

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

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMEDES



Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Département Génie Mécanique

Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de MASTER en

Filière :Génie mécanique

Option :Installations Energétiques et Turbomachines

THEME

**Influence de soutirage sur le rendement du cycle de la centrale thermique
de CAP-DJINET**

Présenté par :

- BENAYAD Amina
- BENCHOUK Samiha

Encadré par : M GUEDIFA

Promotion 2017-2018

ملخص

في هذا العمل نتطرق لتأثير سحب بخار الماء في درجة حرارة عالية على مردود العنفة البخارية (محرك توربيني). قمنا بدراسة ثلاثة حالات : سحب سداسي, سحب رباعي و بدون سحب. و في كل مرة نقوم بحساب المردود للمقارنة. النتائج تظهر أنه كلما زاد عدد السحب يزداد مردود المحرك التوربيني.

كلمات مفتاحية : محرك توربيني, رفع الطاقة, سحب الأبخرة, ...

Résumé

Dans ce travail, on s'est intéressé à l'influence de soutirage de la vapeur surchauffée sur le rendement d'une turbine à vapeur.

Nous avons étudié trois cas (six soutirage, quatre soutirages et sans soutirages) et nous avons fait un bilan énergétique pour chaque cas pour faire une comparaison entre les rendements des trois cas.

Les résultats trouvés montrent qu'en augmentant le nombre des soutirages utilisés, le rendement de l'installation va augmenter.

Mot-clé : Turbine à vapeur, Cycles de puissance, soutirage.....etc.

Abstract

In this work, we are interested in steam extraction in a very high temperature on the efficiency of a steam turbine

We studied three cases (six steam extraction, quarter steam extraction and without steam extraction) and we calculated the efficiency of each case to compare.

The results show that whenever the number of extractions increases, the efficiency of the steam turbine also increases

Key words : steam turbine, power cycles, steam extraction...

Remerciement

En premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, notre créateur qui nous a offert la vie, et nous a donné la force pour accomplir ce travail.

Notre sincère remerciement va à notre promoteur **M GUEDIFA** pour son suivi et ses conseils pendant toute la période du projet.

Nous tenons également à remercier tous les personnes de la centrale thermique de CAP-Djinet (SONELGAZ) en particulier **M HADJILALI**, **M BETROUNI** et **M KORICHI**, qui nous les remercions pour leur aide et conseils.

Nos remerciements vont également aux membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'examiner et juger notre travail.

Ainsi, que l'ensemble des enseignants qui nous ont bien enseigné durant les années de nos études.

Sans oublier à ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Dédicace

J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail à :

- ❖ Toute ma famille.***
- ❖ Tous mais amie.***
- ❖ Et tous ceux que j'aime.***



AMINA

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

*A mes très chers parents, qu'Allah me les protège et leur donne une
longue vie.*

*A mes très chers frères surtout Ahmed et Mohamed qui m'ont aidée
beaucoup.*

A mes très chères sœurs et leurs enfants.

A mes cousines et toute la famille.

A mon binôme et tous mes ami(e)s.



Samih

Sommaire

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Description de la centrale thermique

Introduction	2
I. Présentation de la centrale	2
I.1. Implémentation de la centrale [1]	2
I.1.1. Superficie	2
I.1.2. Historique [1]	2
I.1.3. Etape de réalisation [1].....	2
I.2. Principe de fonctionnement [5].....	3
I.2.1. Fonctionnement du cycle eau-vapeur [6]	4
I.3. Différents constituants de la centrale	8
I.3.1 La chaudière (générateur de vapeur) [2]	8
I.3.2. La turbine [2].....	9
I.3.3. Le condenseur [2].....	11
I.3.4. Les pompes [2]	11
I.3.5. La bâche alimentaire [2].....	11
I.3.6. Les réchauffeurs [2]	11
I.3.7. Alternateur [2]	12
I.3.8. Transformateur [2]	12
I.4. Les auxiliaires communs aux quatre tranches.....	12
I.4.1. Système traitement des eaux	12
I.4.1.a. Station de dessalement de l'eau de mer [1]	12
I.4.1.b. Station de déminéralisation [1]	12
I.4.1.c. Station électro chloration [1]	13
I.4.2. Station de production d'hydrogène [1].....	13
I.4.3. Poste gaz [1]	13
I.4.4. Station fuel [1].....	13
I.4.5. Evacuation d'énergie [1]	13
I.5. Les moyens d'amélioration du rendement	13

