'échappement de la turbine à gaz :

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_v * (h_6 - h_2)}{(h_{g4} - h_{g7}) * \bar{c}_R} \quad (\text{II.35})$$

Pompe :

Connaissant P_1 et T_1 on peut calculer h_1 et s_1

$$s_1 = s_{2.is}$$

On peut calculer $h_{2.is}$ et $T_{2.is}$.

$$\eta_{s.pmp} = \frac{(h_{2.is} - h_1)}{h_2 - h_1} \quad (\text{II.36})$$

$\eta_{s.pmp}$: rendement isentropique de la pompe d'alimentation.

Donc :

$$h_2 = \frac{(h_{2.is} - h_1)}{\eta_{s.pmp}} + h_1 \quad (\text{II.37})$$

On peut calculer T_2 et s_2 .

La puissance de la pompe d'alimentation :

$$\dot{W}_{pmp} = \dot{m}_v * (h_2 - h_1) \quad (\text{II.38})$$

La puissance effective de la pompe d'alimentation :

$$\dot{W}_{pmp.eff} = \dot{W}_{pmp} * \eta_{pmp.m} \quad (\text{II.39})$$

La chaudière de récupération :

La chaudière de récupération se compose d'un économiseur, un évaporateur et un surchauffeur.

Economiseur :

T_4 sur la courbe de saturation liquide.

$$T_3 = T_4 - T_{app} \quad (\text{II.40})$$

On peut calculer h_3 et s_3

Pour gaz :

T_{g7} donnée et h_{g7} calculer

$$h_{g6} = \frac{\dot{m}_v * (h_3 - h_2)}{\dot{m}_g * \bar{c}_R} + h_{g7} \quad (\text{II.41})$$

On peut calculer T_{g6} et s_{g6} .

Évaporateur :

$$T_4 = T_5 = T_{\text{sat}};$$

p_4 et p_5 (données).

On peut calculer h_4 , h_5 , s_4 et s_5

Pour gaz

$$h_{g5} = \frac{\dot{m}_v * (h_5 - h_3)}{\dot{m}_g * \eta_R} + h_{g6} \quad (\text{II.42})$$

On peut calculer T_{g5} et s_{g5} .

Surchauffeur :

$$h_6 = \frac{\dot{m}_g * \eta_R * (h_{g4} - h_{g5})}{\dot{m}_v} + h_5 \quad (\text{II.43})$$

On peut calculer T_6 et s_6 .

La puissance de la chaudière de récupération :

Le rendement de la chaudière de récupération η_{cr} est donné.

Donc :

$$\dot{Q}_{cr} = \frac{\dot{m}_g * (h_{g4} - h_{g7})}{\eta_{cr}} \quad (\text{II.44})$$

Turbine à vapeur :

$$s_6 = s_{7is}.$$

On peut calculer h_{7is} et T_{7is} .

$$\eta_{is.tv} = \frac{(h_6 - h_7)}{h_6 - h_{7is}} \quad (\text{II.45})$$

$\eta_{is.tv}$: rendement isentropique de la turbine.

$$h_7 = h_6 - (h_6 - h_{7is}) * \eta_{is.tv} \quad (\text{II.46})$$

On peut calculer T_7 et s_7 .

La puissance de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv} = \dot{m}_g * (h_7 - h_6) - \dot{Q}_{p.tv} \quad (\text{II.47})$$

$\dot{Q}_{p.tv}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine.

La puissance effective de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.eff} = \dot{W}_{tv} * \eta_{t.m} \quad (\text{II.48})$$

Condenseur :

Le condenseur est refroidit par l'eau de la mer.

La température de l'eau de mer $T_{fr.e}$ est donnée.

Donc on peut calculer $h_{fr.e}$.

Et :

$$h_{fr.s} = \frac{\dot{m}_v(h_{14}-h_1)}{\dot{m}_{fr}} + h_{fr.e} \quad (II.49)$$

\dot{m}_{fr} : le débit de l'eau de mer utiliser pour la refroidissement du condenseur.

II.3.2.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné :

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{Q}_{cr}} \quad (II.50)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_{tv} - \dot{W}_{pmp} \quad (II.51)$$

Le rendement thermique du cycle à combiné est donné par la relation :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{Q}_{th} - (\dot{m}_a(1+FAR) * (h_{g4} - h_{gemb})) + \dot{Q}_{cr}} \quad (II.52)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cc} = \dot{W}_{cv} + \dot{W}_{cg} \quad (II.53)$$

II.3.2.3. Analyse de performance :

L'analyse des performances est basée sur deux critères sont le travail effectif et le rendement global.

D'ou le travail effectif et rendement global du cycle à vapeur :

$$\dot{W}_{cv.eff} = \dot{W}_{tv.eff} - \dot{W}_{pmp.eff} \quad (II.54)$$

$$\eta_{g.cv} = \frac{\dot{W}_{cv.eff}}{\dot{m}_g * (h_{g4} - h_{gemb})} \quad (II.55)$$

Et le travail effectif et rendement global du cycle combiné :

$$\dot{W}_{cc.eff} = \dot{W}_{cv.eff} + \dot{W}_{cg.eff} \quad (II.56)$$

$$\eta_{g.cc} = \frac{\dot{W}_{cc.eff}}{\dot{Q}_{th}} \quad (II.57)$$

II.3.2.4. Analyse exergetique :

Le rendement exergetique d'un système est le rapport entre l'exergie utile et l'exergie utilisée.

$$\eta_x = \frac{\dot{E}x_{utile}}{\dot{E}x_{utilis \acute{e}}}$$

$$\dot{E}x_{utile} = \dot{E}x_{utilis \acute{e}} - \dot{E}x_{deg} \quad (II.58)$$

Pompe :

$$\dot{E}x_{\text{deg.pmp}} = \dot{W}_{\text{pmp}} + \dot{m}_v * (ex_1 - ex_2) \quad (\text{II.59})$$

$$\dot{E}x_{\text{utilis é.pmp}} = \dot{W}_{\text{pmp}} \quad (\text{II.60})$$

Le rendement exergetique de la pompe :

$$\eta_{\text{ex.pmp}} = \frac{\dot{m}_v * (ex_2 - ex_1)}{\dot{W}_{\text{pmp}}} \quad (\text{II.61})$$

Chaudière de récupération :

$$\dot{E}x_{\text{deg.cr}} = \dot{m}_g * (ex_{g4} - ex_{g7}) + \dot{m}_v * (ex_2 - ex_6) \quad (\text{II.62})$$

$$\dot{E}x_{\text{utilis é.cr}} = \dot{m}_g * (ex_{g4} - ex_{g7}) \quad (\text{II.63})$$

Le rendement exergetique de la chaudière de récupération :

$$\eta_{\text{ex.cr}} = \frac{\dot{m}_v * (ex_6 - ex_2)}{\dot{m}_g * (ex_{g4} - ex_{g7})} \quad (\text{II.64})$$

Turbine à vapeur :

$$\dot{E}x_{\text{deg.tv}} = \dot{m}_v * (ex_6 - ex_7) - \dot{W}_{\text{tv}} \quad (\text{II.65})$$

$$\dot{E}x_{\text{utilis é.tv}} = \dot{m}_v * (ex_6 - ex_7) \quad (\text{II.66})$$

Le rendement exergetique de la turbine :

$$\eta_{\text{ex.tv}} = \frac{\dot{W}_{\text{tv}}}{\dot{m}_v * (ex_6 - ex_7)} \quad (\text{II.67})$$

Condenseur :

$$\dot{E}x_{\text{deg.cond}} = \dot{m}_v * (ex_7 - ex_1) + \dot{m}_{\text{fr}} * (ex_{\text{fr.e}} - ex_{\text{fr.s}}) \quad (\text{II.68})$$

$$\dot{E}x_{\text{utilis é.cond}} = \dot{m}_v * (ex_7 - ex_1) \quad (\text{II.69})$$

Le rendement exergetique du condenseur :

$$\eta_{\text{ex.cond}} = \frac{\dot{m}_{\text{fr}} * (ex_{\text{fr.s}} - ex_{\text{fr.e}})}{\dot{m}_v * (ex_7 - ex_1)} \quad (\text{II.70})$$

Cycle à vapeur :

Le rendement exergetique du cycle à vapeur :

$$\eta_{\text{ex.cv}} = \frac{\dot{W}_{\text{cv}}}{\dot{m}_g * (ex_{g4} - ex_{g7}) + \dot{m}_{\text{fr}} * (ex_{\text{fr.e}} - ex_{\text{fr.s}})} \quad (\text{II.71})$$

Cycle combiné :

Le rendement exergetique du cycle combiné :

$$\eta_{\text{ex.cc}} = \frac{\dot{W}_{\text{cv}} + \dot{W}_{\text{cg}}}{\dot{m}_f * ex_f + \dot{m}_a * ex_{a1} - \dot{m}_g * ex_{g7} + \dot{m}_{\text{fr}} * (ex_{\text{fr.e}} - ex_{\text{fr.s}})} \quad (\text{II.72})$$

II.4. Conclusion :

Le model mathématique d'un simple cycle combiné obtenue après application des bilans énergétique et exergetique nous permet de choisir un bon couplage entre le cycle à vapeur et le cycle à gaz.

III.1. Introduction :

Ce chapitre présente les modèles mathématiques des cycles combinés avec quatre types de Chaudière de Récupération (CR) :

- Chaudière de Récupération à deux niveaux de pression de production de vapeur avec fractionnement de débit.
- Chaudière de Récupération à trois niveaux de pression de production de vapeur avec fractionnement de débit.
- Chaudière de Récupération à deux niveaux de pression de production de vapeur sans fractionnement de débit.
- Chaudière de Récupération à trois niveaux de pression de production de vapeur sans fractionnement de débit.

Le programme de calcul sous langage Matlab réalise la modélisation du fonctionnement de chaque type de chaudière.

III.2. Modélisation du cycle à combiné à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit :

Dans ce travail on a considéré une chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit, contenant deux économiseurs, deux évaporateurs et deux surchauffeurs. La combinaison des équations coté chaud (gaz) et froid (eau/vapeur) sont nécessaires pour la détermination des températures en chaque point de la chaudière.

Hypothèses et Variables d'entrées :

- CR sans postcombustion (transfert de chaleur récupérateur).
- Les pressions aux différents points caractéristiques sont données.
- T_{g4} est donnée.
- Les températures des points d'approches T_{app} sont données.
- Les rendements isentropiques des pompes $\eta_{s,pmp}$ et des turbines $\eta_{s,tv}$ sont donnés.
- Le rendement thermique de la chaudière de récupération η_R est donné.
- Le débit de l'eau de mer utiliser pour le refroidissement du condenseur est donné.
- La puissance thermique perdue au niveau de chaque turbine $\dot{Q}_{p.tv}$.

Variables de sortie

- Points caractéristiques du cycle : pression: P (bar) ; température: T (°K) ; enthalpie: h (kJ/kg); entropie: S (kJ/kg.°K).
- La puissance consommée par les pompes : \dot{W}_{pmp} (kw).

- La puissance produite par les turbines : \dot{W}_{tv} (kw).
- Le rendement énergétique $\eta_{en,cv}$ et le rendement exergetique $\eta_{ex,cv}$ du cycle à vapeur.

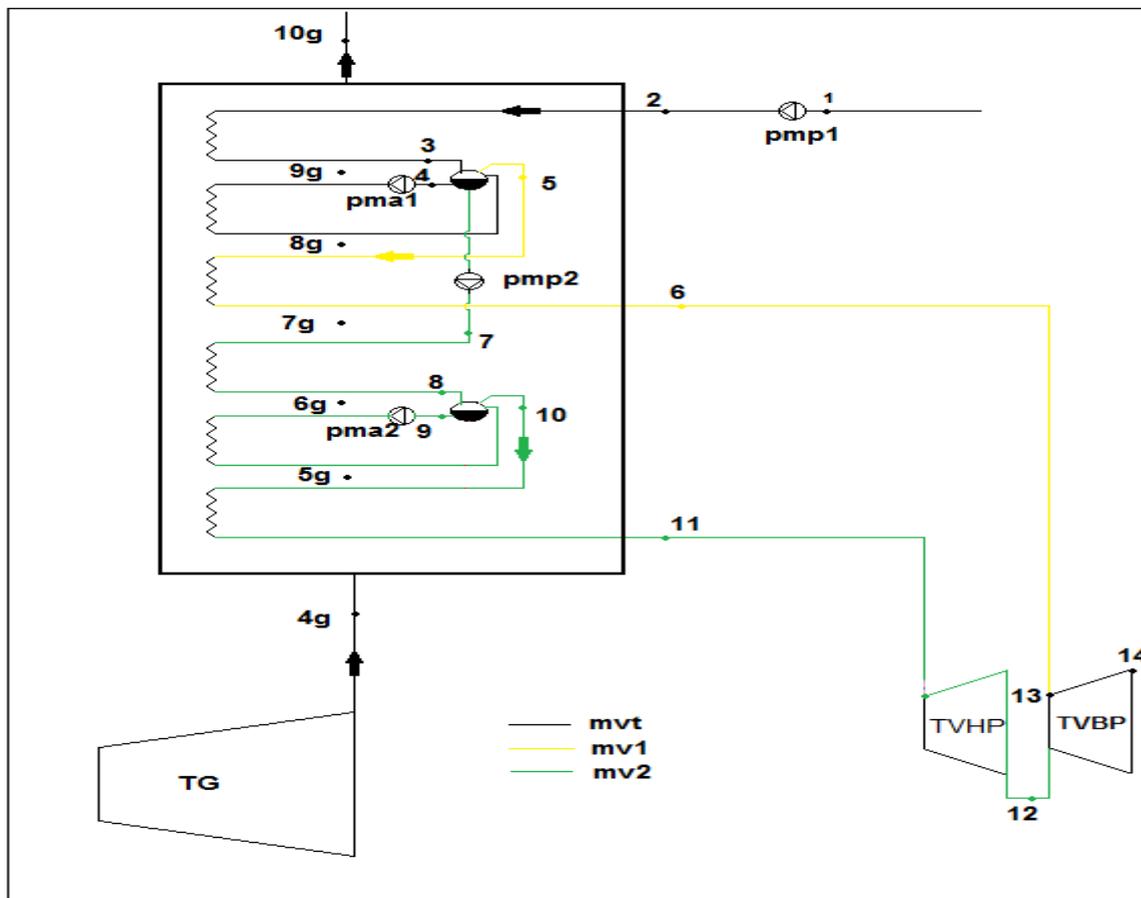


Figure (III.1) : schéma de principe d'un cycle à vapeur à deux niveaux de pressions avec fractionnement de débit.

III.2.1. Analyse énergétique du cycle :

Débit de vapeur :

\dot{m}_{vt} : débit d'eau entré dans la chaudière.

\dot{m}_{v1} : débit d'eau à la sortie du premier niveau de pression (bp) de la chaudière.

\dot{m}_{v2} : débit d'eau à la sortie du troisième niveau de pression (hp) de la chaudière.

$$\dot{m}_{v1} = x1 * \dot{m}_{vt} , \quad \dot{m}_{v2} = x2 * \dot{m}_{vt} .$$

Tel que x1 et x2 sont les fractions massiques de \dot{m}_{vt} .

$$x1 + x2 = 1$$

Débit de gaz :

Le débit de gaz d'échappement de la turbine à gaz :

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_{vt} * ((x2 * h_{11}) - (x2 * h_7) + (x1 * h_6) + (x2 * h_4) - h_2)}{(h_{g4} - h_{g10}) * \epsilon_k} \quad (III.1)$$

Le premier niveau de pression :

Pompe alimentation 1 (pmp1):

Connaissant p_1 et T_1 on peut calculer h_1, s_1 .

$$s_1 = s_{2.is}$$

On peut calculer $h_{2.is}$ et $T_{2.is}$.

$$\eta_{is,pmp1} = \frac{(h_{2.is} - h_1)}{h_2 - h_1} \quad (III.2)$$

$\eta_{is,pmp1}$: rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp1).

$$h_2 = \frac{(h_{2.is} - h_1)}{\eta_{is,pmp1}} + h_1 \quad (III.3)$$

On peut calculer T_2 et h_2

La puissance de la pompe d'alimentation 1 (pmp1) :

$$\dot{W}_{pmp1} = \dot{m}_v * (h_2 - h_1) \quad (III.4)$$

La puissance effective de la pompe d'alimentation 1 (pmp1) :

$$\dot{W}_{pmp1,eff} = \dot{W}_{pmp1} * \eta_{pmp1,m} \quad (III.5)$$

Economiseur

Le point d'approche donné (T_{app1}). (III.6)

T_4 sur la courbe de saturation.

$$T_3 = T_4 - T_{app1} \quad (III.7)$$

On peut calculer h_3 et s_3

Pour gaz :

T_{g10} donnée h_{g10} calculer

$$h_{g9} = \frac{\dot{m}_{vt} * (h_3 - h_2)}{\dot{m}_g * \epsilon_R} + h_{g10} \quad (III.8)$$

On peut calculer T_{g9} et s_{g9}

Évaporateur

$$T_4 = T_5 = T_{sat} \quad (III.9)$$

On peut calculer $h_4, h_5, s_4,$ et s_5 .

Pour gaz

$$h_{g8} = \frac{\dot{m}_{vt} * (h_5 - h_3)}{\dot{m}_g * \epsilon_R} + h_{g9} \quad (III.10)$$

On peut calculer T_{g8} et s_{g8}

Surchauffeur

T_6 donnée, h_6, s_6 sont calculés.

Pour gaz

$$h_{g7} = \frac{\dot{m}_{v1} * (h_5 - h_6)}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g8} \quad (\text{III.11})$$

On peut calculer s_{g7} et T_7

Le deuxième niveau de pression :

Pompe alimentation 2 (pmp2):

On a calculé les propriétés de point 4.

On a p_7 .

Et $s_{7.is} = s_4$

On peut calculer $h_{7.is}$ et $T_{7.is}$

$$\xi_{s.pmp\ 2} = \frac{(h_{7.is} - h_4)}{h_7 - h_4} \quad (\text{III.12})$$

$\xi_{s.pmp\ 2}$: rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp2).

Donc :

$$h_7 = \frac{(h_{7.is} - h_4)}{\xi_{s.pmp\ 2}} + h_4 \quad (\text{III.13})$$

On peut calculer T_7 et h_7

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp2) :

$$\dot{W}_{pmp\ 2} = \dot{m}_{v2} * (h_7 - h_4) \quad (\text{III.14})$$

La puissance effective de la pompe d'alimentation (pmp2) :

$$\dot{W}_{pmp\ 2.eff} = \dot{W}_{pmp\ 2} * \xi_{pmp\ 2.m} \quad (\text{III.15})$$

Economiseur

Le point d'approche donné ($T_{app\ 2}$).

T_9 sur la courbe de saturation.

$$T_8 = T_9 - T_{app\ 2} \quad (\text{III.16})$$

On peut calculer h_8 et s_8

Pour gaz :

$$h_{g6} = \frac{\dot{m}_{v3} * (h_8 - h_7)}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g7} \quad (\text{III.17})$$

On peut calculer T_{g6} et s_{g6}

Évaporateur

$T_9 = T_{10} = T_{sat}$.

On peut calculer h_9 , h_{10} , s_9 et s_{10} .

Pour gaz

$$h_{g5} = \frac{\dot{m}_{v3} * (h_{13} - h_{15})}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g6} \quad (\text{III.18})$$

On peut calculer T_{g5} et s_{g5}

Surchauffeur

T_{11} donnée, h_{11} , s_{11} sont calculés.

Pour gaz

T_{g4} donnée

On peut calculer s_{g4} et h_{g4} .

La puissance de la chaudière de récupération :

Le rendement de la chaudière de récupération ξ_{cr} est donné.

Donc :

$$\dot{Q}_{cr} = \frac{\dot{m}_g * (h_{g4} - h_{g10})}{\xi_{cr}} \quad (\text{III.19})$$

Les turbines :

Turbine hp :

Le rendement isentropique de la turbine haute pression donné. ($\xi_{is.tv.hp}$)

On a: $s_{11} = s_{12.is}$.

On peut calculer $h_{12.is}$ et $T_{12.is}$.

$$\xi_{is.tv.hp} = \frac{h_{11} - h_{12}}{(h_{11} - h_{12.is})} \quad (\text{III.20})$$

On peut calculer h_{11} , T_{11} , s_{11}

La puissance de la turbine à vapeur (hp):

$$\dot{W}_{tv.hp} = \dot{m}_{v2} * (h_{11} - h_{12}) - \dot{Q}_{p.tv.hp} \quad (\text{III.21})$$

$\dot{Q}_{p.tv.hp}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à haute pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur (hp) :

$$\dot{W}_{tv.hp.eff} = \dot{W}_{tv.hp} * \xi_{tv.hp.m} \quad (\text{III.22})$$

Turbine bp :

$$h_{13} = \frac{x_2 * h_{12} + x_1 * h_6}{x_1 + x_2} \quad (\text{III.23})$$

On a: $p_{13} = p_{12} = p_6$.

On peut calculer T_{13} , s_{13}

Le rendement isentropique de la turbine basse pression donné. ($\xi_{is.tv.bp}$)

On a: $s_{13} = s_{14.is}$.

On peut calculer $h_{14.is}$ et $T_{14.is}$.

$$\eta_{s.tv.bp} = \frac{h_{13} - h_{14}}{(h_{13} - h_{14.is})} \quad (III.24)$$

On peut calculer h_{14} , T_{14} , s_{14} .

La puissance de la turbine à vapeur (bp):

$$\dot{W}_{tv.bp} = \dot{m}_v * (h_{13} - h_{14}) - \dot{Q}_{p.tv.bp} \quad (III.25)$$

$\dot{Q}_{p.tv.bp}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à basse pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur (bp) :

$$\dot{W}_{tv.bp.eff} = \dot{W}_{tv.bp} * \eta_{tv.bp.m} \quad (III.26)$$

Condenseur :

Le condenseur est refroidit par l'eau de la mer.

La température de l'eau de mer $T_{fr.e}$ est donnée.

Donc on peut calculer $h_{fr.e}$.

Et :

$$h_{fr.s} = \frac{\dot{m}_v(h_{14} - h_{14.is})}{\dot{m}_{fr}} + h_{fr.e} \quad (III.27)$$

\dot{m}_{fr} : le débit de l'eau de mer utiliser pour la refroidissement du condenseur.