Chapitre II : Les cycles thermodynamiques

Introduction	15
--------------------	----

II. Les différents cycles d'une turbine à vapeur [6]	15
II.1. Le cycle de CARNOT	15
II.2. Le Cycle de RANKINE	16
II.3. Le cycle à Surchauffe (ou cycle de HIRNE)	18
II.4. Le cycle à Resurchauffe	20
II.5. Le cycle avec Soutirage	22

Chapitre III : Description de soutirage

Introduction	25
III.1. Fonctionnement de circuit des soutirages	25
III.1.1. Turbine à vapeur	25
III.1.1.a. Classifications	26
i. Turbine à action.....	26
ii. Turbine à réaction	26
III.1.1.b. Turbine de la centrale de CAP-DJINET [3].....	26
III.1.2. Les réchauffeurs	26
III.1.2.a. Réchauffeurs par surface	26
i. Réchauffeur horizontal BP	26
ii. Réchauffeur vertical HP	29
III.1.2.b. Réchauffeurs par mélange.....	31
i. Le réchauffeur BP4 (bâche alimentaire)	31
III.2. Conditions des choix de soutirages	31
III.3. Circuit de soutirages [3]	31
III.3.1. Circuit des soutirages basse pression BP	31
III.3.2. Circuit des soutirages à moyenne pression MP	34
III.3.3 Circuit à des soutirages hauts pression HP	35
III.4. Dimension de circuit des soutirages	36

Chapitre IV : Calculs des rendements et interprétations

Introduction	37
IV. Etude des différentes étapes de circuit thermique	37
IV.1. Etude des soutirages.....	37
IV.2. Calcul du rendement du cycle avec six soutirages.....	41
IV.2.1. Calculs les travaux.....	41
IV.2.1.a. Travail du corps haut pression (HP)	41
IV.2.1.b. Travail du corps moyen pression (MP)	41

IV.2.1.c. Travail du corps moyen pression (BP).....	41
IV.2.1.d. Travail total de la turbine.....	41
IV.2.1.e. Travail de la pompe d'extraction	41
IV.2.1.f. Travail de la pompe d'alimentation.....	42
IV.2.2. Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière	42
IV.2.3. Calcul du rendement thermique du cycle	42
IV.2.4. Calcul des Puissances	42
IV.2.4.a. Puissance de la pompe d'extraction	42
IV.2.4.b. Puissance de la pompe d'alimentation.....	42
IV.2.4.c. Puissance fournie par la chaudière.....	42
IV.3. Détermination des différents paramètres pour le contournement des réchauffeurs	43
IV.3.1. Les raisons des contournements des réchauffeurs.....	43
IV.3.2. Calcul des variables d'états aux différents points du circuit thermique à quatre soutirages BP	43
IV.3.2.a. Calculs des débits des soutirages	43
IV.3.2.b. Calcul des pertes de charge.....	46
IV.3.2.c. Calcul des paramètres d'états de cycle	47
IV.4. Calcul du rendement du cycle avec quatre soutirages BP	68
IV.4.1. Calculs des travaux.....	68
IV.4.1.a. Travail du corps haut pression (HP)	68
IV.4.1.b. Travail du corps moyen pression (MP)	68
IV.4.1.c. Travail du corps bas pression (BP)	68
IV.4.1.d. Travail totale de la turbine	69
IV.4.1.e. Travail de la pompe d'extraction	69
IV.4.1.f. Travail de la pompe d'alimentation.....	69
IV.4.2. Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière	69
IV.4.3. Calcul du rendement du cycle	69
IV.4.4. Calculs des puissances.....	69
IV.4.4.a. puissance de la pompe d'extraction	69
IV.4.4.b. Puissance pour deux pompes d'alimentation en service.....	69
IV.4.4.c. puissance fournie par la chaudière	69
IV.5. Calcul des paramètres d'états aux différents points du circuit thermique sans soutirages.....	70
IV.5.1. Calcul des paramètres d'états	70
IV.6. Calcul du rendement du cycle sans soutirage	84