III.2.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné :

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{Q}_{cr}} \quad (III.28)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_{tv.hp} + \dot{W}_{tv.bp} - \dot{W}_{pmp2} - \dot{W}_{pmp1} \quad (III.29)$$

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{Q}_{th} - (\dot{m}_a(1+FAR)*(h_{g4} - h_{gemb})) + \dot{Q}_{cr}} \quad (III.30)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cc} = \dot{W}_{cv} + \dot{W}_{cg} \quad (III.31)$$

III.2.3. Analyse de performance :

L'analyse des performances est basée sur deux critères sont le travail effectif et le rendement global.

D’où le travail effectif et rendement global du cycle à vapeur :

$$\dot{W}_{cv.eff} = \dot{W}_{tv.hp.eff} + \dot{W}_{tv.bp.eff} - \dot{W}_{pmp.2.eff} - \dot{W}_{pmp.1.eff} \quad (III.32)$$

$$\eta_{s.cv} = \frac{\dot{W}_{cv.eff}}{\dot{m}_g \cdot (h_{g4} - h_{gemb})} \quad (III.33)$$

Et le travail effectif et rendement global du cycle combiné :

$$\dot{W}_{cc.eff} = \dot{W}_{cv.eff} + \dot{W}_{cg.eff} \quad (III.34)$$

$$\eta_{s.cc} = \frac{\dot{W}_{cc.eff}}{\dot{Q}_{th}} \quad (III.35)$$

III.2.4. Analyse exergetique :

Le rendement exergetique d’un système est le rapport entre l’exergie utile et l’exergie utilisée.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{utile.c}}{\dot{E}x_{utilise.c}} \quad (III.36)$$

Cycle à vapeur :

$$\eta_{ex.cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}_g \cdot (ex_{g4} - ex_{g10}) + \dot{m}_{fr} \cdot (ex_{fr.e} - ex_{fr.s})} \quad (III.37)$$

Cycle combiné :

$$\eta_{ex.cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{m}_f \cdot ex_f - \dot{m}_g \cdot ex_{g10} + \dot{m}_{fr} \cdot (ex_{fr.e} - ex_{fr.s})} \quad (III.38)$$

III.3. Modélisation du cycle combiné à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit :

Dans ce travail, nous avons considéré une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit , contenant trois économiseurs, trois évaporateurs et trois surchauffeurs.

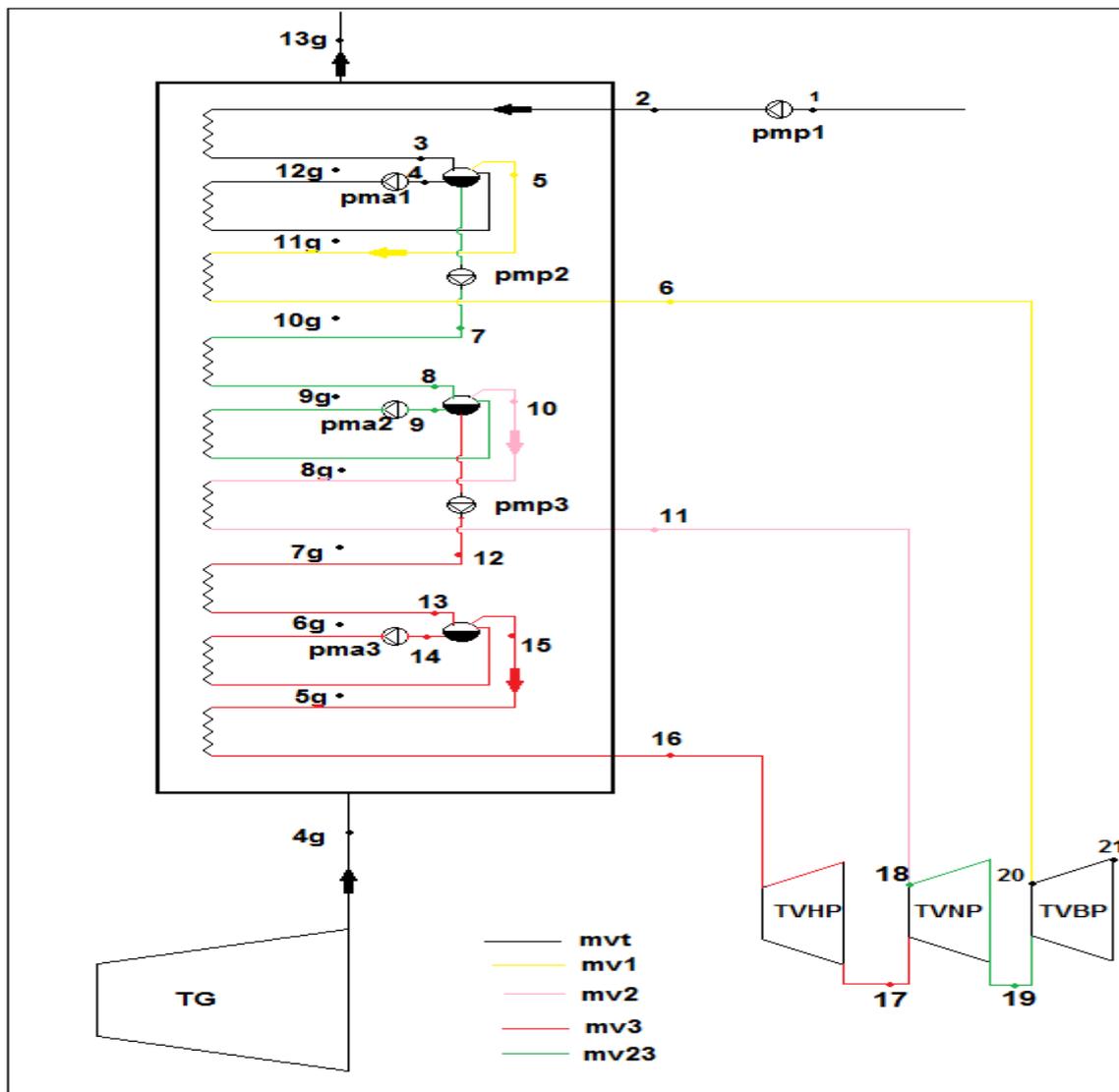


Figure (III.2) : schéma de principe du cycle à vapeur à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.

III.3.1. Analyse énergétique du cycle :

Débit de vapeur :

\dot{m}_{vt} : débit d'eau entré dans la chaudière.

\dot{m}_{v1} : débit d'eau à la sortie du premier niveau de pression (bp) de la chaudière.

\dot{m}_{v2} : débit d'eau à la sortie du deuxième niveau de pression (np) de la chaudière.

\dot{m}_{v3} : débit d'eau à la sortie du troisième niveau de pression (hp) de la chaudière.

$$\dot{m}_{v1} = x1 * \dot{m}_{vt}, \quad \dot{m}_{v2} = x2 * \dot{m}_{vt}, \quad \dot{m}_{v3} = x3 * \dot{m}_{vt}, \quad \dot{m}_{v23} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_{v3}$$

Tel que $x1$, $x2$, et $x3$ sont les fractions massiques de \dot{m}_{vt}

$$\text{Et : } x1 + x2 + x3 = 1$$

Débit de gaz :

Le débit de gaz d'échappement de la turbine à gaz :

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_{vt} * [(x3*(h_{16}-h_{12}))+(x2*h_{11})+(x3*h_9)-(x2+x3)*h_7)+(x1*h_6)+((x2+x3)*h_4)-h_2]}{(h_{g4}-h_{g13})*\bar{\epsilon}_R} \quad (III.39)$$

Le premier niveau de pression :

Pompe alimentation 1 (pmp1):

Connaissant p_1 et T_1 on peut calculer h_1, s_1 .

$$s_1 = s_{2.is}$$

On peut calculer $h_{2.is}$ et $T_{2.is}$

$$\eta_{is.pmp1} = \frac{(h_{2.is}-h_1)}{h_2-h_1} \quad (III.40)$$

$\eta_{is.pmp1}$: rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp1).

Donc :

$$h_2 = \frac{(h_{2.is}-h_1)}{\eta_{is.pmp1}} + h_1 \quad (III.41)$$

On peut calculer T_2 et h_2

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp1) :

$$\dot{W}_{pmp1} = \dot{m}_{v1} * (h_2 - h_1) \quad (III.42)$$

La puissance effective de la pompe d'alimentation (pmp1) :

$$\dot{W}_{pmp1.eff} = \dot{W}_{pmp1} * \eta_{pmp1.m} \quad (III.43)$$

Economiseur

Le point d'approche donné (T_{app1}) et T_4 sur la courbe de saturation.

$$T_3 = T_4 - T_{app1} \quad (III.44)$$

On peut calculer h_3 et s_3

Pour gaz :

T_{g13} donnée h_{g13} calculer

$$h_{g12} = \frac{\dot{m}_{vt}*(h_3-h_2)}{\dot{m}_g*\bar{\epsilon}_R} + h_{g13} \quad (III.45)$$

On peut calculer T_{g12} et s_{g12}

Évaporateur

$$T_4 = T_5 = T_{sat}$$

On peut calculer $h_4, h_5, s_4,$ et s_5 .

Pour gaz

$$h_{g11} = \frac{\dot{m}_{vt}*(h_5-h_3)}{\dot{m}_g*\bar{\epsilon}_R} + h_{g12} \quad (III.46)$$

On peut calculer T_{g11} et s_{g11}

Surchauffeur

T_6 donnée, h_6, s_6 sont calculés.

Pour gaz

$$h_{g10} = \frac{\dot{m}_{v1} * (h_5 - h_6)}{\dot{m}_g * \xi_k} + h_{g11} \quad (III.47)$$

On peut calculer s_{g10} et T_{10}

Le deuxième niveau de pression :

Pompe alimentation 2 (pmp2):

On a calculé les propriétés de point 4.

On a p_7 .

On peut calculer $h_{7.is}$ et $T_{7.is}$

$$\xi_{is.pmp\ 2} = \frac{(h_{7.is} - h_4)}{h_7 - h_4} \quad (III.48)$$

$\xi_{is.pmp\ 2}$: rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp2).

Donc :

$$h_7 = \frac{(h_{7.is} - h_4)}{\xi_{is.pmp\ 2}} + h_4 \quad (III.49)$$

On peut calculer T_7 et h_7

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp2) :

$$\dot{W}_{pmp\ 2} = \dot{m}_{v23} * (h_7 - h_4) \quad (III.50)$$

La puissance effective de la pompe d'alimentation (pmp2) :

$$\dot{W}_{pmp\ 2.eff} = \dot{W}_{pmp\ 2} * \xi_{pmp\ 2.m} \quad (III.51)$$

Economiseur

Le point d'approche donné (T_{app2}).

T_9 sur la courbe de saturation.

$$T_8 = T_9 - T_{app\ 2} \quad (III.52)$$

On peut calculer h_8 et s_8

Pour gaz :

T_{g10}, h_{g10} sont calculés au 1^{er} niveau

$$h_{g9} = \frac{\dot{m}_{v23} * (h_7 - h_8)}{\dot{m}_g * \xi_k} + h_{g10} \quad (III.53)$$

T_{g9} et s_{g9}

Évaporateur

$T_9 = T_{10} = T_{sat}$.

On peut calculer h_9 , h_{10} , s_9 et s_{10} .

Pour gaz

$$h_{g8} = \frac{\dot{m}_{v23} * (h_8 - h_{10})}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g9} \quad (\text{III.54})$$

T_{g8} et s_{g8}

Surchauffeur

T_{11} donnée, h_{11} , s_{11} sont calculés.

Pour gaz

$$h_{g7} = \frac{\dot{m}_{v2} * (h_{10} - h_{11})}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g8} \quad (\text{III.55})$$

s_{g7} et T_7 .

Le troisième niveau de pression :

Pompe alimentation 3 (pmp3):

On a calculé les propriétés de point 9.

On a p_{12} .

$$s_{12.is} = s_9$$

On peut calculer $h_{12.is}$ et $T_{12.is}$

$$\xi_{is.pmp3} = \frac{(h_{12.is} - h_9)}{h_{12} - h_9} \quad (\text{III.56})$$

$\xi_{is.pmp3}$: rendement isentropique de la pompe d'alimentation (pmp2).

Donc :

$$h_{12} = \frac{(h_{12.is} - h_9)}{\xi_{pmp3}} + h_9 \quad (\text{III.57})$$

On peut calculer T_{12} et h_{12}

La puissance de la pompe d'alimentation (pmp3) :

$$\dot{W}_{pmp3} = \dot{m}_{v3} * (h_{12} - h_9) \quad (\text{III.58})$$

La puissance effective de la pompe d'alimentation (pmp3) :

$$\dot{W}_{pmp3.eff} = \dot{W}_{pmp3} * \xi_{pmp3.m} \quad (\text{III.59})$$

Economiseur

Le point d'approche donné (T_{app3}).

T_{14} sur la courbe de saturation.

$$T_{13} = T_{14} - T_{app3} \quad (\text{III.60})$$

On peut calculer h_{13} et s_{13}

Pour gaz :

$$h_{g6} = \frac{\dot{m}_{v3} * (h_{13} - h_{12})}{\dot{m}_g * \bar{c}_R} + h_7 \quad (III.61)$$

On peut calculer T_{g6} et s_{g6}

Évaporateur

$$T_{15} = T_{14} = T_{sat}.$$

On peut calculer h_{14} , h_{15} , s_{14} et s_{15} .

Pour gaz

$$h_{g5} = \frac{\dot{m}_{v3} * (h_{13} - h_{15})}{\dot{m}_g * \bar{c}_R} + h_{g6} \quad (III.62)$$

On peut calculer T_{g5} et s_{g5}

Surchauffeur

T_{11} donnée, h_{11} , s_{11} sont calculés.

Pour gaz

T_{g4} donnée.

s_{g4} et h_{g4} .

La puissance de la chaudière de récupération :

Le rendement de la chaudière de récupération η_{cr} est donné.

Donc :

$$\dot{Q}_{cr} = \frac{\dot{m}_g * (h_{g4} - h_{g13})}{\eta_{cr}} \quad (III.63)$$

Les turbines :

Turbine hp :

Le rendement isentropique de la turbine haute pression donné. (η_{isHP})

On a: $s_{16} = s_{17is}$.

On peut calculer h_{17is} et T_{17is} .

$$\eta_{is.tv.hp} = \frac{h_{16} - h_{17}}{(h_{16} - h_{17is})} \quad (III.64)$$

On peut calculer h_{11} , T_{11} , s_{11}

La puissance de la turbine à vapeur (hp):

$$\dot{W}_{tv.hp} = \dot{m}_{v3} * (h_{16} - h_{17}) - \dot{Q}_{p.tv.hp} \quad (III.65)$$

La puissance effective de la turbine à vapeur (bp) :

$$\dot{W}_{tv.hp.eff} = \dot{W}_{tv.hp} * \eta_{tv.hp.m} \quad (III.66)$$

Turbine np :

$$h_{18} = \frac{x_2 \cdot h_{11} + x_3 \cdot h_{17}}{x_2 + x_3} \quad (\text{III.67})$$

On a: $p_{18} = p_{17} = p_{11}$.

On peut calculer T_{18}, s_{18}

Le rendement isentropique de la turbine haute pression donné. ($\eta_{is.tv.np}$)

On a: $s_{18} = s_{19is}$.

On peut calculer h_{19is} et T_{19is} .

$$\eta_{is.tv.np} = \frac{h_{18} - h_{19}}{(h_{18} - h_{19is})} \quad (\text{III.68})$$

On peut calculer h_{19}, T_{19}, s_{19}

La puissance de la turbine à vapeur (bp):

$$\dot{W}_{tv.np} = \dot{m}_{v23} * (h_{18} - h_{19}) - \dot{Q}_{p.tv.np} \quad (\text{III.69})$$

$\dot{Q}_{p.tv.np}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à intermédiaire pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur (bp) :

$$\dot{W}_{tv.np.eff} = \dot{W}_{tv.np} * \eta_{tv.np.m} \quad (\text{III.70})$$

Turbine bp :

$$h_{20} = \frac{(x_2 + x_3) \cdot h_{19} + x_1 \cdot h_6}{x_1 + x_2 + x_3} \quad (\text{III.71})$$

On a: $p_{20} = p_{19} = p_6$.

On peut calculer T_{20}, s_{20}

Le rendement isentropique de la turbine basse pression donné. ($\eta_{is.tv.bp}$)

On a: $s_{20} = s_{21is}$.

On peut calculer h_{21is} et T_{21is} .

$$\eta_{is.tv.bp} = \frac{h_{20} - h_{21}}{(h_{20} - h_{21is})} \quad (\text{III.72})$$

On peut calculer h_{21}, T_{21}, s_{21}

La puissance de la turbine à vapeur (bp):

$$\dot{W}_{tv.bp} = \dot{m}_v * (h_{20} - h_{21}) - \dot{Q}_{p.tv.bp} \quad (\text{III.73})$$

$\dot{Q}_{p.tv.bp}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à basse pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur (bp) :

$$\dot{W}_{tv.bp.eff} = \dot{W}_{tv.bp} * \eta_{tv.bp.m} \quad (\text{III.74})$$

Condenseur :

Le condenseur est refroidit par l'eau de la mer.

La température de l'eau de mer $T_{fr.e}$ est donnée.

Donc on peut calculer $h_{fr.e}$.

Et :

$$h_{fr.s} = \frac{\dot{m}_v (h_{21} - h_1)}{\dot{m}_{fr}} + h_{fr.e} \quad (III.75)$$

III.3.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné :

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{Q}_{cr}} \quad (III.76)$$

Tel que:

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_{tv.bp} - \dot{W}_{pmp1} + \dot{W}_{tv.np} - \dot{W}_{pmp2} + \dot{W}_{tv.bp} - \dot{W}_{pmp3} \quad (III.77)$$

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{Q}_{th} - (\dot{m}_a (1 + FAR) * (h_{g4} - h_{emb})) + \dot{Q}_{cr}} \quad (III.78)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cc} = \dot{W}_{cv} + \dot{W}_{cg} \quad (III.79)$$

III.3.3. Analyse de performance :

L'analyse des performances est basée sur deux critères sont le travail effectif et le rendement global.

D'où le travail effectif et rendement global du cycle à vapeur :

$$\dot{W}_{cv,eff} = \dot{W}_{tv.hp,eff} + \dot{W}_{tv.np,eff} + \dot{W}_{tv.bp,eff} - \dot{W}_{pmp1,eff} - \dot{W}_{pmp2,eff} - \dot{W}_{pmp3,eff} \quad (III.80)$$

$$\eta_{g-cv} = \frac{\dot{W}_{cv,eff}}{\dot{m}_g * (h_{g4} - h_{gemb})} \quad (III.81)$$

Et le travail effectif et rendement global du cycle combiné :

$$\dot{W}_{cc,eff} = \dot{W}_{cv,eff} + \dot{W}_{cg,eff} \quad (III.82)$$

$$\eta_{g-cc} = \frac{\dot{W}_{cc,eff}}{\dot{Q}_{th}} \quad (III.7)$$

III.3.4. Analyse exergetique :

$$\eta_x = \frac{\dot{E}_{x_{utile}}}{\dot{E}_{x_{utilise}}} \quad (III.83)$$

Cycle à vapeur :

$$\eta_{ex,cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}_g \cdot (ex_{g4} - ex_{g13}) + \dot{m}_{fr} \cdot (ex_{fr,e} - ex_{fr,s})} \quad (III.84)$$

Cycle combiné :

$$\eta_{ex,cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{m}_f \cdot ex_f - \dot{m}_g \cdot ex_{g13} + \dot{m}_{fr} \cdot (ex_{fr,e} - ex_{fr,s})} \quad (III.85)$$

III.4. Modélisation du cycle combiné à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit :

Dans ce travail, nous avons considéré une chaudière de récupération à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit, contenant un économiseur, un évaporateur et deux surchauffeurs. La combinaison des équations coté chaud (gaz) et froid (eau/vapeur) sont nécessaires pour la détermination des températures en chaque point de la chaudière.

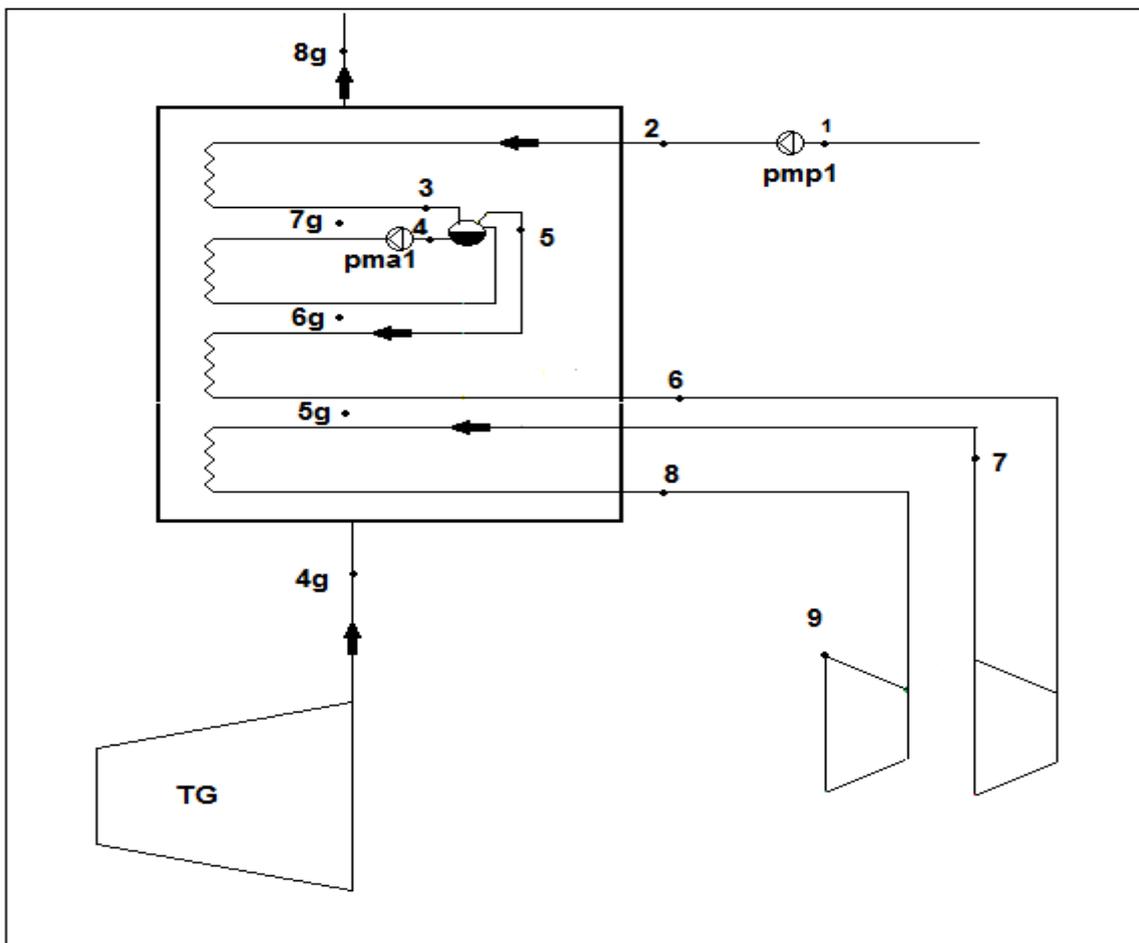


Figure (III.3) : schéma de principe d'une du cycle à vapeur à deux niveaux de pressions sans fractionnement de débit.