IV.6.1. Calculs les travaux.....	84
IV.6.1.a. Travail du corps haut pression (HP)	84
IV.6.1.b. Travail du corps moyen pression (MP)	84
IV.6.1.c. Travail du corps bas pression (BP)	84
IV.6.1.d. Travail totale de la turbine	84
IV.6.1.e. Travail de la pompe d'extraction	84
IV.6.1.f. Travail de la pompe d'alimentation.....	84
IV.6.2. Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière	85
IV.6.3. Calcul du rendement thermique du cycle	85
IV.6.4. Calculs des puissances.....	85
IV.6.4.a. Puissance de la pompe d'extraction	85
IV.6.4.b. Puissance de la pompe d'alimentation.....	85
IV.6.4.c. La Puissance fournie par la chaudière.....	85
IV.7. Tableau des résultats obtenus.....	86
IV.7.1. Interprétation des résultats.....	86
Conclusion générale	87
Bibliographie.	
Annexes.	

Liste des figures

Figure I.1. La centrale thermique de CAP-DJINET.	3
Figure I.2. Illustration des différentes formes de transformation de l'énergie.....	3
Figure I.3. Schéma du cycle eau/vapeur.	4
Figure I.4. Corps turbine basse pression (BP).....	10
Figure I.5. Corps turbine moyenne pression (MP).....	10
Figure I.6. Corps turbine haute pression(HP).	10
Figure I.7. Schéma synoptique de centrale de CAP-DJINET.	14
Figure II.1. Cycle de Carnot de la turbine à vapeur.	16
Figure II.2. Schéma d'une installation suivant le cycle de Rankine.	16
Figure II.3. Cycle de Rankine de la turbine à vapeur.	17
Figure II.4. Schéma d'une installation à surchauffe.	18
Figure II.5. Cycle de Rankine avec surchauffe à pression constante.....	19
Figure II.6. Schéma d'une installation à resurchauffe.	20
Figure II.7. Cycle de Resurchauffe.	21
Figure II.8. Schéma d'une installation à un soutirage.	22
Figure II.9. Diagramme T, S d'une installation à un soutirage.....	23
Figure III.1. Schéma Principe de soutirage.	25
Figure III.2. Réchauffeur BP horizontal.	28
Figure III.3. Réchauffeur HP vertical.	30
Figure III.4. Soutirages basse pression simplifié S1, S2, S3.	33
Figure III.5. Soutirage basse pression S4.	34
Figure III.6. Soutirage moyenne et haute pression simplifier S6 et S5.	35
Figure IV.1. Diagramme T-S avec six soutirages.	40
Figure IV.2. Diagramme T-S avec quatre soutirages.....	67
Figure IV.3. Diagramme T-S avec sans soutirage.	83

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Caractéristique des différents corps de la turbine.	9
Tableau III.1 : Le réchauffeur bas pression BP1.	26
Tableau III.2 : Le réchauffeur bas pression BP2.	27
Tableau III.3 : Le réchauffeur bas pression BP3.	27
Tableau III.4 : Le réchauffeur bas pression BP5.	29
Tableau III.5 : Le réchauffeur bas pression BP6.	29
Tableau III.6 : Soutirage basse pression.	36
Tableau III.7 : Soutirage haute pression.	36
Tableau IV.1 : Les débits des fuites.	39
Tableau IV.2 : Les différents paramètres pour le contournement des réchauffeurs HP (avec quatre soutirages BP).	66
Tableau VI.3 : Les différents paramètres pour le contournement des réchauffeurs HP et BP (sans soutirage).	82