III.4.1. Analyse énergétique du cycle :

Débit de gaz :

Le débit de gaz d'échappement de la turbine à gaz :

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_{vt} * (h_6 - h_2 + h_8 - h_7)}{(h_{g4} - h_{g8}) * \xi_R} \quad (III.86)$$

Le premier niveau de pression :

Pour le premier niveau $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, s_1, s_2, s_3, s_4, s_5, s_6, s_7, T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, \dot{W}_{pmp}$ et $\dot{W}_{pmp.eff}$ sont obtenues par la même méthode que le cycle d'un seul niveau de pression.

Pour gaz :

T_{g8} donnée

On peut calculer s_{g8} et h_{g8} .

$$h_{g7} = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_3)}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g8} \quad (III.87)$$

On peut calculer T_{g7} et s_{g7}

$$h_{g6} = \frac{\dot{m}_v * (h_3 - h_5)}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g7} \quad (III.88)$$

On peut calculer T_{g6} et s_{g6}

$$h_{g5} = \frac{\dot{m}_v * (h_5 - h_6)}{\dot{m}_g * \xi_R} + h_{g6} \quad (III.89)$$

On peut calculer T_{g5} et s_{g5}

T_{g4} donnée

On peut calculer s_{g4} et h_{g4} .

La puissance de la chaudière de récupération :

Le rendement de la chaudière de récupération ξ_{cr} est donné.

Donc :

$$\dot{Q}_{cr} = \frac{\dot{m}_g * (h_{g4} - h_{g8})}{\xi_{cr}} \quad (III.90)$$

Turbine hp :

$s_6 = s_{7is}$.

On peut calculer h_{7is} et T_{7is} .

$$\xi_{is.tv.hp} = \frac{(h_6 - h_7)}{h_6 - h_{7is}} \quad (III.91)$$

ξ_{is} : rendement isentropique de la turbine.

Donc :

$$h_7 = h_6 - (h_6 - h_{7is}) * \eta_{is.tv.hp} \quad (III.92)$$

On peut calculer T_7 et s_7 .

La puissance de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.hp} = \dot{m}_v * (h_6 - h_7) - \dot{Q}_{p.tv.hp} \quad (III.93)$$

$\dot{Q}_{p.tv.hp}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à haute pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.hp.eff} = \dot{W}_{tv.hp} * \eta_{tv.hp.m} \quad (III.94)$$

Le deuxième niveau de pression :

A partir de h_7 , et T_8 on peut calculer h_8 , et s_8 .

Turbine bp :

Le rendement isentropique de la turbine basse pression donné. ($\eta_{is.tv.bp}$)

A partir de $s_8 = s_{9is}$ on peut calculer h_{9is} et T_{9is} .

$$\eta_{is.tv.bp} = \frac{h_8 - h_9}{(h_8 - h_{9is})} \quad (III.95)$$

On peut calculer h_9 , T_9 , s_9

La puissance de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.bp} = \dot{m}_v * (h_8 - h_9) - \dot{Q}_{p.tv.bp} \quad (III.96)$$

$\dot{Q}_{p.tv.bp}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à basse pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.bp.eff} = \dot{W}_{tv.bp} * \eta_{tv.bp.m} \quad (III.97)$$

Condenseur :

Le condenseur est refroidit par l'eau de la mer.

La température de l'eau de mer $T_{fr.e}$ est donnée.

Donc on peut calculer $h_{fr.e}$.

Et :

$$h_{fr.s} = \frac{\dot{m}_v(h_9 - h_1)}{\dot{m}_{fr}} + h_{fr.e} \quad (III.98)$$

III.4.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné :

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{Q}_{cr}} \quad (III.99)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_{tv.bp} + \dot{W}_{tv.hp} - \dot{W}_{pmp} \quad (III.100)$$

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{Q}_{th} - (\dot{m}_a(1+FAR)*(h_{g4} - h_{gemb})) + \dot{Q}_{cr}} \quad (III.101)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cc} = \dot{W}_{cv} + \dot{W}_{cg} \quad (III.102)$$

III.4.3. Analyse de performance :

L'analyse des performances est basée sur deux critères sont le travail effectif et le rendement global.

D'ou le travail effectif et rendement global du cycle à vapeur :

$$\dot{W}_{cv.eff} = \dot{W}_{tv.hp.eff} + \dot{W}_{tv.bp.eff} - \dot{W}_{pmp.eff} \quad (III.103)$$

$$\eta_{gcv} = \frac{\dot{W}_{cv.eff}}{\dot{m}_g*(h_{g4} - h_{gemb})} \quad (III.104)$$

Et le travail effectif et rendement global du cycle combiné :

$$\dot{W}_{cc.eff} = \dot{W}_{cv.eff} + \dot{W}_{cg.eff} \quad (III.105)$$

$$\eta_{gcc} = \frac{\dot{W}_{cc.eff}}{\dot{Q}_{th}} \quad (III.106)$$

III.4.4. Analyse exergetique :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Ex}_{utile}}{\dot{Ex}_{utilisé}} \quad (III.107)$$

Cycle a vapeur :

$$\eta_{ex.cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}_g*(ex_{g4} - ex_{g8}) + \dot{m}_{fr}*(ex_{fr.e} - ex_{fr.s})} \quad (III.108)$$

Cycle combiné :

$$\eta_{ex.cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{m}_f*ex_f - \dot{m}_g*ex_{g8} + \dot{m}_{fr}*(ex_{fr.e} - ex_{fr.s})} \quad (III.109)$$

III.5. Modélisation du cycle combiné à trois niveaux de pression sans fractionnement de débit :

Dans ce travail nous avons considéré une chaudière de récupération à trois niveaux de pression sans fractionnement de débit, contenant un économiseur, un évaporateur et trois surchauffeurs.

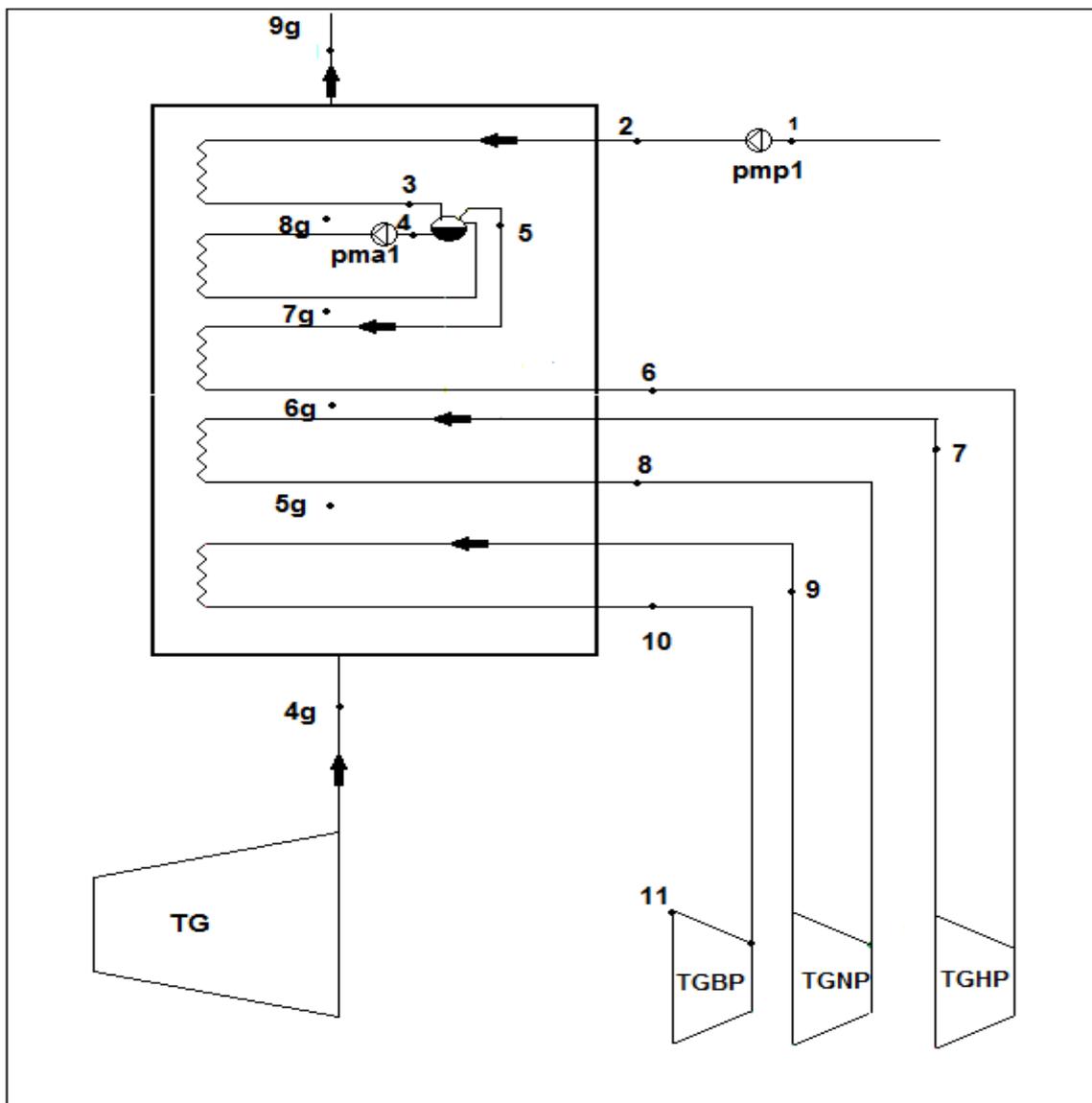


Figure (III.4) : schéma de principe du cycle à vapeur à trois niveaux de pressions sans fractionnement de débit.

III.5.1. Analyse énergétique du cycle :

Débit de gaz :

Le débit de gaz d'échappement de la turbine à gaz :

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_{vt} * (h_6 - h_2 + h_8 - h_7 + h_{10} - h_9)}{(h_{g4} - h_{g9}) * \eta_R} \quad (III.110)$$

Pour le premier et le deuxième niveau $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9, s_1, s_2, s_3, s_4, s_5, s_6, s_7, s_8, s_9, T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, T_8, T_9, \dot{W}_{pmp}$ et $\dot{W}_{pmp.eff}$ sont obtenues par la même méthode que le cycle de deux niveaux de pression.

Le premier niveau de pression :

Pour gaz :

T_{g9} et T_{g4} donnée

On peut calculer s_{g4}, h_{g4}, s_{g9} et h_{g9} .

$$h_{g8} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_2 - h_3)}{\dot{m}_g \cdot \bar{c}_R} + h_{g9} \quad (III.111)$$

On peut calculer T_{g8} et s_{g8}

$$h_{g7} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_3 - h_5)}{\dot{m}_g \cdot \bar{c}_R} + h_{g8} \quad (III.112)$$

On peut calculer T_{g7} et s_{g7}

$$h_{g6} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_7 - h_8)}{\dot{m}_g \cdot \bar{c}_R} + h_{g7} \quad (III.113)$$

On peut calculer T_{g6} et s_{g6}

Turbine hp :

$$s_6 = s_{7is}$$

On peut calculer h_{7is} et T_{7is} .

$$\eta_{is.tv.hp} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7is}} \quad (III.114)$$

$\eta_{is.tv.hp}$: rendement isentropique de la turbine.

Donc :

$$h_7 = h_6 - (h_6 - h_{7is}) \cdot \eta_{is.tv.hp} \quad (III.115)$$

On peut calculer T_7 et s_7 .

La puissance de la turbine à vapeur (hp) :

$$\dot{W}_{tv.hp} = \dot{m}_v \cdot (h_6 - h_7) - \dot{Q}_{p.tv.hp} \quad (III.116)$$

$\dot{Q}_{p.tv.hp}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à haute pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur (hp) :

$$\dot{W}_{tv.hp.eff} = \dot{W}_{tv.hp} \cdot \eta_{tv.hp.m} \quad (III.117)$$

Le deuxième niveau de pression :

A partir de T_8 et p_8 .

On peut calculer h_8 , et s_8 .

Turbine NP :

Le rendement isentropique de la turbine haute pression donné. ($\eta_{is.tv.np}$)

On a: $s_8 = s_{9is}$.

On peut calculer h_{9is} et T_{9is} .

$$\eta_{is.tv.np} = \frac{h_8 - h_9}{(h_8 - h_{9is})} \quad (III.118)$$

Donc :

$$h_9 = h_8 - (h_8 - h_{9is}) * \eta_{is.tv.np} \quad (III.119)$$

On peut calculer T_9, s_9

Pour gaz :

$$h_{g5} = \frac{\dot{m}_v * (h_7 - h_8)}{\dot{m}_g * \eta_R} + h_{g6} \quad (III.120)$$

On peut calcule T_{g5} et s_{g5}

La puissance de la chaudière de récupération :

Le rendement de la chaudière de récupération η_{cr} est donné.

Donc :

$$\dot{Q}_{cr} = \frac{\dot{m}_g * (h_{g4} - h_{g9})}{\eta_{cr}} \quad (III.121)$$

La puissance de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.np} = \dot{m}_v * (h_8 - h_9) - \dot{Q}_{p.tv.np} \quad (III.122)$$

$\dot{Q}_{p.tv.np}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à intermédiaire pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.np.eff} = \dot{W}_{tv.np} * \eta_{tv.np.m} \quad (III.123)$$

Le troisième niveau de pression :

Turbine BP :

Le rendement isentropique de la turbine haute pression donné. ($\eta_{is.tv.bp}$)

On a: $s_{10} = s_{11is}$.

On peut calculer h_{11is} et T_{11is} .

$$\eta_{is.tv.bp} = \frac{h_{10} - h_{11}}{(h_{10} - h_{11is})} \quad (III.124)$$

On peut calculer h_{11}, T_{11}, s_{11}

La puissance de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.bp} = \dot{m}_v * (h_{10} - h_{11}) - \dot{Q}_{p.tv.bp} \quad (III.125)$$

$\dot{Q}_{p.tv.bp}$: La puissance thermique perdue au niveau de la turbine à basse pression.

La puissance effective de la turbine à vapeur :

$$\dot{W}_{tv.bp.eff} = \dot{W}_{tv.bp} * \eta_{tv.bp.m} \quad (III.126)$$

III.5.2. Le rendement thermique du cycle à vapeur et du cycle combiné :

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{Q}_{cr}} \quad (III.127)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cv} = \dot{W}_{tv.bp} + \dot{W}_{tv.np} + \dot{W}_{tv.hp} - \dot{W}_{pmp} \quad (III.128)$$

Le rendement thermique du cycle à vapeur est donné par la relation :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{Q}_{th} - (\dot{m}_a(1+FAR)*(h_{g4} - h_{gemb})) + \dot{Q}_{cr}} \quad (III.129)$$

Tel que :

$$\dot{W}_{cc} = \dot{W}_{cv} + \dot{W}_{cg} \quad (III.130)$$

Condenseur :

Le condenseur est refroidit par l'eau de la mer.

La température de l'eau de mer $T_{fr.e}$ est donnée.

Donc on peut calculer $h_{fr.e}$.

Et :

$$h_{fr.s} = \frac{\dot{m}_v(h_{11} - h_1)}{\dot{m}_{fr}} + h_{fr.e} \quad (III.131)$$

III.5.3. Analyse de performance :

L'analyse des performances est basée sur deux critères sont le travail effectif et le rendement global.

D'où le travail effectif et rendement global du cycle à vapeur :

$$\dot{W}_{cv.eff} = \dot{W}_{tv.hp.eff} + \dot{W}_{tv.np.eff} + \dot{W}_{tv.bp.eff} - \dot{W}_{pmp.eff} \quad (III.132)$$

$$\eta_{g-cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}_g*(h_{g4} - h_{gemb})} \quad (III.133)$$

Et le travail effectif et rendement global du cycle combiné :

$$\dot{W}_{g.cc} = \dot{W}_{cv.eff} + \dot{W}_{cg.eff} \quad (III.134)$$

$$\eta_{s.cc} = \frac{\dot{W}_{cc.eff}}{\dot{Q}_{th}} \quad (III.135)$$

III.5.4. Analyse exergetique :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{utilise .c}}{\dot{E}x_{utile .c}} \quad (III.136)$$

Cycle a vapeur :

$$\eta_{ex.cv} = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}_g * (ex_{g4} - ex_{g9}) + \dot{m}_{fr} * (ex_{fr.e} - ex_{fr.s})} \quad (III.137)$$

Cycle combiné :

$$\eta_{ex.cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{m}_f * ex_f - \dot{m}_g * ex_{g9} + \dot{m}_{fr} * (ex_{fr.e} - ex_{fr.s})} \quad (III.138)$$

III.6. Conclusion :

La modélisation du cycle combiné avec chaudière de récupération à plusieurs niveaux de pressions avec et sans fractionnement de débit nous donne des équations énergétiques et exergetiques intéressant pour obtenir des résultats qui nous permet de choisir une chaudière de récupération pour la centrale de Cap-Djinet.

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, on rassemble les résultats obtenus à partir des modélisations dans les chapitres 2 et 3 afin de présenter les résultats énergétiques et exergétiques du cycle combiné à plusieurs types de chaudière de récupération. L'outil de calcul utilisé est Matlab.

L'installation du cycle combiné exige de réaliser une installation d'un cycle à turbine à gaz et une installation motrice à vapeur qui sont couplés avec une chaudière de récupération.

IV.2. Cycle d'une turbine à gaz :

Le choix des points caractéristiques d'un cycle de turbine à gaz n'est pas fortuit. Pour ce faire nous avons besoin de faire un compromis entre les 4 critères suivants :

- Réaliser un couplage avec IMV : la température d'échappement T_{g4} est proche de 600°C.
- Obtenir un bon rendement énergétique.
- Réduire le cout de l'installation.
- Réduire l'effet de pollution.

Pour cela on va varier le rapport théorique de l'air λ et le taux de compression π_c .

Données de constructeur : [8]

- Perte de pression à l'admission : $\Delta p_{adm} = 0,02 * p_0$.
- Perte de pression dans la chambre de combustion : $\Delta p_{ch.c} = 0,02 * p_{a2}$.
- Le rendement isentropique du compresseur : $\eta_{s.c} = 0,9$
- Le rendement isentropique de turbine : $\eta_{s.tg} = 0,9$
- Le rendement mécanique du compresseur : $\eta_{m.c} = 0,985$
- Le rendement mécanique de la turbine : $\eta_{m.tg} = 0,985$

Hypothèse :

- Le rendement de combustion $\eta_{comb} = 1$ (combustion complète).
- Le rendement thermique de la chambre de combustion : $\eta_{th.c} = 0,9$
- La puissance thermique perdue au niveau du compresseur :

$$\dot{Q}_{p.c} = 0,1 * \dot{W}_c$$
- La puissance thermique perdue au niveau de la turbine :

$$\dot{Q}_{p.tg} = 0,1 * \dot{m}_g * (hg3 - hg4).$$

Le PCI de gaz naturel Algérien : $PCI = 49533,74 \frac{kJ}{kg}$ de fioul

Tableau(IV.1) : Variation de la pression et du rapport théorique de l'air :

λ	$p_{a2}(\text{bar})$	$T_{g3}(\text{°C})$	$T_{g4}(\text{°C})$	$\varphi_{\text{th}}(\%)$	$\varphi_{\text{g.cg}}(\%)$	$\varphi_{\text{a.cg}}(\%)$	$\dot{W}_{\text{cg.eff}}(\text{kJ/kg})$
1	6	2017,2	1400,4	59,99	20,66	64,37	
1,3	6	1695,8	1122,9	60,11	21,76	64,27	
1,6	6	1475,4	972	57,78	20,16	62,27	
1,9	6	1314,3	847	56,46	19,65	61,51	
2,2	6	1191,2	751,8	55,12	19,1	60,24	
2,5	6	1094,1	679,3	53,49	18,31	58,65	
2,8	6	1015,2	617,9	52,11	17,74	57,22	195,22
3,1	6	950	569,1	50,49	16,98	55,54	169,814
1	8	2047,8	1337,5	61,57	23,18	65,23	
1,3	8	1728,3	1086,2	60,71	23,3	64,21	
1,6	8	1509,3	927,5	59,04	22,43	62,91	
1,9	8	1349,4	808	57,57	21,81	61,44	
2,2	8	1227,3	718,2	55,97	21,04	59,78	
2,5	8	1131,1	648,4	54,26	20,17	57,95	248,187
2,8	8	1052,9	590,82	52,63	19,39	56,26	214,343
1	10	2072,9	1292	62,51	24,95	65,63	
1,3	10	1755,2	1057,9	61,05	24,44	64,09	
1,6	10	1537,4	896,7	59,6	23,91	62,73	
1,9	10	1378,5	780,9	58	23,19	61,08	
2,2	10	1257,2	694,8	56,23	22,27	59,16	
2,5	10	1161,6	626,7	54,45	21,35	57,21	263,453
2,8	10	1083,9	572,8	52,52	20,29	55,12	225,221
1	12	2094,2	1257,7	63,06	26,25	65,8	
1,3	12	1777,9	1033,6	61,32	25,42	64,04	
1,6	12	1561,1	872,6	59,92	25,02	62,55	
1,9	12	1403	760,4	58,18	24,17	60,68	
2,2	12	1282,3	677,1	56,27	23,12	58,58	
2,5	12	1187,3	611,7	54,31	20,03	56,39	272,663
2,8	12	1110,1	558,8	52,31	20,93	54,21	233,085
1	14	2113,4	1229,5	63,45	27,29	65,88	
1,3	14	1798,3	1011,9	61,55	26,3	64	
1,6	14	1582,5	853,6	60,06	25,84	62,26	
1,9	14	1425	744,2	58,2	24,88	60,23	
2,2	14	1305	662,7	56,19	23,75	58	332,474
2,5	14	1210,4	599	54,11	22,55	55,68	279,898
2,8	14	1133,7	547,2	52,03	21,39	53,41	
1	16	2130,8	1205,6	63,72	28,15	65,89	
1,3	16	1816,7	991,7	62,76	27,11	63,98	
1,6	16	1601,9	837,1	60,13	26,54	62	

1,9	16	1445	729,6	58,2	25,52	59,88	
2,2	16	1325,5	649,9	56,1	24,31	57,54	340,851
2,5	16	1231,3	588	53,9	22,99	55,06	285,992
2,8	16	1155	538,1	51,65	21,27	52,58	
1	18	2146,4	1185,2	63,93	28,88	65,89	
1,3	18	1833,5	973,2	61,95	27,87	63,98	
1,6	18	1619,2	823,1	60,16	27,12	61,76	
1,9	18	1463	718,3	58,1	25,96	59,46	
2,2	18	1343,9	639,6	55,95	24,7	57,06	347,077
2,5	18	1250	579,4	53,61	23,25	54,4	290,001
2,8	18	1174,1	530,4	51,27	21,86	51,82	
1	20	2160,6	1168,1	64,16	29,47	65,84	
1,3	20	1848,7	957,1	62,09	28,5	63,94	
1,6	20	1635	811,6	60,13	27,55	61,49	
1,9	20	179,3	708,6	57,98	26,31	58,07	
2,2	20	1360,6	631,7	55,71	24,94	56,52	351,011
2,5	20	1267,1	571,6	53,36	23,5	53,89	293,733
2,8	20	1191,5	523,5	50,93	22,03	51,21	
1	22	2174,1	1152,7	64,16	29,98	65,78	
1,3	22	1863	942,7	62,18	29,06	63,86	
1,6	22	1650	800,8	60,01	27,94	61,25	
1,9	22	149437	699,7	57,85	26,62	58,72	
2,2	22	1376,5	624,6	55,5	25,13	50,49	354,276
2,5	22	1283,2	565,4	53,03	23,62	53,29	295,847
2,8	22	1207,9	518,3	50,5	22,05	50,49	
1	24	2186,9	1138,2	64,25	30,47	65,73	
1,3	24	1876,6	929,2	62,25	29,58	63,78	
1,6	24	1664,2	791,8	60	28,25	60,97	
1,9	24	1509,4	691,6	57,71	26,89	58,38	
2,2	24	1391,5	617,5	55,26	25,34	55,61	
2,5	24	1298,5	560	52,68	23,68	52,7	
2,8	24	1223,5	513	50,13	22,11	49,89	

Les résultats du tableau ci-dessus qui nous permettent de faire le bon choix des points caractéristiques sont dans les intervalles :

Pour $p_2 = 6 \text{ bar}$, et $\lambda \in [2,8 - 3,1]$

Pour $p_2 = 8 \text{ bar}$, ou $p_{a2} = 10 \text{ bar}$, ou $p_2 = 12 \text{ bar}$, et $\lambda \in [2,5 - 2,8]$

Pour $p_2 = 14 \text{ bar}$, ou $p_2 = 16 \text{ bar}$, ou $p_2 = 18 \text{ bar}$, ou $p_2 = 20 \text{ bar}$, et $\lambda \in [2,2 - 2,5]$

Parmi ces intervalles Il nous reste de choisir entre le rendement et le coût de l'installation.

Nous proposons le bon rendement qui nous permet de récupérer des frés supplémentaires de l'installation par la suite.

Donc :

$$\lambda = 2,39 \text{ Et } p_2 = 18 \text{ bar .}$$

Tableau (IV.2) : Propriétés thermodynamiques des points caractéristiques d'une installation de turbine à gaz.

Points	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)
1a	0,9323	30	5,195	0,1664
2a	18	446	439,52	0,2283
3g	17,64	1283	1501,818	1,3026
4g	1,0135	600	641,101	1,4172

Le travail spécifique de cycle : $\dot{w}_{cg,eff} = 311,268 \text{ kW/kg}$

Le rendement exergetique du cycle : $\eta_{ex,cg} = 55,58 \%$

Le rendement énergetique du cycle : $\eta_g = 54,64 \%$

Le rendement énergetique global : $\eta_{g,cg} = 23,92 \%$

IV.3. Cycle de turbine à vapeur :

IV.3.1. Un seul niveau de pression :

Hypothèses :

- Le rendement isentropique des pompes : $\eta_{s,pmp} = 1$
- Le rendement isentropique des turbines : $\eta_{s,tv} = 1$
- Le rendement thermique de la chaudière de récupération : $\eta_{th} = 1$
- la chaudière de récupération sans poste combustion.
- Les températures des surchauffes sont inferieur ou égale à 500°C.
- Les températures sorties turbines sont très proche de la courbe d'érosion.
- Les pertes de pression dans la chaudière de récupération sont nulles.

Pertes d'exergie dans la chaudière de récupération :

A. Cas A :

Pour pouvoir produire un débit $\dot{m}_v = 1 \text{ kg/s}$ de vapeur à 24 bar, surchauffés à 500°C, il faut un débit $\dot{m}_g = 6,28 \text{ kg/s}$ de fumées à 600°C. Ces fumées ressortent de la cheminée à 170°C. Les profils de température sont représentés sur la Figure (IV.1).

L'aire comprise entre la courbe de refroidissement de la fumée et l'horizontale à T_0 (30°C) représente l'exergie disponible. L'aire comprise entre la courbe de refroidissement de la fumée et la courbe d'échauffement de l'eau représente l'exergie perdue par échange irréversible.

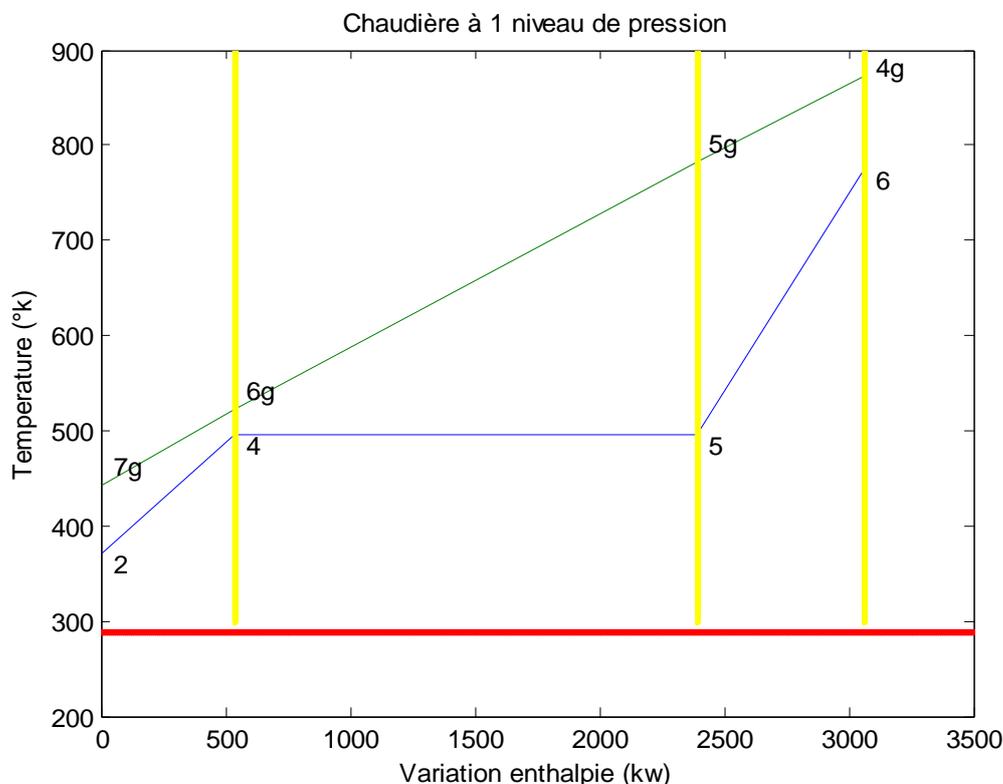


Figure (IV.1) : A. Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans une chaudière à contre-courant à un seul niveau de pression.

En fixant $T_0=303.15$ °K, on calcule :

- l'exergie perdue par la fumée :

$$\dot{E}_{x_1} = \dot{m}_g * (hg4 - hg7 - T_0 * (sg4 - sg7)) = 1603,92 \text{ kW}$$

- l'exergie reçue par l'eau :

$$\dot{E}_{x_2} = \dot{m}_v * (h6 - h2 - T_0 * (s6 - s2)) = 1216.84 \text{ kW}$$

On déduit les pertes d'exergie due à l'irréversibilité de l'échange au niveau de la chaudière.

$$\Delta \dot{E}_x = \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} = 387,08 \text{ kW}.$$

Le rapport : $\frac{\Delta \dot{E}_x}{\dot{E}_{x_1}} = 24,13\%$

Point de pincement : $pp = 27.2^\circ\text{C}$

B. Cas B :

Pour les mêmes paramètres d'entrée et de sortie d'eau (débit et température), et même température d'entre fumée (600°C) avec une réduction de la température du fumée jusqu'à (145°C) à la sortie de la chaudière, il faut 5.95 kg/s de fumées.

Les profils de température sont représentés sur la Figure (IV.2).

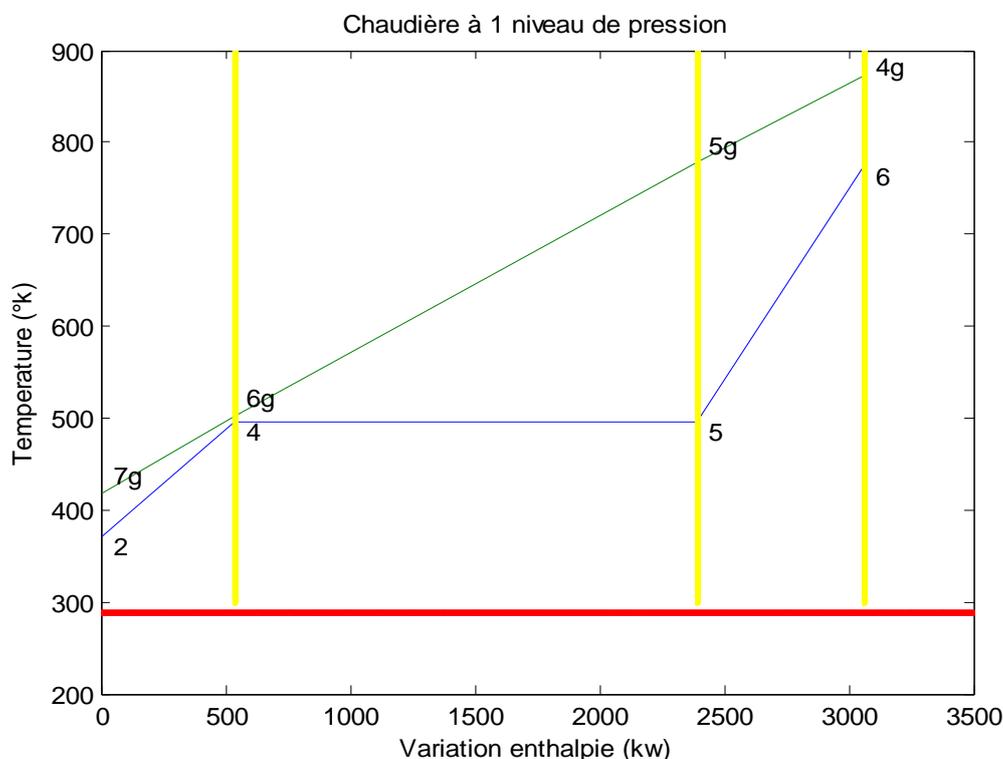


Figure (IV.2) : B. Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans une chaudière à contre-courant à un seul niveau de pression.

- l'énergie perdue par la fumée : $\dot{E}x_1 = 1567,35kW$
- l'exergie reçue par l'eau : $\dot{E}x_2 = 1216,84kW$

On déduit les pertes d'exergie due à l'irréversibilité de l'échange au niveau de la chaudière.

$$\Delta\dot{E}x = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = 350,51 kW$$

Le rapport : $\frac{\Delta\dot{E}x}{\dot{E}x_1} = 22,37\%$

Point de pincement : $pp = 7^\circ C$

C. Cas C :

Si on va continue de réduire la température de sortie fumée on obtient un point de pincement inferieur à zéro.

Pour une température de sortie fumée égale 120°C, Les profils de température sont représentés sur la Figure (IV.3).

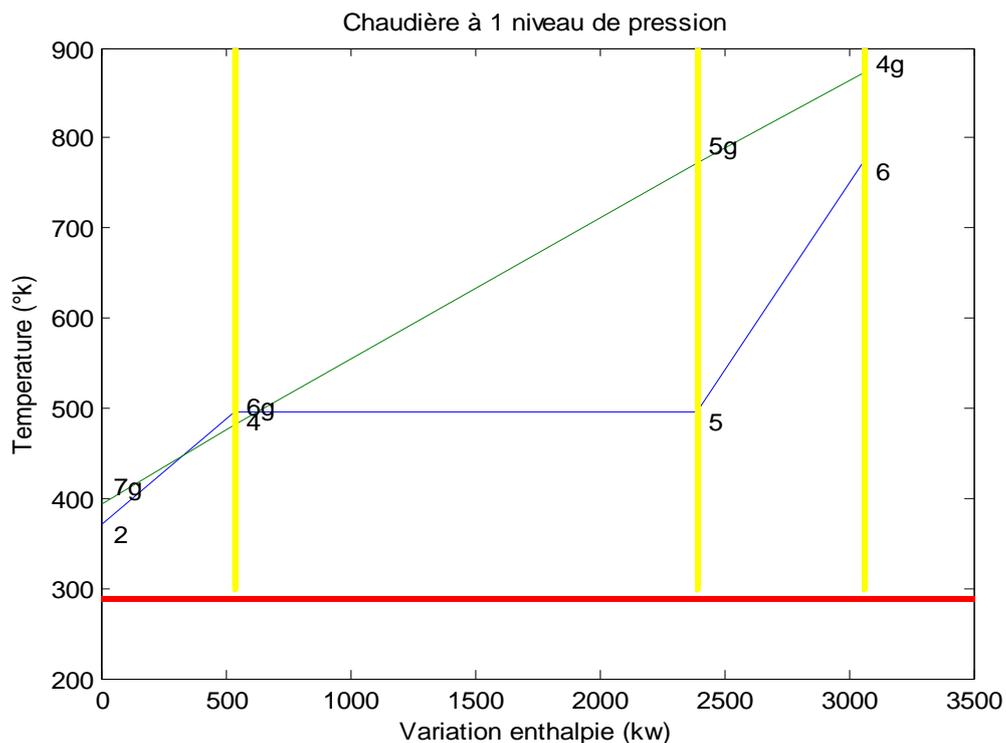


Figure (IV.3) : C. Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans une chaudière à contre-courant à un seul niveau de pression.

Point de pincement : $pp = -13,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Dans le cas où la température de pincement est inférieure à zéro il est impossible de manipuler les températures de sortie (fumée et vapeur) car il y a des parties de l'échangeur où la température de l'eau est inférieure à la température de fumée se qui inverse la direction de flux de chaleur.

D'après les résultats obtenus en A, B, et C on peut dire qu'il y a une relation proportionnelle entre les pertes exégétique, la température de sortie fumée et le débit de fumée.

Donc pour réduire les pertes exégétiques nous avons besoin de diminuer la température de sortie fumée tout en évitant:

- Un point de pincement inférieur à zéro. (pour ne pas inverser la direction de flux de chaleur).

Analyse de performance et rendement exergetique du cycle :

Pour les mêmes paramètres (températures, pressions) du cas **A** et le cas **B** on obtient le cycle ci-dessus. Figure (IV.4).

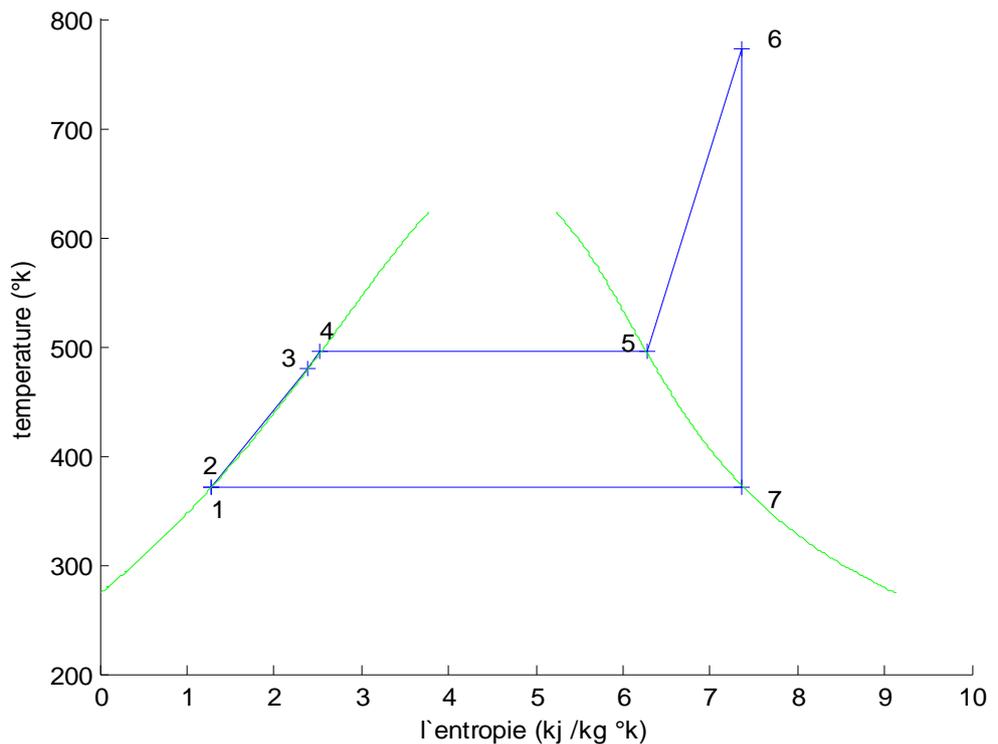


Figure (IV.4) : Variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à un seul niveau de pression.

La pression de sortie turbine $p_7 = 1$ bar

Le travail effectif du cycle :

Cas A et B:

$$\dot{w}_{cv,eff} = 794,26 \text{ kW/kg}$$

Le rendement énergétique du cycle :

Cas A et B:

$$\eta_{cv} = 25,97 \%$$

Le rendement énergétique global :

Cas A :

$$\eta_{g-cv} = 19,89 \%$$

Cas B:

$$\eta_{g-cv} = 20,99 \%$$

Le rendement exergetique du cycle :

Cas A :

$$\eta_{ex,cv} = 50,95\%$$

Cas B :

$$\eta_{ex,cv} = 52,18\%$$

IV.3.2. Deux niveaux de pression avec fractionnement de débit :

Pertes d'exergie dans la chaudière de récupération :

Pour pouvoir produire un débit $\dot{m}_v = 1 \text{ kg/s}$ de vapeur devisée de deux niveaux de pression. Surchauffés à 500°C pour (HP=60 bar), et 360°C pour (bP=4 bar) et il faut 5.32 kg/s de fumées à 600°C. Ces fumées ressortent de la cheminée à 115°C. Les profils de température sont représentés à la Figure (IV.5).

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} = \dot{m}_v / 2.$$

$$\dot{m}_{v1} = x1 * \dot{m}_v ; \dot{m}_{v2} = x2 * \dot{m}_v .$$

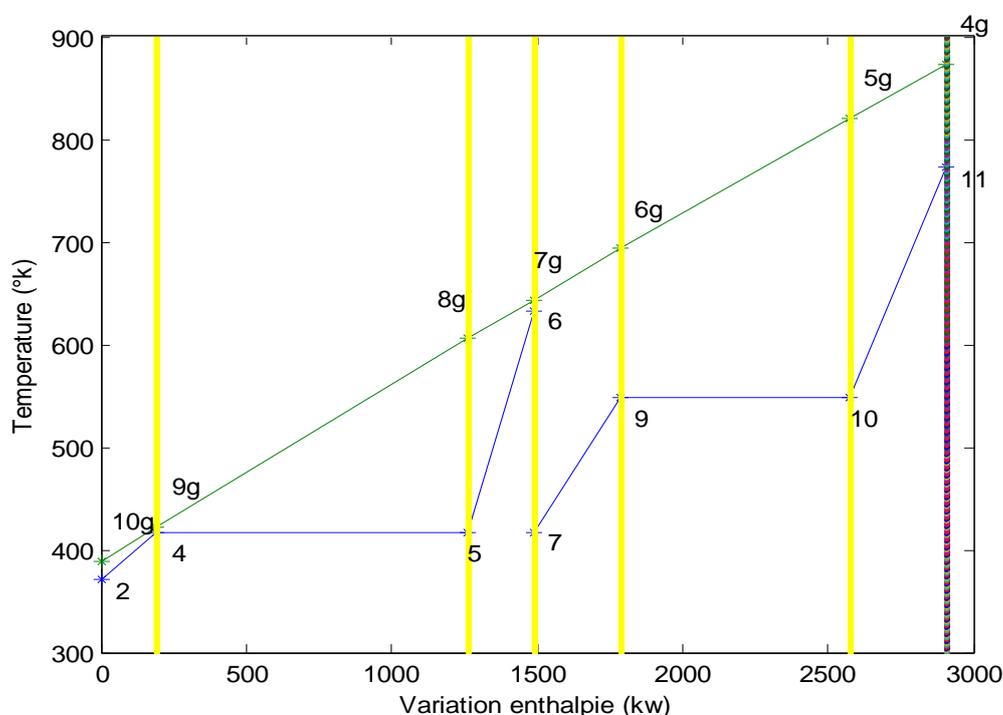


Figure (IV.5) : Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans une chaudière à contre-courant à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit.

L'exergie perdue au niveau de la chaudière :

- l'exergie perdue par la fumée :

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_g * (hg4 - hg10 - T0 * (sg4 - sg10))$$

$$\dot{E}x_1 = 1443,56kW$$

- l'exergie reçue par l'eau :

$$\dot{E}x_2 = \dot{m}_v * (x_1 * h_6 + x_2 * h_4 - h_2 + x_2 * (h_{11} - h_7) - T_0 (x_1 * s_6 + x_2 * s_4 - s_2 + x_2 * (s_{11} - s_7)))$$

$$\dot{E}x_2 = 1067,12 \text{ kW}$$

$$\Delta \dot{E}x = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = 376,44 \text{ kW},$$

$$\text{Le rapport : } \frac{\Delta \dot{E}x}{\dot{E}x_1} = 26,08\%$$

Point de pincement : $pp = 5,4^\circ\text{C}$

Analyse de performance et rendement exergetique du cycle :

Le cycle à vapeur à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit est représenté sur la figure (IV.6).