Symbole	Unité	Signification
C_{10}	m/s	Vitesse d'aspiration
C_{11}	m/s	Vitesse au refoulement
C_{pe}	J/(kg.K)	Chaleur spécifique chaud
C_{pf}	J/(kg.K)	Chaleur spécifique froid
D'	mm	Diamètre intérieur de la conduite de refoulement
E		Efficacité
g	kg/s ²	Gravité
h	mm	Hauteur géométrique de charge entre la surface du liquide et l'axe de la pompe
$H_1....H_{22}$	kJ/kg	Les enthalpies de cycle
H_A	kJ/kg	Enthalpie a l'entrée de condenseur des buées
H_B	kJ/kg	Enthalpie à l'entrée de l'éjecteur de vapeur
H_G	kJ/kg	Enthalpie à la sortie de l'éjecteur de vapeur
H_{th}	kJ/kg	Enthalpie théorique
H_E	kJ/kg	Enthalpie à la sortie de condenseur des buées
h_{pp}	mm	Hauteur manométrique de la pompe principale
h_{pn}	mm	Hauteur manométrique de la pompe nourricière
h_{pe}	mm	Hauteur manométrique de la pompe d'extraction
m_c	kg/s	Débit massique de condensât secondaire chaude
m_f	kg/s	Débit massique de condensât secondaire froide
$P_1....P_{22}$	bars	Les pressions de cycle
P_b	bar	Pression au-dessus de l'eau dans la bache
P_{ch}	MW	Puissance de la chaudière
P_{dBP}	kg/s	Débit de fuite (côté droite de corps BP)
P_{dMP}	kg/s	Débit de fuite (côté droite de corps MP)
P_{gBP}	kg/s	Débit de fuite (côté gauche de corps BP)
P_{gMP}	kg/s	Débit de fuite (côté gauche de corps MP)
P_{pa}	MW	Puissance de la pompe d'alimentation
P_{pe}	MW	Puissance de la pompe d'extraction
Q_{14-13}	kJ/kg	Quantité de chaleur absorbée par le condensat principale
Q_{11-12}	kJ/kg	Quantité de chaleur absorbée par le condensat principale
Q_{B-G}	kJ/kg	Quantité de chaleur de l'éjecteur de vapeur

Q_{ch}	kJ/kg	Quantité de la chaleur fournie par la chaudière
Q_{HP}	kg/s	Débit de fuite (côté droit de corps HP)
Q_s	kg/s	Débit soutiré
Q_{s1}	kg/s	Débit avant soutirage
$Q_{s1'}$	kg/s	Débit arrière de soutirage
Q	kg/s	Débit à différent point de circuit
$q_{év}$	kg/s	Débit d'éjecteur de vapeur
q_{cb}	kg/s	Débit de condensât des buées
q_c	kg/s	Débit entre au condenseur
R		Rapport de détente
R_{gHP}	kg/s	Débit de fuite (côté gauche de corps HP)
R_{dHP}	kg/s	Débit de fuite (côté droite de corps HP)
R_{dMP}	kg/s	Débit de fuite (côté droite de corps MP)
R_{gMP}	kg/s	Débit de fuite (côté gauche de corps MP)
R_Q	kg/s	Débit de vapeur auxiliaire
S_{gHP}	kg/s	Débit de fuite (côté gauche de corps HP)
S_1	kg/s	Débit soutiré du corps basse pression de la turbine
S_2	kg/s	Débit soutiré du corps basse pression de la turbine
S_3	kg/s	Débit soutiré du corps basse pression de la turbine
S_4	kg/s	Débit soutiré du corps moyen pression de la turbine
S_5	kg/s	Débit soutiré du corps moyen pression de la turbine
S_6	kg/s	Débit soutiré du corps haute pression de la turbine
S_{dHP}	kg/s	Débit de fuite (côté droit de corps HP)
T_{gHP}	kg/s	Débit de fuite (côté gauche de corps HP)
$T_1...T_{22}$	°C	Les températures de cycle
T_{ce}	°C	Température chaude d'entrée
T_{cs}	°C	Température chaude de sortie
T_{dHP}	kg/s	Débit de fuite (côté droit de corps HP)
T_{fe}	°C	Température froide d'entrée
T_{fs}	°C	Température froide de sortie
T_{mc}	°C	Température moyenne du fluide chaud
T_{mf}	°C	Température moyenne du fluide froide