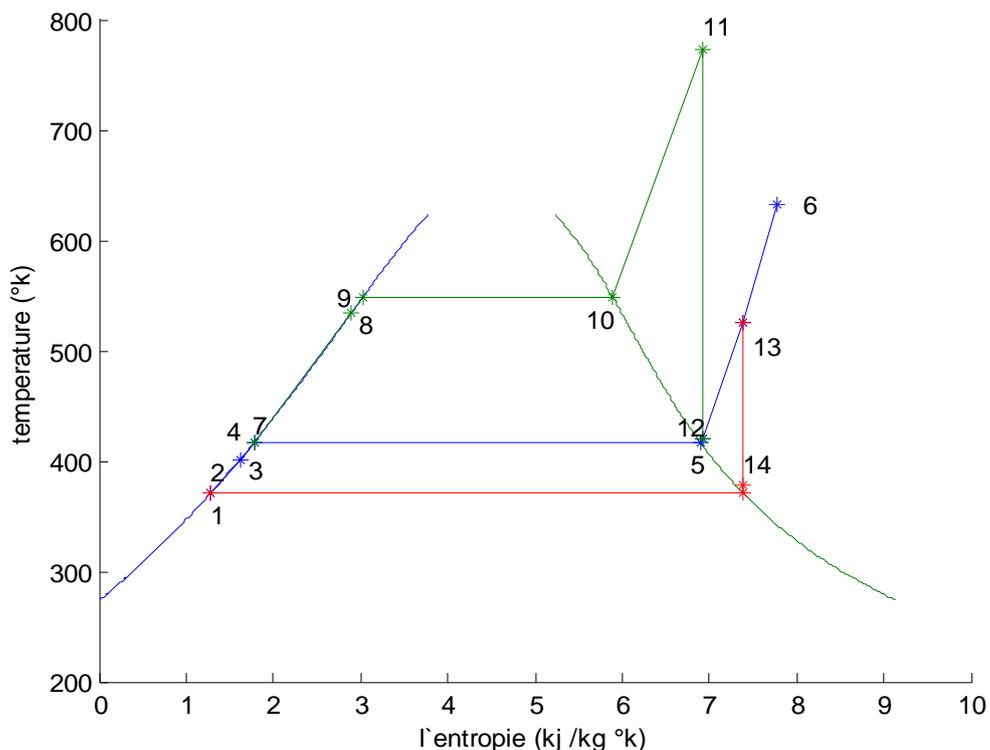


Figure (IV.6) : variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit.

La pression de sortie turbine $p_{14} = 1 \text{ bar}$

Le travail effectif du cycle :

$$\dot{w}_{\text{cg.eff}} = 628,61 \text{ kW/kg}$$

Le rendement énergétique du cycle :

$$\eta_{\text{cv}} = 21,65\%$$

Le rendement énergétique global :

$$\eta_{g-cv} = 18,58\%$$

Le rendement exergetique du cycle :

$$\eta_{ex.cv} = 45,21\%$$

IV.3.3. Trois niveaux de pression avec fractionnement de débit :

Pertes d'exergie dans la chaudière de récupération :

Pour pouvoir produire un débit $\dot{m}_v = 1\text{kg/s}$ de vapeur devisée à trois niveaux de pression. Surchauffés à 500°C pour (HP=110 bar), 450°C pour (NP=11 bar) et 270°C pour (BP=2 bar), il faut 5.16 kg/s de fumées à 600°C. Ces fumées ressortent de la cheminée à 110°C. Les profils de température sont représentés sur la Figure (IV.7).

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3} = \dot{m}_v/3.$$

$$\dot{m}_{v1} = x1 * \dot{m}_v ; \dot{m}_{v2} = x2 * \dot{m}_v ; \dot{m}_{v3} = x3 * \dot{m}_v .$$

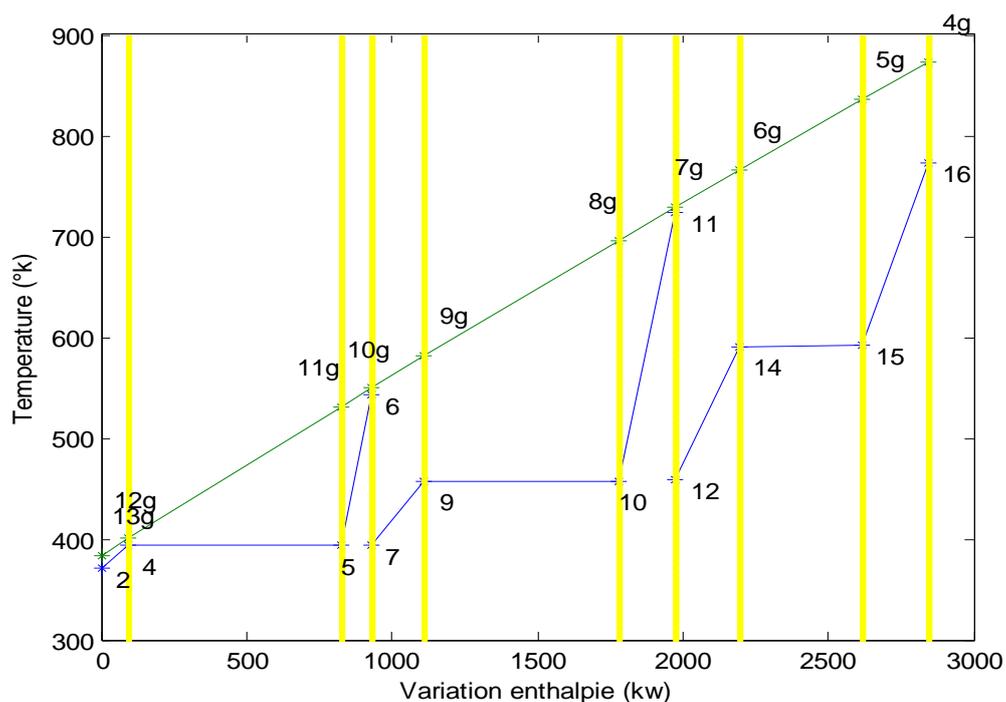


Figure (IV.7) : Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans une chaudière à contre-courant à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.

L'exergie perdue au niveau de la chaudière :

- l'exergie perdue par la fumée :

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_g * (hg4 - hg13 - T0 * (sg4 - sg13))$$

$$\dot{E}x_1 = 1406,5kW$$

- l'exergie reçue par l'eau :

$$\dot{E}x_2 = \dot{m}_v * (x_1 * (h_6 - h_2) + x_2 * (h_{11} - h_7) + x_3 * (h_{16} - h_{12}) - T_0 * (x_1 * (s_6 - s_2) + x_2 * (s_{11} - s_7) + x_3 * (s_{16} - s_{12})))$$

$$\dot{E}x_2 = 1016,5 \text{ kW}$$

$$\Delta \dot{E}x = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = 389,94 \text{ kW},$$

$$\text{Le rapport : } \frac{\Delta \dot{E}x}{\dot{E}x_1} = 27,72\%$$

Point de pincement : $pp = 6,8^\circ\text{C}$

Analyse de performance et rendement exergetique du cycle :

Le cycle à vapeur de trois niveaux de pression avec fractionnement de débit est représenté sur la figure (IV.8).

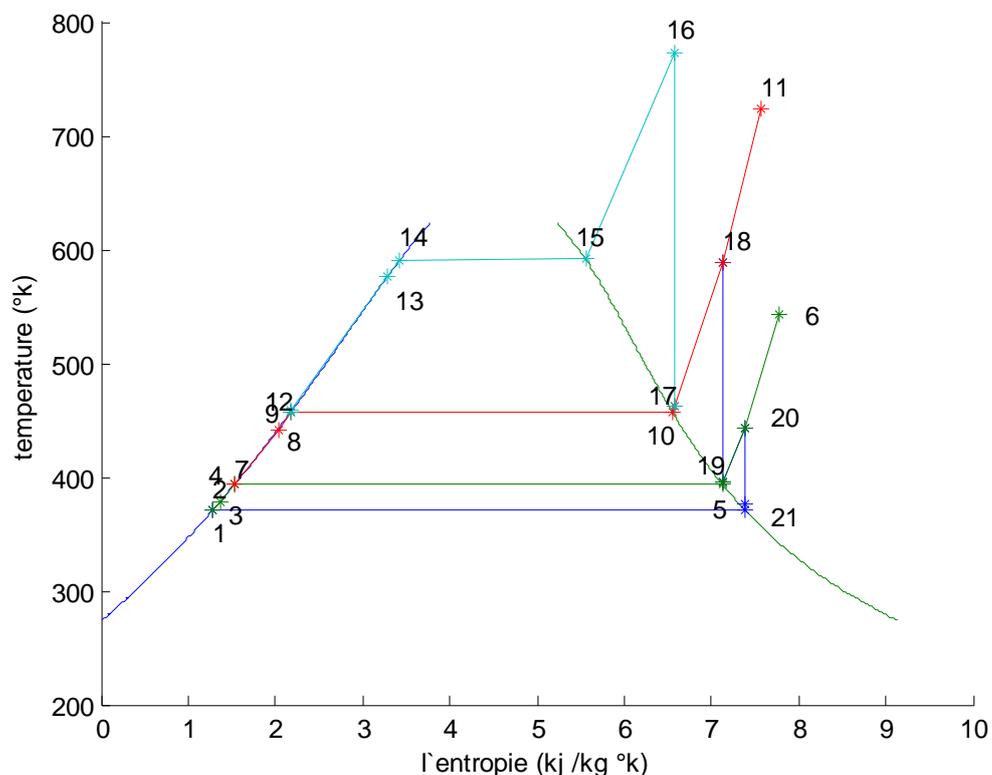


Figure (IV.8) : variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.

La pression de sortie turbine $p_{21} = 1 \text{ bar}$

Le travail effectif du cycle :

$$\dot{w}_{cv,eff} = 573.84 \text{ kW/kg}$$

Le rendement énergétique du cycle :

$$\eta = 20,17\%$$

Le rendement énergétique global :

$$\eta_{g-cv} = 17,48\%$$

Le rendement exergetique du cycle :

$$\eta_{ex,cv} = 42,48\%$$

IV.3.4. Deux niveaux de pression sans fractionnement de débit :

Pertes d'exergie dans la chaudière de récupération :

Pour pouvoir produire un débit $\dot{m}_v = 1 \text{ kg/s}$ de vapeur devisée à trois niveaux de pression. Surchauffés à 500°C pour (HP=115 bar), et 390°C pour (NP=11 bar), il faut $\dot{m}_g = 7,54 \text{ kg/s}$ de fumées à 600°C . Ces fumées ressortent de la cheminée à 200°C . Les profils de température sont représentés sur la Figure (IV.9).

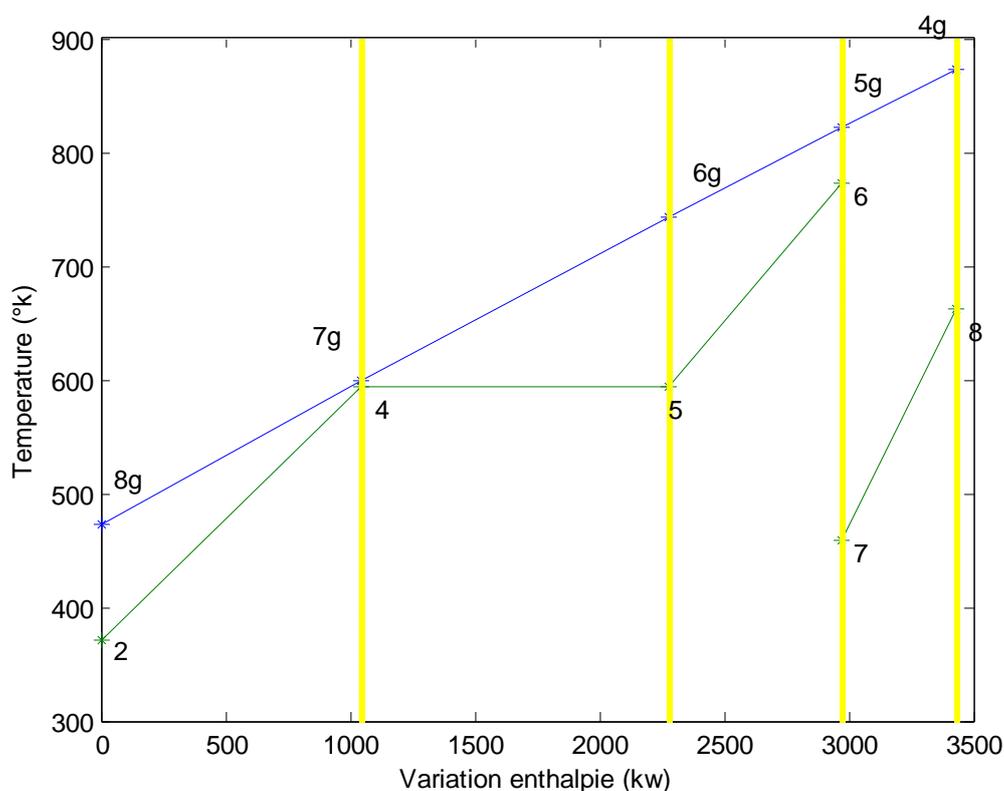


Figure (IV.9) : Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans une chaudière à contre-courant à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.

L'exergie perdue au niveau de la chaudière :

- l'exergie perdue par la fumée :

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_g * (hg4 - hg8 - T0 * (sg4 - sg8))$$

$$\dot{E}x_1 = 1922,4kW$$

- l'exergie reçue par l'eau :

$$\dot{E}_{x_2} = \dot{m}_v * ((h_6 - h_2) + (h_8 - h_7) - T_0 * ((s_6 - s_2) + (s_8 - s_7)))$$

$$\dot{E}_{x_2} = 1668,07 \text{ kW}$$

$$\Delta \dot{E}_x = \dot{E}_{x_1} - \dot{E}_{x_2} = 254,33 \text{ kW},$$

$$\text{Le rapport : } \frac{\Delta \dot{E}_x}{\dot{E}_{x_1}} = 13,23\%$$

Point de pincement : $pp = 5^\circ\text{C}$

Analyse de performance et rendement exergetique du cycle :

Le cycle à vapeur à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit est représenté à la figure (IV.10).

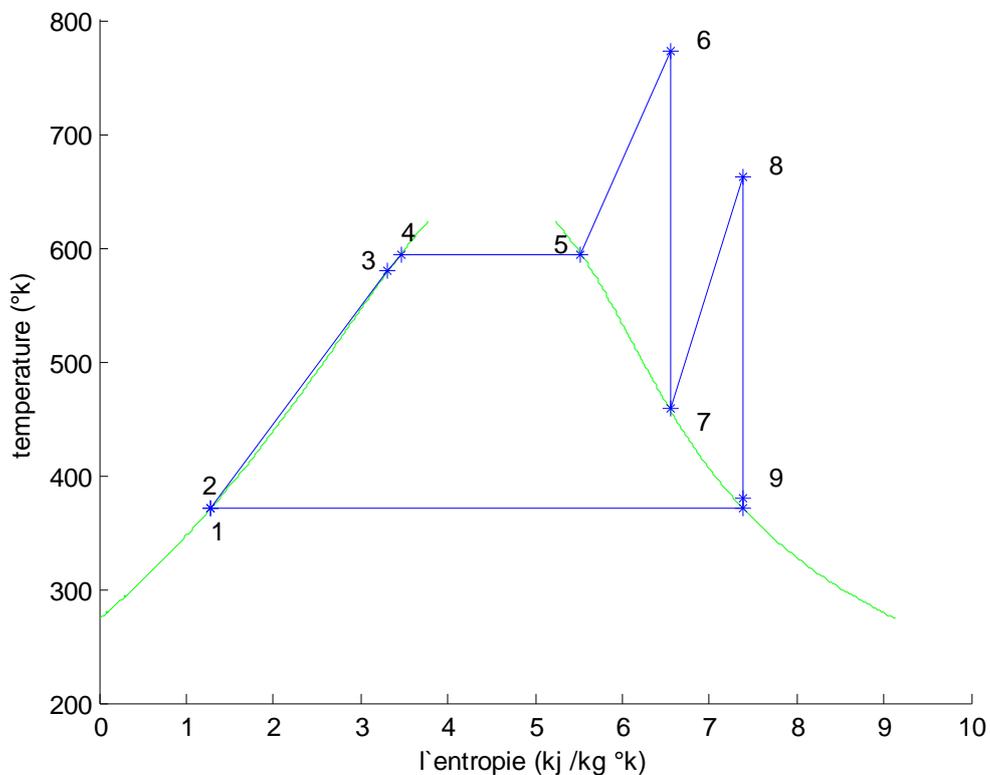


Figure (IV.10) : variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à deux niveaux de pression sans fractionnement de débit.

La pression de sortie turbine $p_9 = 1 \text{ bar}$

Le travail effectif du cycle :

$$\dot{w}_{\text{cg.eff}} = 1151,51 \text{ kW/kg}$$

Le rendement énergétique du cycle :

$$\eta = 33,57\%$$

Le rendement énergétique global :

$$\eta_{g,cv} = 24\%$$

Le rendement exergetique du cycle :

$$\eta_{ex,cv} = 63,09\%$$

IV.3.5. Trois niveaux de pression sans fractionnement de débit :

Pertes d'exergie dans la chaudière de récupération :

Pour pouvoir produire un débit $\dot{m}_v = 1 \text{ kg/s}$ de vapeur devisée à trois niveaux de pression. Surchauffés à 500°C pour (HP=160 bar), 420°C pour (NP=22 bar) et 170°C pour (BP=2 bar), il faut $\dot{m}_g = 7,81 \text{ kg/s}$ de fumées à 600°C. Ces fumées ressortent de la cheminée à 210°C. Les profils de température sont représentés sur la Figure (IV.11).

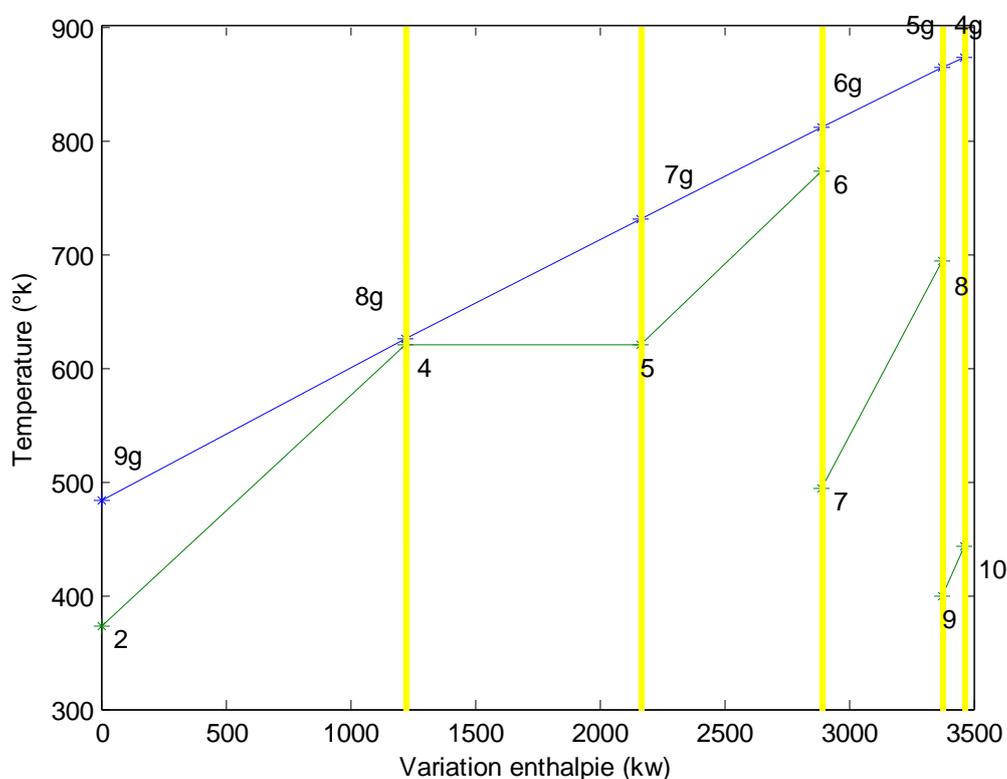


Figure (IV.11) : Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans une chaudière à contre-courant à trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.

L'exergie perdue au niveau de la chaudière :

- l'exergie perdue par la fumée :

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_g * (hg4 - hg9 - T0 * (sg4 - sg9))$$

$$\dot{E}x_1 = 1957,51kW$$

- l'exergie reçue par l'eau :

$$\dot{E}x_2 = \dot{m}_v * ((h6 - h2) + (h8 - h7) + (h10 - h9) - T0 * ((s6 - s2) + (s8 - s7) + (s10 - s9)))$$

$$\dot{E}x_2 = 1713,33 kW$$

$$\Delta \dot{E}x = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = 244,18 kW,$$

$$\text{Le rapport : } \frac{\Delta \dot{E}x}{\dot{E}x_1} = 12,47\%$$

Point de pincement : $pp = 4.4^\circ C$

Analyse de performance et rendement exergetique du cycle :

Le cycle à vapeur à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit est représenté sur la figure (IV.12).

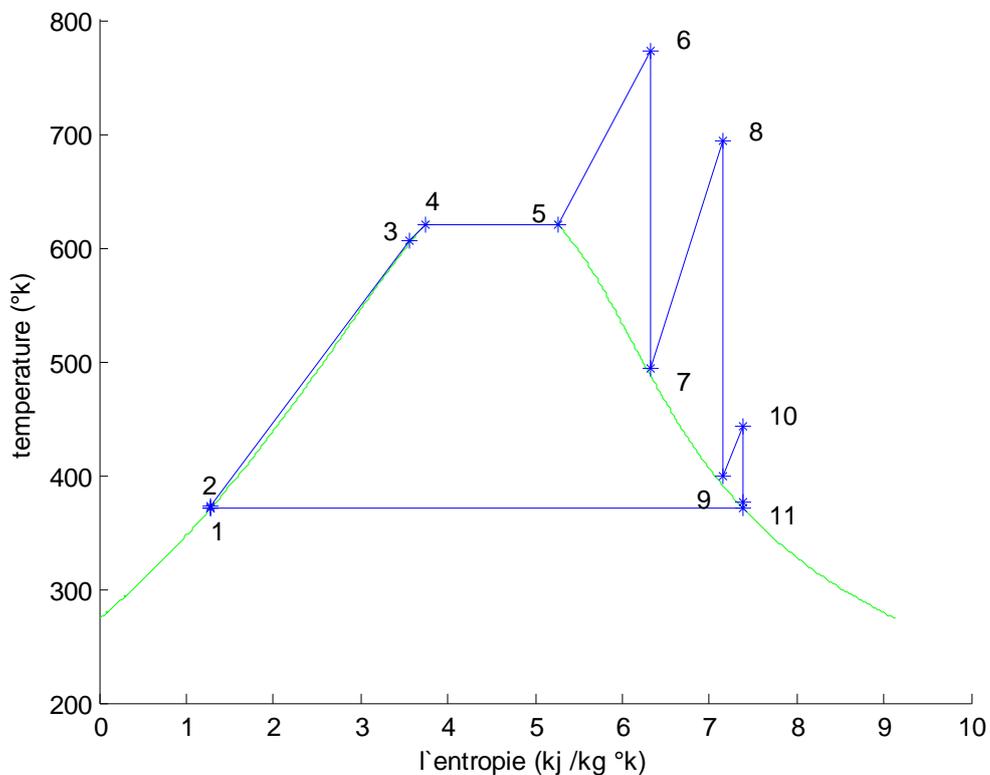


Figure (IV.12) : variation de la température en fonction de l'entropie d'un cycle à vapeur à trois niveaux de pression sans fractionnement de débit.