W_{BP}	kJ/kg	Travail du corps basse pression
W_{HP}	kJ/kg	Travail du corps haut pression
W_{MP}	kJ/kg	Travail du corps moyen pression
W_{pa}	kJ/kg	Travail de la pompe d'alimentation
W_{pe}	kJ/kg	Travail de la pompe d'extraction
W_t	kJ/kg	Travail totale de la turbine
X		Titre
$(\dot{m}CP)_{\min}$	kW/°C	Capacité thermique minimum
$(\dot{m}C_{pe})$	kW/°C	Capacité thermique du fluide chaud
η_{ch}	%	Rendement de la chaudière
η_{cycle}	%	Rendement de cycle
η_{pa}	%	Rendement de la pompe d'alimentation
η_{pe}	%	Rendement de la pompe d'extraction
η_t	%	Rendement de la turbine
η_{tBP}	%	Rendement de corps bas pression
η_{tHP}	%	Rendement de corps haut pression
η_{tMP}	%	Rendement de corps moyen pression
ρ	kg/m ³	Masse volumique
ΔP	bars	Perte de charge

Codification des circuits de la centrale

RH	Condensat principale (eau d'extraction)
RN	Condensat secondaire de réchauffeurs HP
RN	Condensat secondaire de réchauffeurs BP
RL	Eau d'alimentation chaudière
RH	Soutirage pour réchauffeur BP
RF	Soutirage pour réchauffeur HP
S	Vanne, soupape, robinet, clapet
$SA11$	Corps HP
$SA12$	Corps MP
$SA13$	Corps BP

Introduction générale

Le secteur de l'énergie est l'un des secteurs les plus stratégiques pour l'économie. L'importance de son rôle dans le développement d'un pays est énorme. La plupart des pays développés donnent un grand intérêt à ce secteur.

L'énergie électrique reste toujours un besoin très important pour le fonctionnement des appareils utilisés dans la vie quotidienne. Cette énergie est assurée par plusieurs centrales : hydrauliques, thermiques, nucléaires, éoliennes, solaires, etc.....

En Algérie, les centrales thermiques à vapeur sont construites généralement au bord de la mer à cause du déficit que connaît le pays en ressources hydrauliques, de plus si la production de l'énergie électrique se fait à partir de l'énergie chimique elle va consommer de très grandes quantités de combustibles et elle évacuer les produits de réaction dans la nature sous forme de fumées.

Pour cela, notre étude a été réalisée au niveau de la centrale thermique de CAP-DJINET qui utilise la vapeur d'eau comme fluide moteur.

La centrale thermique de Cap-Djinet a été construite dans le but de produire l'énergie électrique à partir de la vapeur d'eau dans un circuit fermé. Cette vapeur va subir trois transformations importantes, chimique en calorifique par la combustion, calorifique en mécanique dans la turbine et mécanique en électrique à l'aide d'un alternateur.

Le travail que nous avons réalisé et qui est proposé par SONELGAZ consiste à montrer l'influence des soutirages sur le rendement du cycle de la centrale thermique de Cap-Djinet.

Pour cela, le travail consiste à déterminer le rendement avec différents cas :

- Un fonctionnement normal de la centrale (avec six soutirages).
- Contournement des réchauffeurs haute pression (avec quatre soutirages).
- Contournement des réchauffeurs haute pression et basse pression (sans soutirage).

Ce travail est décomposé en quatre chapitres :

Le premier chapitre consiste à représenter la centrale thermique suivie par le 2^{ème} qui met en évidence les cycles thermodynamiques théoriques de cycle Carnot jusqu'au cycle de soutirage.

Le troisième chapitre donne une description des soutirages et on termine par un chapitre de calcul des rendements du cycle pour les trois cas et une interprétation des résultats.

Chapitre I

Description de la centrale thermique

Introduction

Une centrale thermique produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur qui peut être un combustible brut (gaz naturel, charbon...). La source chaude (souvent de l'eau) passe de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur). Cette vapeur entraîne une turbine accouplée à un alternateur qui transforme l'énergie mécanique fournie par la turbine en énergie électrique.

Pour entraîner la turbine, il faut que la pression soit plus faible à la sortie, qu'à l'entrée. Ceci est obtenu en condensant la vapeur, en aval de la turbine, à l'aide d'une source froide.

Il faut toujours avoir une source chaude et une source froide pour échanger un travail dans une machine thermique. Le fluide condensé est, en général, réutilisé comme source de vapeur et effectue alors un cycle thermodynamique fermé.

La centrale thermique de CAP-DJINET est venue renforcer le parc de production de l'électricité. Elle se compose de quatre tranches de type thermique vapeur d'une puissance unitaire 176 MW à la borne de l'alternateur. La puissance totale délivrée par les quatre tranches est de 704 MW et la consommation totale des auxiliaires est d'environ 32 MW. Alors la puissance fournie au réseau est 672 MW à la borne usine.

I. Présentation de la centrale

I.1. Implémentation de la centrale [1]

La centrale est située au bord de la mer à l'est d'Alger près de la ville de Cap-Djinet (1km avant) dans la wilaya de Boumerdès (30 km à l'est de Wilaya).

Le choix de site s'est fait sur la base des critères suivants :

- ✓ Proximité de la mer.
- ✓ Proximité des consommateurs importants situés notamment dans la zone industrielle Rouiba-Réghaia.
- ✓ Possibilité d'extension.
- ✓ Condition de sous-sol favorable ne nécessitant pas de fondation profonde.

I.1.1. Superficie

La station de Cap-Djinet occupe actuellement une surface de 35 hectares avec une possibilité d'extension au future.

I.1.2. Historique [1]

En 1986, la centrale thermique de Cap-Djinet est venue couvrir le manque de production de l'électricité avec une puissance de 176 MW dans chaque groupe.

I.1.3. Etape de réalisation [1]

Les principaux contrats ayant été signés en 1980, les travaux de terrassement ont démarré en 1981 et les travaux de montage ont commencé en Mars 1984.

- La première fourniture d'énergie électrique au réseau s'est effectuée le 17 juin 1986.

- Calendrier de réalisation des principales opérations se présente comme suit :
 - Travaux de génie civil : juin 1981-Mars 1985.
 - Montage mécanique : Mars 1984-Septembre 1986.
- La mise en service des groupes de production d'électricité s'est déroulée comme suit :
 - Group 1 Décembre 1985.
 - Group 2 Avril 1986.
 - Group 3 Septembre 1986.
 - Group4 Décembre 1986.



Figure I.1. La centrale thermique de CAP-DJINET.

I.2. Principe de fonctionnement [5]

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.

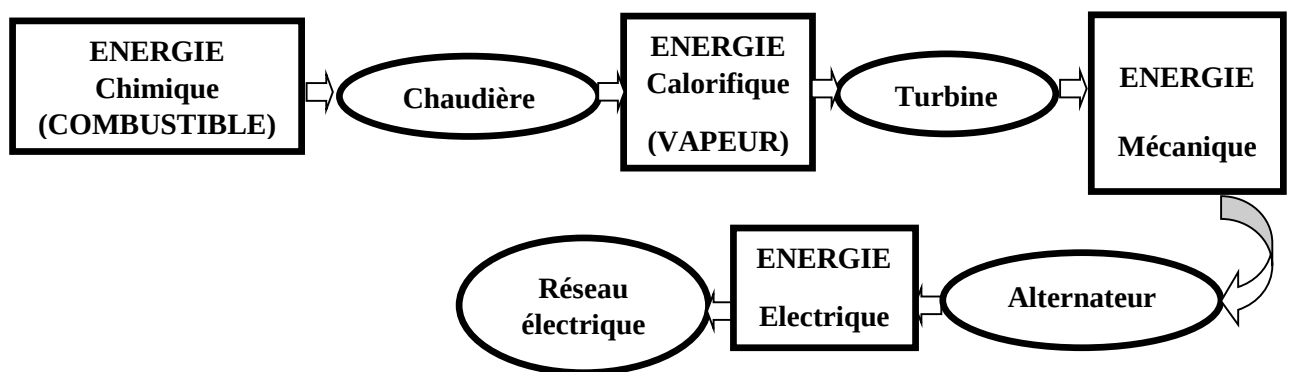


Figure I.2. Illustration des différentes formes de transformation de l'énergie.