La pression de sortie turbine $p_{11} = 1 \text{ bar}$

Le travail effectif du cycle :

$$\dot{w}_{cv,eff} = 1195,68 kW/kg$$

Le rendement énergétique du cycle :

$$\eta_{cv} = 34,49\%$$

Le rendement énergétique global :

$$\eta_{g-cv} = 24,06\%$$

Le rendement exergetique du cycle :

$$\eta_{ex,cv} = 64,65\%$$

Tableau(IV.3) : Résultats de l'analyse énergétique et exergetique du cycle combiné :

	CC1NP (A)	CC1NP (B)	CC2NP AF	CC3NP AF	CC2NP SF	CC3NP SF
$\frac{\Delta E_x}{\dot{E}_{X_1}}(\%)$	24,13	22,37	26,08	27,72	13,23	12,47
$\dot{W}_{cc,eff}(\text{kW})$	2627,93	2532,06	2284,592	2081,28	3353,82	3477,24
$\eta_c(\%)$	41,43	41,05	38,5	37,69	45,29	45,82
$\eta_{ex,cc}(\%)$	54,95	55,09	53,94	53,46	56,47	56,61
$\eta_{g-cc}(\%)$	34,28	34,85	33,59	33,02	36,41	36,45

IV.4. Exploitation des résultats :

Pour la partie cycle à vapeur du cycle combiné on peut jouer sur trois critères :

1. La température du gaz d'échappement à la sortie cheminé :

D'après les résultats du cas A et du cas B du tableau ci-dessus nous constatons qu'une diminution de la température du gaz d'échappement entraîne :

- Une réduction des pertes exergetiques ce qui donne une amélioration du rendement exergetique.
- Une réduction de débit du gaz de la turbine à gaz ce qui entraîne une réduction de la puissance produite et une diminution de rendement du cycle combiné.
- Une réduction des pertes énergétiques dans le gaz évacué vers l'ambiance ce qui implique une amélioration de rendement global de l'installation.

2. Le nombre du niveau de pression avec fractionnement de débit :

D'après les résultats du tableau ci-dessus nous constatons que l'augmentation de nombre du niveau de pression avec fractionnement du débit a deux avantages seulement :

- Diminuer la température d'échappement ce qui donne une réduction de la pollution et réduction des pertes énergétiques vers l'ambiance.

- Diminuer le débit du gaz de fonctionnement de la turbine ce qui donne une réduction des dimensions de la turbine et réduction du coût de l'installation.

3. Le nombre de niveau de pression sans fractionnement de débit :

D'après les résultats du tableau ci-dessus nous remarquons que l'augmentation du nombre de niveau de pression sans fractionnement de débit implique :

- Une augmentation de la puissance et de rendement du cycle combiné mais l'inconvénient est la température d'échappement très élevée.

IV.5. Conclusion :

Ce qui nous intéresse le plus en Algérie c'est d'augmenter la puissance produite et le rendement énergétique global du cycle combiné. Par conséquent parmi les différentes installations de chaudières que nous avons étudiées la chaudière de récupération à plusieurs niveaux de pression sans fractionnement du débit avec un point de pincement minimal s'avère le meilleur choix.

V.1. Introduction :

La centrale de Cap Djinet est située à l'Est de la capitale Alger dans la wilaya de Boumerdès. Elle occupe une superficie de 35 hectares.

La centrale est composée de quatre tranches de production avec un fonctionnement de 24h/24h, chaque deux blocs ont une salle de commande commune, la puissance produite par une tranche est de 176 MW pour une charge de 100%, qui est la puissance nominale aux bornes de l'alternateur. La tension nominale délivrée est de 15,5 KV, l'intensité du courant est de 8195A. A travers un transformateur, elle alimente le réseau de tension 220 KV avec une fréquence de 50Hz.

Le principal combustible utilisé dans la chaudière de la centrale de Cap-Djinet est le gaz naturel de HASSI R'MEL acheminé par gazoduc arrive avec une pression de 60 bars à un débit de 160000 m³/h est détendu jusqu'à 6 bars, le fuel sous produit de raffinerie est le carburant secondaire stockés dans deux grands réservoirs de 10000 m³.

V.2. Principaux éléments constituant une tranche de production :

La centrale thermique de Cap Djinet est composée de plusieurs organes importants pour la production de l'électricité et qui influent directement sur le rendement global, ces organes sont [14] :

- La chaudière.
- La turbine.
- L'alternateur.
- Le transformateur.
- Le poste d'eau. (condenseur, bêche alimentaire, pompes d'extraction et d'alimentation, éjecteur, réchauffeurs basse et haute pression).

V.2.1. La chaudière :

La chaudière est la source chaude de la centrale, elle permet de transformer l'eau en vapeur resurchauffée à haute pression pour alimenter le groupe turbo-alternateur. La chaudière est de type à "circulation naturelle" avec chambre de combustion pressurisée et avec resurchauffeurs ; c'est l'élément le plus essentiel et le plus volumineux dans le circuit thermique. Elle consiste l'objet principal de notre étude. [14]

V.2.2. La turbine :

Elle a pour rôle de transformer l'énergie thermique contenue dans la vapeur provenant de la chaudière en un mouvement de rotation de l'arbre, le travail mécanique obtenu sert à

entraîner l'alternateur. La turbine est composée de trois corps ; Haute pression (HP), moyenne pression (MP) et basse pression (BP). Elle comporte six (06) soutirages qui alimentent (03) réchauffeurs basses pressions (BP), (02) réchauffeurs hautes pressions (HP), et la bêche alimentaire. Le rotor de la turbine est accouplé avec l'alternateur, et l'ensemble tourne à une vitesse constante réglée à 3000 tr/mn. [14]

V.2.3. L'alternateur

C'est un générateur d'électricité. Il sert à transformer l'énergie mécanique produite par l'arbre de la turbine en énergie électrique. C'est un alternateur à pôles lisses, et le courant électrique créé est un courant alternatif triphasé dont les caractéristiques sont:

- La puissance maximale produite : 176 MW.
- La tension : 15,5 KV.
- La fréquence : 50 Hz.
- L'intensité du courant 8195 A.

Cette transformation cède une grande quantité de chaleur; d'où la nécessité de refroidir l'alternateur. Le refroidissement se fait par un circuit fermé à hydrogène qui est lui-même refroidi à l'eau déminéralisée. [14]

V.2.4. Le transformateur :

Un transformateur électrique est un convertisseur permettant de modifier les valeurs de tension et d'intensité du courant délivrées par une source d'énergie électrique alternative, en un système de tension et de courant de valeurs différentes, mais de même fréquence et de même forme.

Vu que le courant électrique fourni par l'alternateur est d'une tension trop faible pour être transporté par des lignes aériennes de la haute tension ; celui-ci est raccordé à un transformateur élévateur de 15,5 à 220 KV, et une puissance de 220 MW à travers un disjoncteur coupleur. Le refroidissement de transformateur se fait par une circulation forcée d'huile en circuit fermé qui est lui-même refroidie par l'air. [14]

V.2.5. Le poste d'eau :

Le poste d'eau comprend l'ensemble des appareils depuis l'échappement de la turbine jusqu'à l'entrée de l'économiseur de la chaudière et est constitué des éléments suivants [14] :

- Le condenseur.
- La bêche alimentaire et le dégazeur.

- Les pompes (d'extraction et d'alimentation).
- Les réchauffeurs HP et BP.

➤ **Le condenseur**

Le condenseur utilisé est un échangeur à échange par surface, il est placé sous le corps basse pression (BP) de la turbine. La vapeur se condense au contact des parois des tubes, dans lesquelles passe l'eau de refroidissement de mer. L'échange de chaleur est de types fluides séparés à faisceaux tubulaires.

Les principaux rôles du condenseur sont :

- ❖ Assurer la condensation de la vapeur d'eau évacuée du corps (BP) de la turbine par la circulation de l'eau de refroidissement.
- ❖ Augmenter la chute d'enthalpie de la vapeur détendue en établissant une dépression atmosphérique, afin d'obtenir un rendement de la turbine aussi élevé que possible.
- ❖ Dégazer le condensât et évacuer les incondensables.
- ❖ Recevoir également le condensât des réchauffeurs (BP).

Le condenseur est constitué de deux demi-condenseurs où ils sont logés et dans lequel circule l'eau de mer. Cette conception permet de faire fonctionner un demi-condenseur pour un éventuel entretien du deuxième. [14]

➤ **La bêche alimentaire**

C'est un réservoir cylindrique où a lieu le dégazage de l'eau ; l'eau sortant des réchauffeurs basse pression (BP) se dirige vers la bêche alimentaire, cette dernière joue le rôle d'un échangeur à mélange (réchauffeur), l'eau est chauffée par la vapeur du soutirage (S4) du corps moyenne pression (MP) de la turbine. L'eau se réchauffe jusqu'à la température de saturation correspondant à la pression de soutirage, en condensant la vapeur qui est prélevée à la turbine.

Le niveau de l'eau et de vapeur reste constant pendant le fonctionnement du groupe. la bêche alimentaire appelée aussi "**la bêche dégazant**" parce qu'elle dégage les gaz étrangers incondensables vers l'atmosphère avec deux (02) tuyauteries d'évacuation.

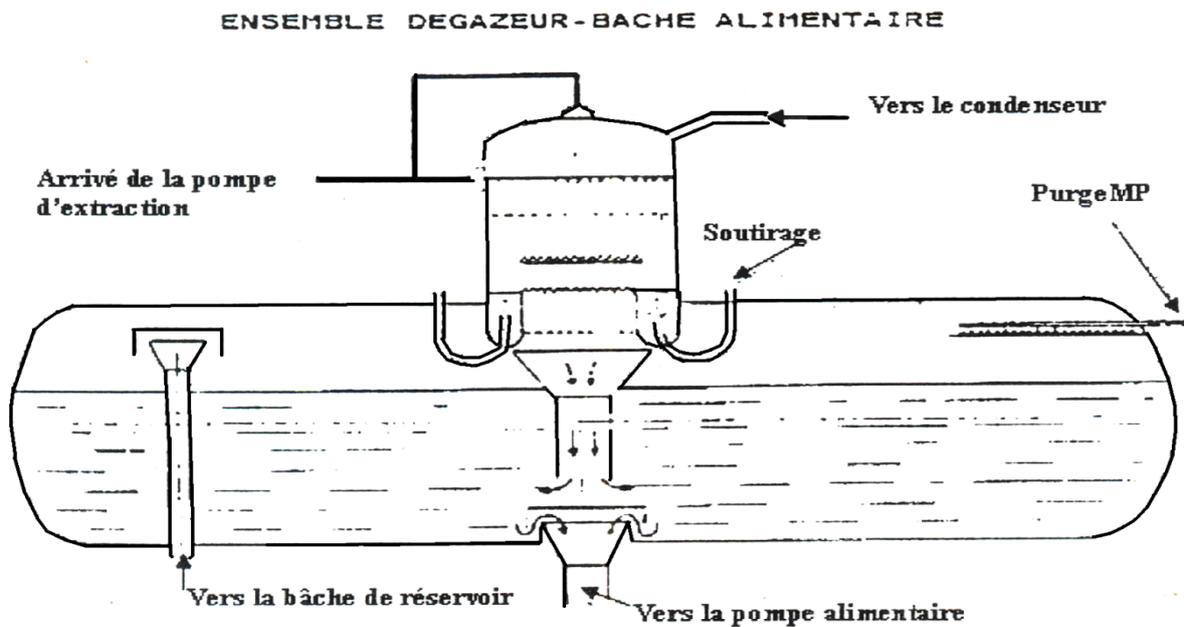


Figure (V.1) : Schéma d'ensemble dégazeur-bâche alimentaire [14].

▪ **Le dégazeur**

Le dégazeur a pour rôle d'éliminer les gaz agressifs tel que l'oxygène et le gaz carbonique dissous dans l'eau alimentaire. Afin de protéger les installations telles que la chaudière. L'élimination des gaz agressifs se fait par l'évaporation des gaz dissous dans l'eau par l'augmentation de la température. [14]

➤ **Les pompes :**

A. Les pompes d'extraction :

Ce sont des pompes centrifuges à quatre (04) étages, leur rôle est d'acheminer l'eau condensée (condensât) jusqu'à la bâche alimentaire en traversant les trois(03) réchauffeurs basse pression (BP), les réfrigérants d'été, condenseur de buées ainsi que les éjecteurs de service. [14]

On trouve deux (02) pompes par groupe, l'une en marche et l'autre en réserve en cas de

Les pompes d'alimentation :

Elles ont pour rôle d'aspirer de l'eau de la bâche alimentaire pour y refouler dans le réservoir de la chaudière en traversant les réchauffeurs haute pression (HP) et l'économiseur du générateur de vapeur.

V.3. Les différents auxiliaires :

V.3.1. Une station de production d'hydrogène :

Son rôle est de produire l'hydrogène nécessaire pour le refroidissement des quatre (04) alternateurs de la centrale. [14]

V.3.2. Un poste de détente gaz :

Il est composé de deux (02) lignes de filtration gaz, ainsi que trois (03) lignes de régulation pour la détente du gaz, de 60 à 6 bars. [14]

V.3.3. Un poste de stockage du fuel :

Ce sont deux (02) réservoirs d'une capacité de 10000 m³ chacun. Utilisés en cas d'absence de gaz ou de l'indisponibilité du poste gaz. [14]

V.3.4. Une station de pompage de l'eau de mer :

Trois conduites de 03 mètres de diamètres sont installées à une profondeur de 06 mètres de la surface de la terre avec une longueur de 900 mètres dans la mer, ce qui permet à l'eau de passer automatiquement vers le bassin par la différence de potentiel (de niveau). [14]

Avant qu'elle soit aspirée, l'eau passe par deux niveaux de filtrage :

- Par des grilles à grappins pour empêcher le passage des grands corps.
- Par des tambours filtrants pour empêcher le passage des petits corps.

V.3.5. Une station de traitement de l'eau de mer :

Elle comprend :

a)-Une unité d'électro chloration :

Elle a pour rôle de protéger le circuit d'eau de mer (condenseur, conduites ...) contre tout encrassement pouvant être causé par les micro-organismes marins. Elle se fait par injection d'une quantité de 150 kg/h d'hypochlorite de Sodium.

En condition de chloration continue, 104000 m³/h d'eau de circulation sont continuellement chlorés. [14]

b)-Une station de dessalement :

Quatre unités de dessalement de l'eau de mer d'une capacité de 336 m³/jour pour chacune sont utilisées. L'eau de mer est vaporisée pour lui enlever le sel, puis condensée, en suite stockée dans deux bâches d'une capacité de 2700 m³ chacune. [14]

c)-Une station de déminéralisation :

Deux chaînes de déminéralisation (Filtres à lit mélangés) de 40 m³/h chacune parachèvent le traitement de l'eau avant son utilisation dans le cycle eau-vapeur. Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux (02) réservoirs de 1500 m³ Chacun. [14]

V.4. Principe de fonctionnement :

Avant de décrire le fonctionnement de la centrale, il sera bon de rappeler les différentes transformations énergétiques qui ont servi à la production de l'énergie électrique. En gros on a trois (3) transformations :

1. Transformation de l'énergie contenue à l'état latent dans le combustible (énergie chimique) en énergie calorifique.

Chaudière

Energie chimique \longrightarrow Energie calorifique

2. Transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique.

Turbine

- Energie calorifique \longrightarrow Energie mécanique

3. Transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique.

Alternateur

- Energie mécanique \longrightarrow Energie électrique

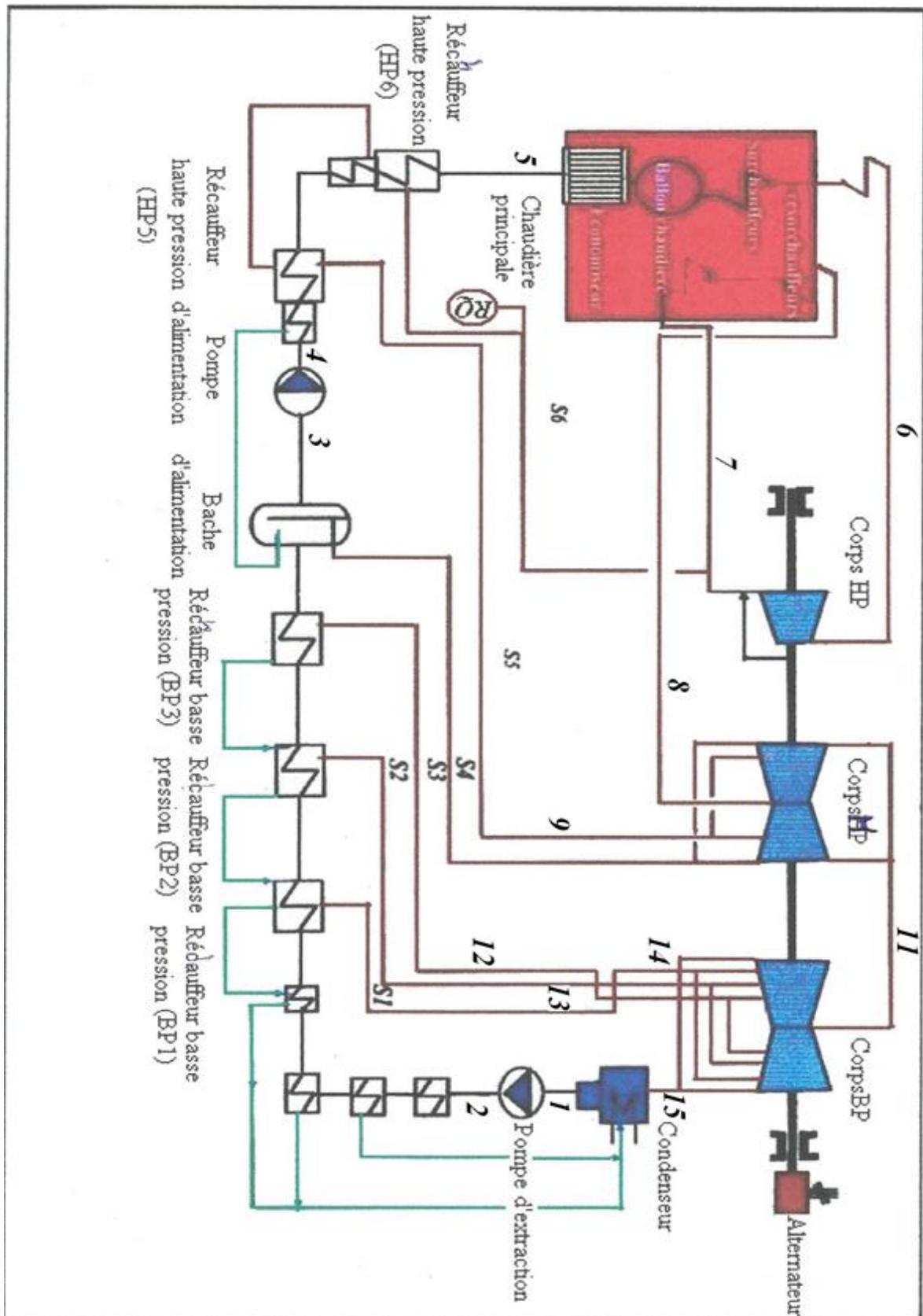


Figure (V-2) : Schéma de fonctionnement de la centrale de cap-Djinet [12]

L'eau froide est aspirée à la bache alimentaire alimentée par le condenseur, et par l'eau d'appoint après distillation, elle est comprimée successivement par les pompes basses pression et

haute pression et réchauffée par les réchauffeurs BP et HP au moyen des soutirages. L'eau d'alimentation en sortant des réchauffeurs HP sera évacuée dans la chaudière particulièrement dans l'économiseur. L'eau se réchauffe par convection par les biais des flammes résultant de la chambre de combustion, elle est canalisée ensuite vers la partie supérieure du ballon.

A la sortie de l'économiseur, l'eau est encore à l'état liquide, pour avoir de la vapeur il faut encore la chauffer. Alors, du ballon, elle descend vers les écrans vaporisateurs.

Au contact de la flamme des brûleurs l'eau devient vapeur et monte naturellement jusqu'au ballon du fait de la différence de densité de l'eau et de la vapeur.

Dans le ballon s'opère une séparation de l'eau et de la vapeur, puis celle-ci est transmise aux surchauffeurs par les tubes supports.

A la sortie du surchauffeur final, la vapeur est acheminée vers la turbine pour subir la détente, la vapeur d'échappement en partie détendue est refroidie dans le corps HP de la turbine, est ramenée à la chaudière pour y subir une resurchauffe.

A la sortie des resurchauffeurs la vapeur poursuit sa détente dans le corps MP puis dans le corps BP, la vapeur détendue est conduite au condenseur.

La condensation de la vapeur s'effectue sous vide à la température 33°C et à la pression de 0,05 bar.

Les pompes d'extraction aspirent l'eau du puits du condenseur et la refoulent à travers le réfrigérant d'alternateur, le condenseur de buée, l'éjecteur de vapeur, le refroidisseur des purges et les trois (3) réchauffeurs basse pression jusqu'à la bêche alimentaire.

Dans la bêche alimentaire s'effectue le dégazage physique de l'eau d'alimentation, et un nouveau cycle peut recommencer.

Principe de fonctionnement du soutirage :

Le principe du soutirage de vapeur, consiste à extraire à un étage intermédiaire de la turbine, une partie de la vapeur qui a déjà converti en travail une partie de son énergie et à diriger ce débit soutiré dans un réchauffeur d'eau condensée. **[14]**

Ce procédé permet donc :

- ✓ De réaliser des économies importantes de combustible, qui sont encore accrues de l'influence favorable qu'il exerce sur le rendement du cycle.
- ✓ De diminuer la masse de vapeur dans le condenseur. Il en résulte une diminution de la perte dans le condenseur.
- ✓ La chaudière doit fournir plus de vapeur mais elle reçoit de l'eau réchauffée.
- ✓ De diminuer la dimension de la turbine.