- La Chaudière : transforme l'énergie chimique du combustible sous forme de chaleur qui sera cédée ensuite à l'eau sous forme énergie calorifique dans la vapeur.

- La Turbine : transforme l'énergie emmagasinée dans la vapeur surchauffée (pression et chaleur) en énergie mécanique sur le rotor de la turbine.
- L'Alternateur : transforme l'énergie mécanique en énergie électrique par induction électromagnétique.

I.2.1. Fonctionnement du cycle eau-vapeur [6]

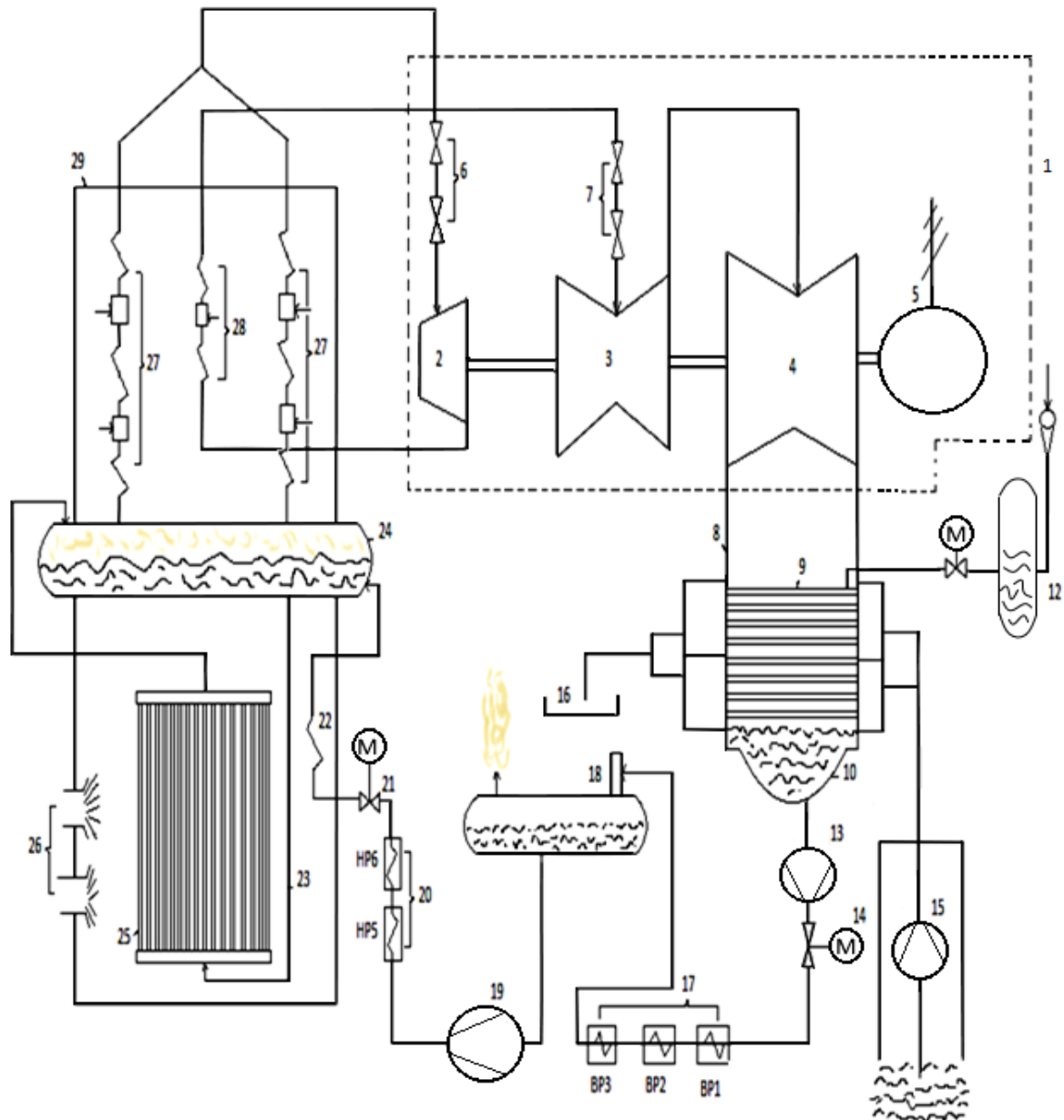


Figure I.3. Schéma du cycle eau/vapeur.