Données de l'installation :

Le débit de fonctionnement, le débit des soutirages, la température et la pression des points caractéristiques du (1-15) du cycle sont mesurés.

Le programme de calcul réalisé sur Matlab nous permet de calculer l'enthalpie l'entropie aux différents points.

Tableau(V.1) : Propriétés thermodynamiques du cycle à vapeur de Cap-Djinet.

	mesurer	mesurer	calculer	calculer
points	T (°c)	p (bar)	h (kj/kg)	s (kj/kg °c)
1	36,75	0,062	153,96	0,5288
2	37	20,1	156,79	0,5315
3	143,6	4	604,67	1,7765
4	145	165	621,01	1,774
5	230	160	993,25	2,5847
6	541,7	140,2	3510,1	6,6221
7	331	27,45	3081,3	6,7279
8	529	25	3535,4	7,4206
9	422	13,48	3309,2	7,3978
10	284,1	3,7	3036,1	7,5488
11	284,1	3,7	3036,1	7,5488
12	184,1	1,52	2841,7	7,5711
13	85,67	0,558	2653,1	7,5648
14	53	0,139	2596,7	7,6373
15	33,75	0,062	2381,9	7,7175

Le débit de fonctionnement :

$$\dot{m}_v = 107.197 \text{ kg/s}$$

Les débits des soutirages :

$$\dot{m}_{s1} = 0.127 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{s2} = 4.538 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{s3} = 4.201 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{s4} = 5.004 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{s5} = 7.114 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{s6} = 8.997 \text{ kg/s}$$

Les rendements mécaniques des pompes qui sont donnés par le constructeur :

Pompe d'extraction :

$$\eta_{\text{pmp.ex}} = 72.5 \%$$

Pompe d'alimentation :

$$\eta_{pmp.al} = 78 \%$$

V.5. Couplages du cycle de Cap-Djinet avec le cycle à turbine à gaz :

Dans cette partie nous avons réalisé deux types de couplage de la centrale de Cap-Djinet avec la turbine à gaz que nous avons choisi dans le chapitre précédent.

Couplage 1 :

Dans ce cas nous gardons les mêmes composants de la centrale de saut le générateur de vapeur que l'on remplace par la chaudière de récupération qui est représentée ci-dessous :

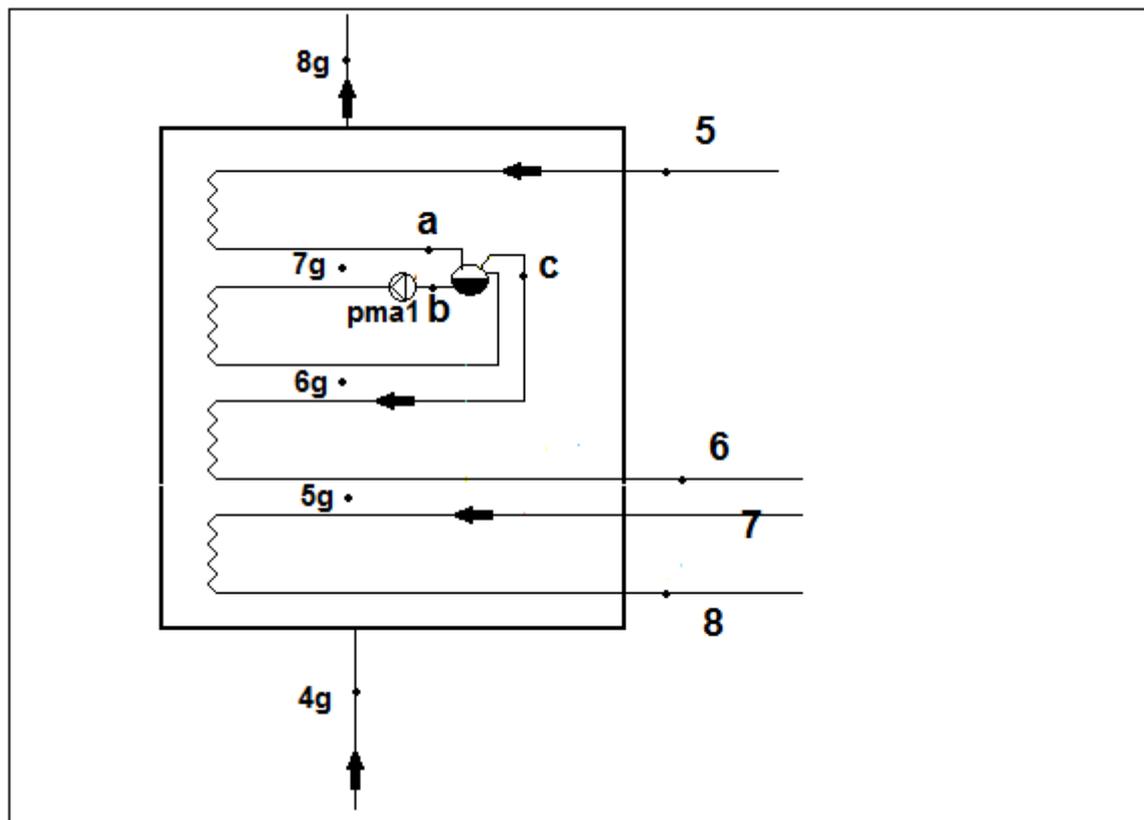


Figure (V.3) : schéma d'une chaudière de récupération à deux niveaux de pressions sans fractionnement de débit.

Pertes d'exergie dans la chaudière de récupération :

Pour les données de l'installation ci-dessus nous avons besoin d'un débit $\dot{m}_g = 929,82 \text{ kg/s}$ de fumées à 600°C . Ces fumées ressortent de la cheminée à 290°C . Les profils de température sont représentés sur la Figure (V.4).

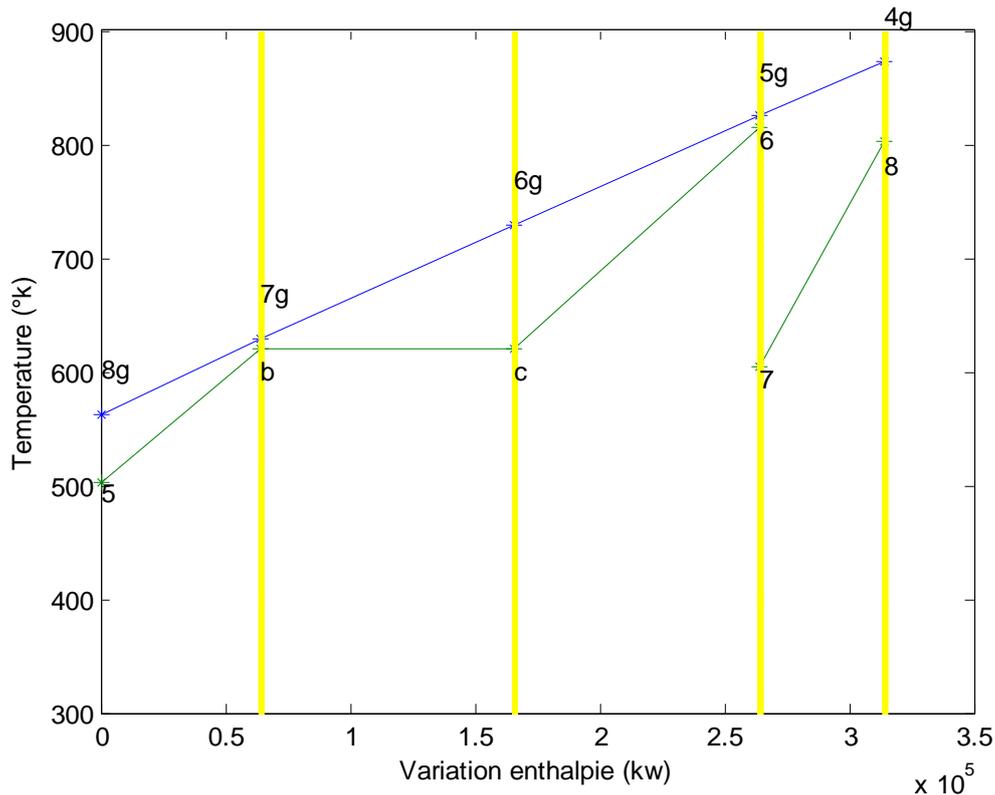


Figure (V.4) : Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans la chaudière à contre-courant du 1^{er} couplage.

L'exergie perdue au niveau de la chaudière :

- l'exergie perdue par la fumée :

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_g * (hg4 - hg8 - T0 * (sg4 - sg8))$$

$$\dot{E}x_1 = 189371,55 \text{ kW}$$

- l'exergie reçue par l'eau :

$$\dot{E}x_2 = \left(\dot{m}_v * ((h6 - h5) - T0 * (s6 - s5)) \right) + ((\dot{m}_v - \dot{m}_{s6}) * ((h8 - h7) - T0 * (s8 - s7)))$$

$$\dot{E}x_2 = 162563.93 \text{ kW}$$

$$\Delta \dot{E}x = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 = 26807,62 \text{ kW},$$

$$\text{Le rapport : } \frac{\Delta \dot{E}x}{\dot{E}x_1} = 14,16\%$$

Point de pincement : $pp = 8 \text{ }^\circ\text{C}$

Analyse de performance et rendement exergetique du cycle :

Le cycle de l'installation est représenté sur la figure (V.5).

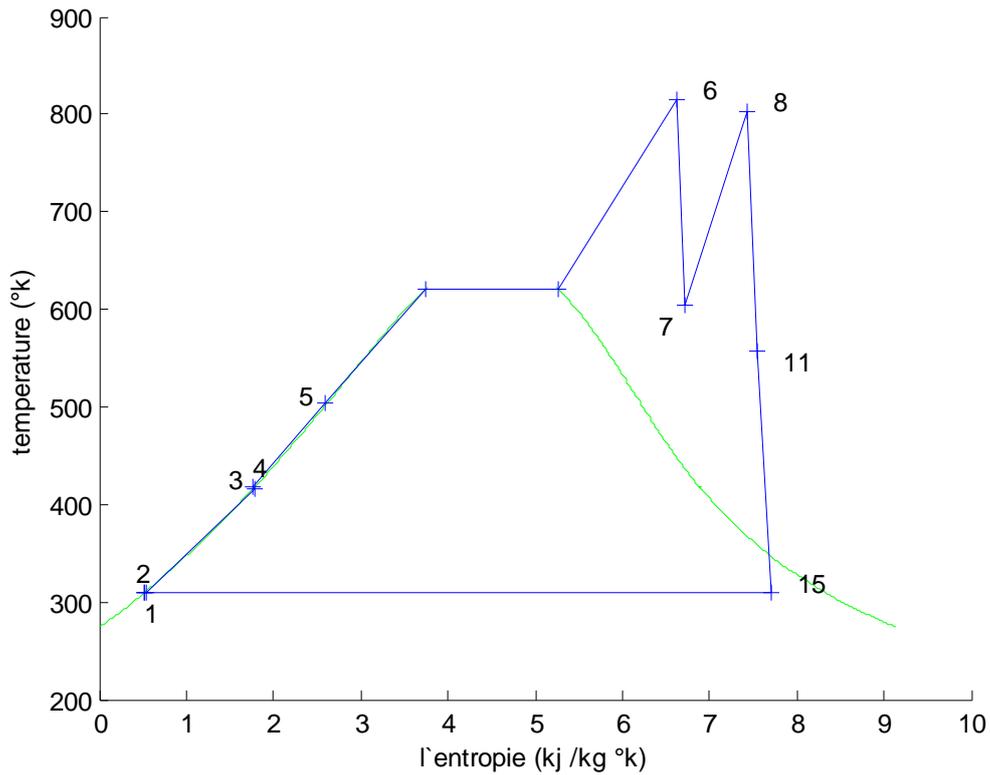


Figure (V.5) : Variation de la température en fonction de l'entropie du cycle à vapeur du 1^{er} couplage.

Le travail effectif du cycle à vapeur :

$$\dot{W}_{cv,eff} = 139209,76 kW$$

Le rendement énergétique du cycle à vapeur :

$$\eta = 43,57\%$$

Le rendement énergétique global du cycle à vapeur :

$$\eta_{g,cv} = 23,55\%$$

Le rendement exergétique du cycle à vapeur :

$$\eta_{ex,cv} = 78,14\%$$

Couplage 2

Dans ce cas nous gardons le premier couplage tout en éliminant les soutrages 5 et 6.

Ce couplage est représenté sur la figure ci-dessous

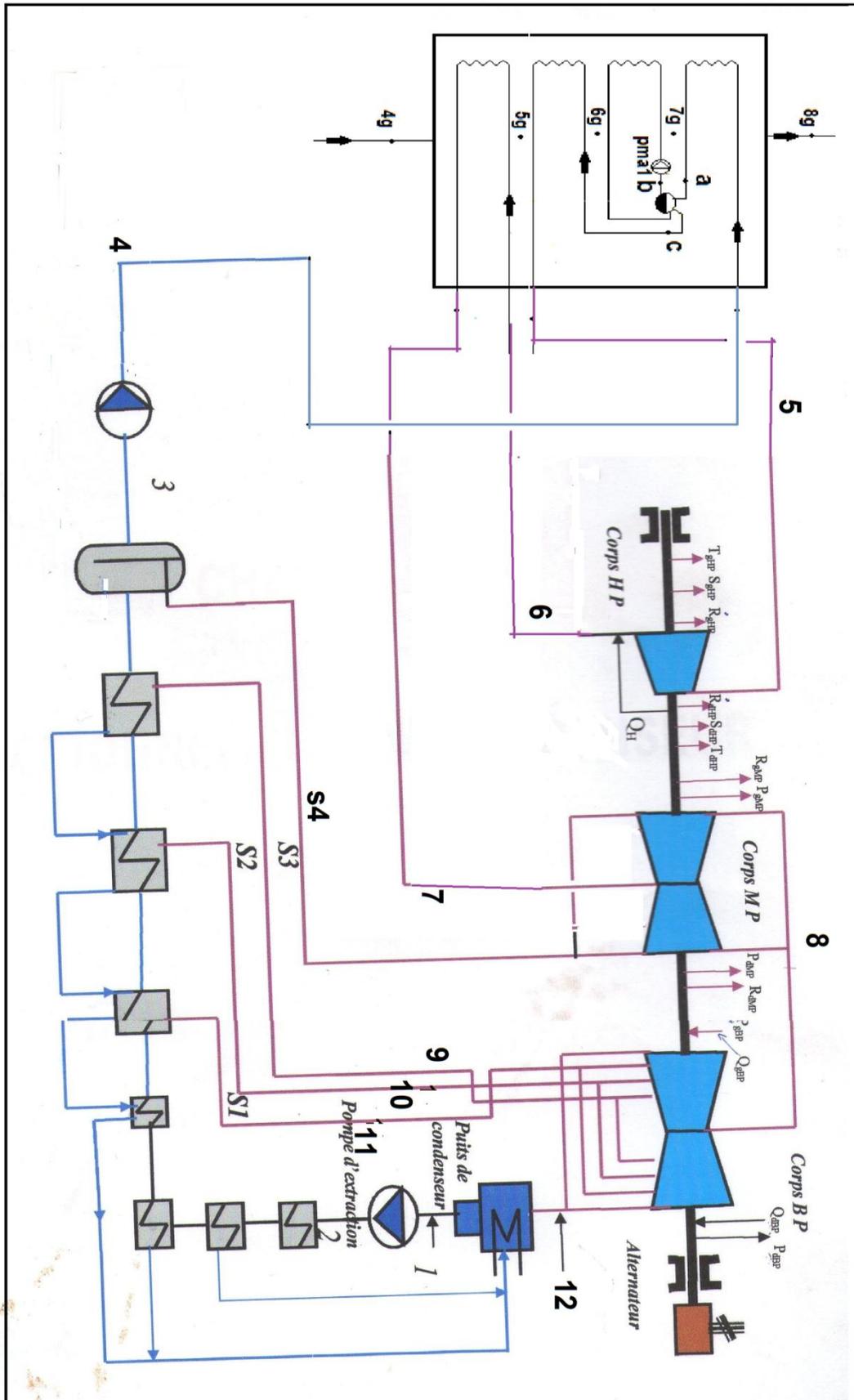


Figure (V-6) : Schéma de fonctionnement de la centrale de cap-Djanet après le 2^{ème} couplage.

Pertes d'exergie dans la chaudière de récupération :

Pour les données de l'installation ci-dessus nous avons besoin d'un débit $\dot{m}_g = 917,95 \text{ kg/s}$ de fumées à 600°C . Ces fumées ressortent de la cheminée à 240°C . Les profils de température sont représentés sur la Figure (V.7).

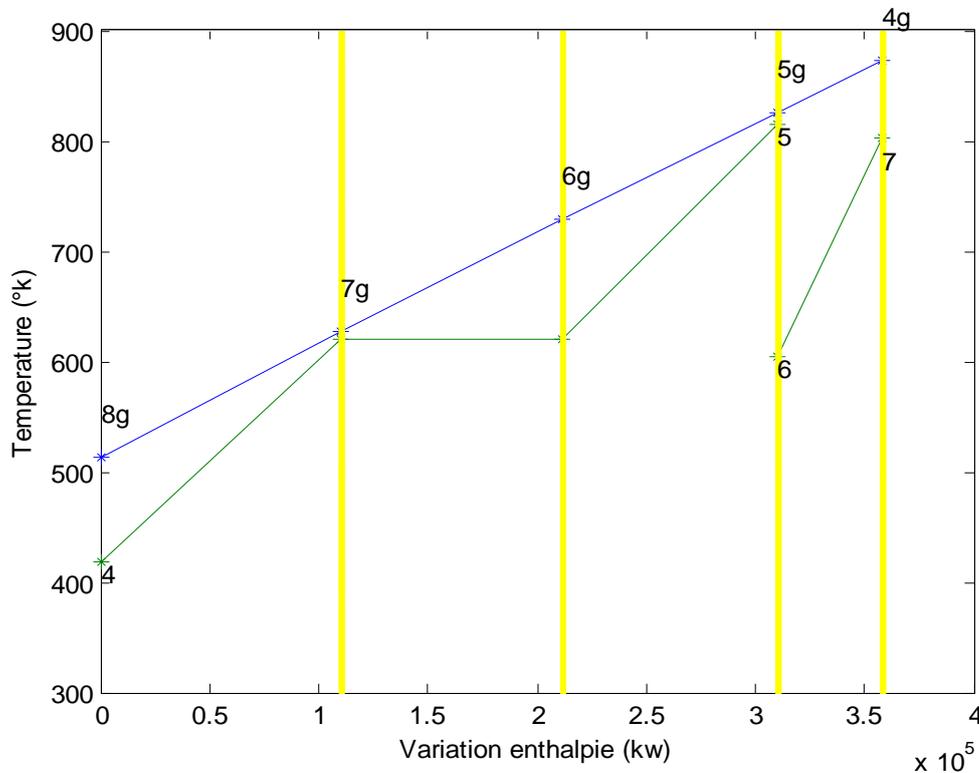


Figure (V.7) : Évolution des températures en fonction de l'enthalpie dans la chaudière à contre-courant du 2^{ème} couplage.

L'exergie perdue au niveau de la chaudière :

- l'exergie perdue par la fumée :

$$\dot{E}_{x1} = \dot{m}_g * (hg4 - hg8 - T0 * (sg4 - sg8))$$

$$\dot{E}_{x1} = 219999,41 \text{ kW}$$

- l'énergie reçue par l'eau :

$$\dot{E}_{x2} = (\dot{m}_v * ((h5 - h4) - T0 * (s5 - s4))) + (\dot{m}_v * ((h7 - h6) - T0 * (s7 - s6)))$$

$$\dot{E}_{x2} = 178317,33 \text{ kW}$$

$$\Delta \dot{E}_x = \dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2} = 41682,07 \text{ kW},$$

Le rapport : $\frac{\Delta \dot{E}_x}{\dot{E}_{x1}} = 18,94\%$

Point de pincement : $pp = 6,7^\circ\text{C}$

Analyse de performance et rendement exergetique du cycle :

Le cycle de fractionnement de débit est représenté sur la figure (V.8).

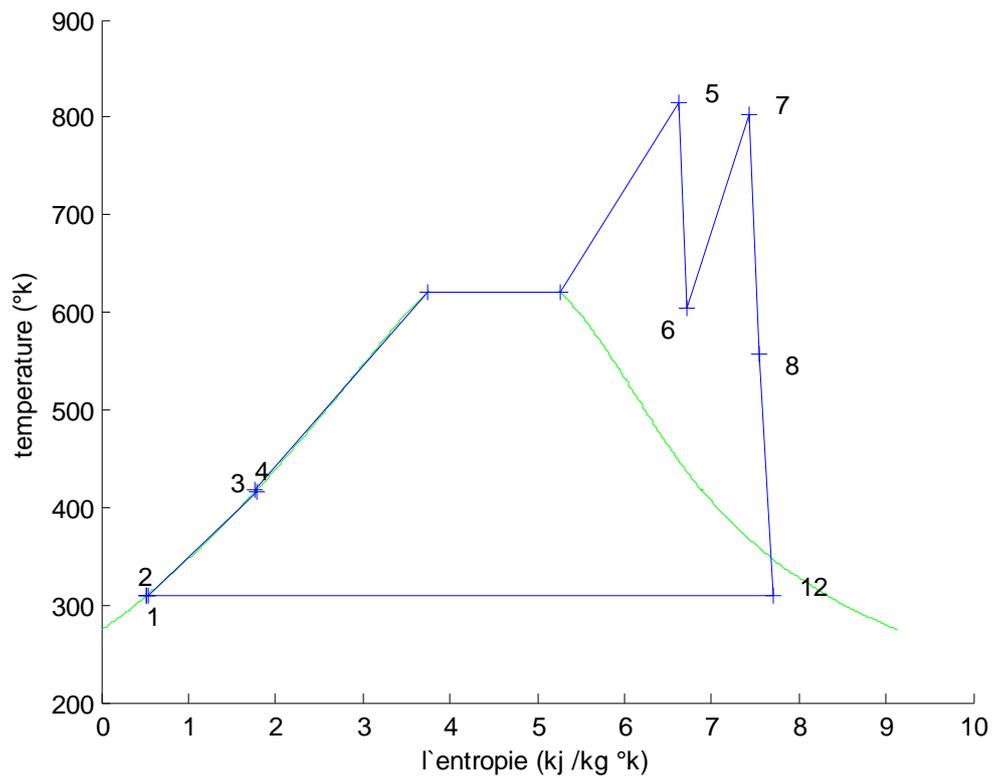


Figure (V.8) : Variation de la température en fonction de l'entropie du cycle à vapeur du 2^{ème} couplage.

Le travail effectif du cycle :

$$\dot{W}_{cv,eff} = 155612,33kW$$

Le rendement énergétique du cycle :

$$\eta_{cv} = 42,71\%$$

Le rendement énergétique global :

$$\eta_{g,cv} = 26,66\%$$

Le rendement exergetique du cycle :

$$\eta_{ex,cv} = 78,92\%$$

Tableau(V.2) : Résultats de l'analyse énergétique et exergetique de couplage 1 et de couplage 2 :

	Couplage 1	Couplage 2
$\dot{W}_{cv,eff}$ (kW)	139209,76	155612,33
η (%)	43,57	42,71
$\eta_{ex,cv}$ (%)	78,14	78,92
$\eta_{g,cv}$ (%)	23,55	26,66
$\dot{W}_{cc,eff}$ (kW)	410732	423668,95
η (%)	50,91	50,13
$\eta_{ex,cc}$ (%)	57,91	58,02
$\eta_{g,cc}$ (%)	36,18	37,8

V.6. Exploitation des résultats :

Le coupage de l'installation motrice à vapeur de Cap-Djinet avec l'installation à turbine à gaz que nous avons proposée au chapitre IV, nous donne toujours une amélioration des rendements énergétiques et exergetiques ainsi que le rendement global de l'installation. Ce couplage nous donne aussi une très grande augmentation de la puissance produite par rapport à l'installation du cycle à vapeur toute seule.

Mais le taux de cette amélioration dépend de la méthode du couplage, car il y a plusieurs méthodes de couplage dont nous avons réalisé deux.

La comparaison des résultats de ces deux couplages :

Le rendement du cycle combiné du couplage 1 est plus élevé que celui du couplage 2 mais le rendement global de l'installation et la puissance produite du couplage 2 est meilleur que le couplage 1.

Ce qui nous intéresse le plus en Algérie est la puissance produite et le rendement global parce qu'il y a une insuffisance de production et parce que le rendement global dépend directement du coût de fonctionnement.

- Donc le 2^{ème} couplage est plus intéressant à réaliser.

V.7. Conclusion :

L'élimination des soutirages de vapeur dans le cycle combiné nous permet de réduire la température d'échappement ce qui implique une réduction de pertes énergétiques vers l'ambiance donc une augmentation du rendement global de l'installation.

Dans le cas de l'installation proposée (couplage 2) nous avons éliminé les soutirages 5 et 6 car ces deux derniers n'ont pas une influence directe sur le fonctionnement du condenseur par contre l'élimination des soutirages 1, 2, 3 et 4 nous oblige à revoir le condenseur.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Pour la réalisation d'une installation d'un cycle combiné à l'installation motrice à vapeur de Cap-Djinet nous avons fait une analyse énergétique et exergetique d'une installation d'un cycle à turbine qui est couplé avec une installation motrice à vapeur par une chaudière de récupération.

Pour choisir la bonne chaudière de récupération pour le couplage nous avons étudié cinq cycles combinés :

- Cycle combiné d'une chaudière de récupération d'un seul niveau de pression.
- Cycle combiné d'une chaudière de récupération de deux niveaux de pressions avec fractionnement de débit.
- Cycle combiné d'une chaudière de récupération de trois niveaux de pressions avec fractionnement de débit.
- Cycle combiné d'une chaudière de récupération de deux niveaux de pressions sans fractionnement de débit.
- Cycle combiné d'une chaudière de récupération de trois niveaux de pressions sans fractionnement de débit.

Lors de l'étude de ces cycles combinés nous avons calculé :

- Les pertes exergetique dans la chaudière de récupération parce que c'est la seule composante dans le cycle combiné que l'on peut manipuler pour réduire les pertes exergetique dans le cycle ce qui donne une amélioration du rendement exergetique.
- Le rendement énergétique du cycle et le rendement global de l'installation (l'efficacité de l'installation) pour expliquer qu'il n'y a pas toujours une relation proportionnelle entre ces deux rendements. L'amélioration a une relation proportionnelle avec l'augmentation du rendement exergetique et la diminution de la température des gaz évacués vers l'ambiance.
- La puissance produite dans l'installation.

Ce qui nous intéresse pour le bon choix de la chaudière de récupération c'est le plus grand rendement global du cycle combiné qui nous permet de réduire le coût de fonctionnement et une grande puissance produite dans l'installation pour réduire les problèmes de production d'énergie en Algérie.

Conclusion générale

Pour obtenir ces deux buts on peut choisir le cycle d'une chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec fractionnement de débit de vapeur ou le cycle à trois niveaux de pression avec fractionnement de débit.

Malgré que le cycle à 3 niveaux présente de meilleurs résultats nous avons opté pour le cycle à deux niveaux pour garder les mêmes dimensions des turbines de l'installation de Cap-Djinet.

Recommandations et perspectives :

Pour la poursuite de la présente étude nous suggérons de :

- Compléter cette présente étude par une étude thermo-économique pour tenir compte des couts.
- Améliorer la turbine à gaz par injection de vapeur.
- Dimensionner géométriquement la chaudière de récupération.
- Tracer le plant de masse du cycle combiné.

Références bibliographiques

- [1] Docteur George DARIÉ
Réhabilitation des centrales thermiques
Techniques de l'Ingénieur, bm4189
- [2] Ingénieur Claude LÉVY
Les techniques de cogénération
Techniques de l'Ingénieur, b8910
- [3] Ingénieur, André LALLEMAND
Convertisseurs thermomécaniques
Cycles moteurs à vapeur et combinés. Cogénération
Techniques de l'Ingénieur, be8053
- [4] Ingénieur, Jean-Marie MONTEIL
Centrale à cycle combiné. Théorie, performances, modularité
Techniques de l'Ingénieur, be8905
- [5] Gas Turbine Power Plants
- [6] combined cycle gas and steam power plants
Rolf kahlhorf
- [7] M. Radhouane SKOUDARLI
Réduction des irréversibilités d'un cycle combiné à pression duale et triple.
Thèse Magister. Université_ M'Hamed BOUGUERA, Boumerdès (2010 / 2011).
- [8] MEZIANE Lila
Analyse des performances d'unités de production d'énergie - cas de turbines à gaz
Thèse Magister. Université_ M'Hamed BOUGUERA, Boumerdès (2010 / 2011)
- [9] The American Society of Mechanical Engineers (ASME PTC 4.4-2008).
Gas Turbine Heat Recovery Steam Generators
- [10] WolfgangWagner · Hans-Joachim Kretzschmar
International Steam Tables
Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97
- [11] CHABANI Zina. LOUNI Djamel.
Analyse des irréversibilités d'un système de réfrigération au CO₂.
Thèse Magister. UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI DE TIZI OUZOU.

[12] Baouane Taous, Aissiouene Kaissa ,

«Analyse et amélioration des performances d'une unité de dessalement MSF par soutirage de vapeur auxiliaire », Mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou 2008, 59 pages.

[13] Marie-Noëlle Dumont

Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération.

Thèse Doctorat. Département de Chimie Appliquée Faculté des Sciences Appliquées.

Université de Liège.

[14] KWU : Service de formation professionnelle, fichier de la centrale thermique de Cap

DJINET/ Numéro d'enregistrement 5525.

Formules pour le calcul des propriétés de la vapeur d'eau [10].

Les frontières entre les régions 2, et 3 :

Pression :

$$\frac{p_{23}(T)}{p^*} = \pi(\theta) = n_1 + n_2\theta + n_3\theta^2$$

Température :

$$\frac{T_{23}(p)}{T^*} = \theta(\pi) = n_4 + [(\pi - n_5)/n_3]^{0.5}$$

Tel que :

$$\pi = p/p^* \quad ; \quad \theta = T/T^* \quad ; \quad T^* = 1 \text{ } ^\circ\text{K} \quad ; \quad p^* = 1\text{Mpa}$$

et

<i>i</i>	<i>n_i</i>	<i>i</i>	<i>n_i</i>
1	0.348 051 856 289 69 × 10 ³	4	0.572 544 598 627 46 × 10 ³
2	-0.116 718 598 799 75 × 10 ¹	5	0.139 188 397 788 70 × 10 ²
3	0.101 929 700 393 26 × 10 ⁻²		

La région 1 :

$$273.15^\circ\text{K} \leq T \leq 623.15^\circ\text{K}$$

$$p_s(T) \leq p \leq 100 \text{ Mpa}$$

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau\gamma_\tau$$

$$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau\gamma_\tau - \gamma$$

Tel que :

$$\gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{l_i} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_\tau = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{l_i} * J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1}$$

$$\pi = p/p^* \quad ; \quad \tau = T/T^* \quad ; \quad T^* = 1 \text{ } ^\circ\text{K} \quad ;$$

ANNEXE : A

$$p^* = 16.53 \text{ Mpa} \quad R = 0.461526 \text{ kj/ kg}^\circ\text{K}$$

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0.146 329 712 131 67	18	2	3	$-0.441 418 453 308 46 \times 10^{-5}$
2	0	-1	-0.845 481 871 691 14	19	2	17	$-0.726 949 962 975 94 \times 10^{-15}$
3	0	0	$-0.375 636 036 720 40 \times 10^1$	20	3	-4	$-0.316 796 448 450 54 \times 10^{-4}$
4	0	1	$0.338 551 691 683 85 \times 10^1$	21	3	0	$-0.282 707 979 853 12 \times 10^{-5}$
5	0	2	-0.957 919 633 878 72	22	3	6	$-0.852 051 281 201 03 \times 10^{-9}$
6	0	3	0.157 720 385 132 28	23	4	-5	$-0.224 252 819 080 00 \times 10^{-5}$
7	0	4	$-0.166 164 171 995 01 \times 10^{-1}$	24	4	-2	$-0.651 712 228 956 01 \times 10^{-6}$
8	0	5	$0.812 146 299 835 68 \times 10^{-3}$	25	4	10	$-0.143 417 299 379 24 \times 10^{-12}$
9	1	-9	$0.283 190 801 238 04 \times 10^{-3}$	26	5	-8	$-0.405 169 968 601 17 \times 10^{-6}$
10	1	-7	$-0.607 063 015 658 74 \times 10^{-3}$	27	8	-11	$-0.127 343 017 416 41 \times 10^{-8}$
11	1	-1	$-0.189 900 682 184 19 \times 10^{-1}$	28	8	-6	$-0.174 248 712 306 34 \times 10^{-9}$
12	1	0	$-0.325 297 487 705 05 \times 10^{-1}$	29	21	-29	$-0.687 621 312 955 31 \times 10^{-18}$
13	1	1	$-0.218 417 171 754 14 \times 10^{-1}$	30	23	-31	$0.144 783 078 285 21 \times 10^{-19}$
14	1	3	$-0.528 383 579 699 30 \times 10^{-4}$	31	29	-38	$0.263 357 816 627 95 \times 10^{-22}$
15	2	-3	$-0.471 843 210 732 67 \times 10^{-3}$	32	30	-39	$-0.119 476 226 400 71 \times 10^{-22}$
16	2	0	$-0.300 017 807 930 26 \times 10^{-3}$	33	31	-40	$0.182 280 945 814 04 \times 10^{-23}$
17	2	1	$0.476 613 939 069 87 \times 10^{-4}$	34	32	-41	$-0.935 370 872 924 58 \times 10^{-25}$

la région 2 :

$$273.15^\circ\text{K} \leq T \leq 623.15^\circ\text{K}$$

$$0 \leq p \leq p_s(T)$$

$$623.15^\circ\text{K} \leq T \leq 863.15^\circ\text{K}$$

$$0 \leq p \leq p_s(T)$$

$$863.15^\circ\text{K} \leq T \leq 1073.15^\circ\text{K}$$

$$0 \leq p \leq 100 \text{ Mpa}$$

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r)$$

$$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau(\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) - \tau(\gamma^0 + \gamma^r)$$

Tel que :

$$\pi = p/p^* \quad ; \quad \tau = T/T^* \quad ; \quad T^* = 540^\circ\text{K} \quad ;$$

$$p^* = 1 \text{ Mpa} \quad R = 0.461526 \text{ kj/ kg}^\circ\text{K}$$

$$\gamma^r(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0.5)^{J_i}$$

$$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0}$$

ANNEXE : A

$$\gamma_{\tau}^o = \sum_{i=1}^9 n_i^o J_i^o \tau^{J_i^o - 1}$$

$$\gamma_{\tau}^r(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0.5)^{J_i - 1}$$

i	J_i^o	n_i^o	i	J_i^o	n_i^o
1	0	$-0.969\ 276\ 865\ 002\ 17 \times 10^1$ ^a	6	-2	$0.142\ 408\ 191\ 714\ 44 \times 10^1$
2	1	$0.100\ 866\ 559\ 680\ 18 \times 10^2$ ^a	7	-1	$-0.438\ 395\ 113\ 194\ 50 \times 10^1$
3	-5	$-0.560\ 879\ 112\ 830\ 20 \times 10^{-2}$	8	2	$-0.284\ 086\ 324\ 607\ 72$
4	-4	$0.714\ 527\ 380\ 814\ 55 \times 10^{-1}$	9	3	$0.212\ 684\ 637\ 533\ 07 \times 10^{-1}$
5	-3	$-0.407\ 104\ 982\ 239\ 28$			

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.177\ 317\ 424\ 732\ 13 \times 10^{-2}$	23	7	0	$-0.590\ 595\ 643\ 242\ 70 \times 10^{-17}$
2	1	1	$-0.178\ 348\ 622\ 923\ 58 \times 10^{-1}$	24	7	11	$-0.126\ 218\ 088\ 991\ 01 \times 10^{-5}$
3	1	2	$-0.459\ 960\ 136\ 963\ 65 \times 10^{-1}$	25	7	25	$-0.389\ 468\ 424\ 357\ 39 \times 10^{-1}$
4	1	3	$-0.575\ 812\ 590\ 834\ 32 \times 10^{-1}$	26	8	8	$0.112\ 562\ 113\ 604\ 59 \times 10^{-10}$
5	1	6	$-0.503\ 252\ 787\ 279\ 30 \times 10^{-1}$	27	8	36	$-0.823\ 113\ 408\ 979\ 98 \times 10^1$
6	2	1	$-0.330\ 326\ 416\ 702\ 03 \times 10^{-4}$	28	9	13	$0.198\ 097\ 128\ 020\ 88 \times 10^{-7}$
7	2	2	$-0.189\ 489\ 875\ 163\ 15 \times 10^{-3}$	29	10	4	$0.104\ 069\ 652\ 101\ 74 \times 10^{-18}$
8	2	4	$-0.393\ 927\ 772\ 433\ 55 \times 10^{-2}$	30	10	10	$-0.102\ 347\ 470\ 959\ 29 \times 10^{-12}$
9	2	7	$-0.437\ 972\ 956\ 505\ 73 \times 10^{-1}$	31	10	14	$-0.100\ 181\ 793\ 795\ 11 \times 10^{-8}$
10	2	36	$-0.266\ 745\ 479\ 140\ 87 \times 10^{-4}$	32	16	29	$-0.808\ 829\ 086\ 469\ 85 \times 10^{-10}$
11	3	0	$0.204\ 817\ 376\ 923\ 09 \times 10^{-7}$	33	16	50	$0.106\ 930\ 318\ 794\ 09$
12	3	1	$0.438\ 706\ 672\ 844\ 35 \times 10^{-6}$	34	18	57	$-0.336\ 622\ 505\ 741\ 71$
13	3	3	$-0.322\ 776\ 772\ 385\ 70 \times 10^{-4}$	35	20	20	$0.891\ 858\ 453\ 554\ 21 \times 10^{-24}$
14	3	6	$-0.150\ 339\ 245\ 421\ 48 \times 10^{-2}$	36	20	35	$0.306\ 293\ 168\ 762\ 32 \times 10^{-12}$
15	3	35	$-0.406\ 682\ 535\ 626\ 49 \times 10^{-1}$	37	20	48	$-0.420\ 024\ 676\ 982\ 08 \times 10^{-5}$
16	4	1	$-0.788\ 473\ 095\ 593\ 67 \times 10^{-9}$	38	21	21	$-0.590\ 560\ 296\ 856\ 39 \times 10^{-25}$
17	4	2	$0.127\ 907\ 178\ 522\ 85 \times 10^{-7}$	39	22	53	$0.378\ 269\ 476\ 134\ 57 \times 10^{-5}$
18	4	3	$0.482\ 253\ 727\ 185\ 07 \times 10^{-6}$	40	23	39	$-0.127\ 686\ 089\ 346\ 81 \times 10^{-14}$
19	5	7	$0.229\ 220\ 763\ 376\ 61 \times 10^{-5}$	41	24	26	$0.730\ 876\ 105\ 950\ 61 \times 10^{-28}$
20	6	3	$-0.167\ 147\ 664\ 510\ 61 \times 10^{-10}$	42	24	40	$0.554\ 147\ 153\ 507\ 78 \times 10^{-16}$
21	6	16	$-0.211\ 714\ 723\ 213\ 55 \times 10^{-2}$	43	24	58	$-0.943\ 697\ 072\ 412\ 10 \times 10^{-6}$
22	6	35	$-0.238\ 957\ 419\ 341\ 04 \times 10^2$				

La région 3 :

$$\frac{h(\delta, \tau)}{RT} = \tau\Phi_{\tau} + \delta\Phi_{\delta}$$

$$\frac{s(\delta, \tau)}{R} = \tau\Phi_{\tau} - \Phi$$

ANNEXE : A

Tel que :

$$\delta = \rho/\rho^* \quad ; \quad \tau = T/T^* \quad ; \quad T^* = T_c = 647.096 \text{ }^\circ\text{K} \quad ;$$

$$\rho^* = \rho_c = 322 \text{ kg /m}^3 \quad ; \quad R = 0.461526 \text{ kj/ kg}^\circ\text{K}$$

$$\Phi = n_1 \ln(\delta) + \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} \tau^{J_i}$$

$$\Phi_\delta = n_1 \delta^{-1} + \sum_{i=2}^{40} n_i I_i \delta^{I_i-1} \tau^{J_i}$$

$$\Phi_\tau = \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} J_i \tau^{J_i-1}$$

<i>i</i>	<i>I_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>	<i>i</i>	<i>I_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>
1	–	–	0.106 580 700 285 13 × 10 ¹	21	3	4	–0.201 899 150 235 70 × 10 ¹
2	0	0	–0.157 328 452 902 39 × 10 ²	22	3	16	–0.821 476 371 739 63 × 10 ^{–2}
3	0	1	0.209 443 969 743 07 × 10 ²	23	3	26	–0.475 960 357 349 23
4	0	2	–0.768 677 078 787 16 × 10 ¹	24	4	0	0.439 840 744 735 00 × 10 ^{–1}
5	0	7	0.261 859 477 879 54 × 10 ¹	25	4	2	–0.444 764 354 287 39
6	0	10	–0.280 807 811 486 20 × 10 ¹	26	4	4	0.905 720 707 197 33
7	0	12	0.120 533 696 965 17 × 10 ¹	27	4	26	0.705 224 500 879 67
8	0	23	–0.845 668 128 125 02 × 10 ^{–2}	28	5	1	0.107 705 126 263 32
9	1	2	–0.126 543 154 777 14 × 10 ¹	29	5	3	–0.329 136 232 589 54
10	1	6	–0.115 244 078 066 81 × 10 ¹	30	5	26	–0.508 710 620 411 58
11	1	15	0.885 210 439 843 18	31	6	0	–0.221 754 008 730 96 × 10 ^{–1}
12	1	17	–0.642 077 651 816 07	32	6	2	0.942 607 516 650 92 × 10 ^{–1}
13	2	0	0.384 934 601 866 71	33	6	26	0.164 362 784 479 61
14	2	2	–0.852 147 088 242 06	34	7	2	–0.135 033 722 413 48 × 10 ^{–1}
15	2	6	0.489 722 815 418 77 × 10 ¹	35	8	26	–0.148 343 453 524 72 × 10 ^{–1}
16	2	7	–0.305 026 172 569 65 × 10 ¹	36	9	2	0.579 229 536 280 84 × 10 ^{–3}
17	2	22	0.394 205 368 791 54 × 10 ^{–1}	37	9	26	0.323 089 047 037 11 × 10 ^{–2}
18	2	26	0.125 584 084 243 08	38	10	0	0.809 648 029 962 15 × 10 ^{–4}
19	3	0	–0.279 993 296 987 10	39	10	1	–0.165 576 797 950 37 × 10 ^{–3}
20	3	2	0.138 997 995 694 60 × 10 ¹	40	11	26	–0.449 238 990 618 15 × 10 ^{–4}

La région 4 (courbe de saturation) :

$$\beta = \left(\frac{p_s}{p^*} \right)^{0.25}$$

$$\vartheta = \frac{T_s}{T^*} + \frac{n_9}{\left(\frac{T_s}{T^*} \right) - n_{10}}$$

$$T^* = 1^\circ\text{K} \quad ; \quad p^* = 1\text{Mpa}$$

ANNEXE : A

Température de saturation :

$$\frac{T_s}{T^*} = \frac{n_{10} + D - [(n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D)]^{0.5}}{2}$$

$$D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{0.5}}$$

$$E = \beta^2 + n_3\beta + n_6$$

$$F = n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7$$

$$G = n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8$$

Pression de saturation :

$$\frac{p_s}{p^*} = \left[\frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)^{0.5}} \right]^4$$

$$A = \vartheta^2 + n_3\vartheta + n_2$$

$$B = n_3\vartheta^2 + n_4\vartheta + n_5$$

$$C = n_6\vartheta^2 + n_7\vartheta + n_8$$

Tel que :

<i>i</i>	<i>n_i</i>	<i>i</i>	<i>n_i</i>
1	0.116 705 214 527 67 × 10 ⁴	6	0.149 151 086 135 30 × 10 ²
2	-0.724 213 167 032 06 × 10 ⁶	7	-0.482 326 573 615 91 × 10 ⁴
3	-0.170 738 469 400 92 × 10 ²	8	0.405 113 405 420 57 × 10 ⁶
4	0.120 208 247 024 70 × 10 ⁵	9	-0.238 555 575 678 49
5	-0.323 255 503 223 33 × 10 ⁷	10	0.650 175 348 447 98 × 10 ³

ANNEXE : B

Organigramme des propriétés de l'eau et de la vapeur :