- 1- Groupe turbo-alternateur.
- 2- Turbine corps HP (haute pression).
- 3- Turbine corps MP (moyenne pression).
- 4- Turbine corps BP (basse pression).
- 5- Alternateur.
- 6- Ensemble vanne d'arrêt/soupapes régulatrices HP.
- 7- Ensemble vanne d'arrêt/soupapes régulatrices MP.
- 8- Condenseur.
- 9- Tubes condenseur en titane (14850 tubes).
- 10- Puits du condenseur.
- 11- Station dessalement + déminéralisation.
- 12- Bâche tampon.
- 13- Pompes d'extraction.
- 14- Vanne régulatrice niveau condenseur.
- 15- Station de pompage + pompes de circulation.
- 16- Canal de rejet.
- 17- Poste de réchauffage basse pression (BP1+BP2+BP3).
- 18- Bâche alimentaire-dégazeur.
- 19- Pompes alimentaires.
- 20- Poste de réchauffage HP (HP5+HP6).
- 21- Vanne régulatrice niveau ballon chaudière (soupape alimentaire).
- 22- Economiseur.
- 23- Colonnes de descente pour alimentation des tubes écran.
- 24- Ballon chaudière.
- 25- Tubes écran/vaporisateur.
- 26- Bruleurs (N^{bre} 8).
- 27- Surchauffeurs N°1, 2, 3 + désurchauffeurs.
- 28- Resurchauffeurs N°1, 2 + désurchauffeurs.
- 29- Chaudière ou générateur de vapeur.

La vapeur d'eau ayant traversée la turbine (corps HP, MP, BP) (2, 3, 4) se retrouve en fin de parcours dans le condenseur (8) situé en dessous du corps BP (4). Cette vapeur va se répandre sur les 15.000 tubes en titane (9) disposés transversalement dans le condenseur à l'intérieur desquels circule l'eau de mer qui va servir en source froide pour la condensation de la vapeur. Cela produira le condensat principal qui va être récupéré dans le puits du condenseur (10) d'où aspirent les 2 pompes d'extraction (13) (une en service et l'autre en standby). La pompe en service va refouler ce condensat dans le circuit basse pression (circuit d'eau d'extraction) et acheminera l'eau jusqu'à la bâche alimentaire où elle subira un dégazage physique. Le niveau dans le condenseur sera réglé par la soupape régulatrice (14). Lors de son passage dans le circuit d'eau d'extraction, l'eau va être graduellement réchauffée en passant à travers les réfrigérants alternateurs, le condenseur des buées, les éjecteurs de vapeur ainsi que le poste de réchauffage basse pression composé des réchauffeurs BP1, BP2, BP3 (17). Cette eau aura alors une température d'environ 110 °C.

Ensuite, elle sera admise à la bâche alimentaire (18) à travers le dégazeur pour y subir un

dégazage (élimination de l'O₂) et un autre réchauffage par mélange. L'eau dégazée et réchauffée à environ 140 °C dans la bêche alimentaire va être reprise par les pompes alimentaires au nombre de trois (19) (deux en service et une en réserve) pour alimenter la chaudière ou générateur de vapeur (29) en passant par les réchauffeurs haute pression HP5 et HP6 (20) qui élèveront sa température à 240 °C avant son admission dans la chaudière (eau d'alimentation).

L'eau d'alimentation passera à travers la soupape alimentaire (21) (vanne de réglage niveau ballon chaudière) pour entrer dans la chaudière au niveau de l'économiseur (22) qui va encore l'élever en température à environ 300 °C avant son entrée dans le ballon chaudière (24). L'eau d'alimentation parvenue au ballon va occuper la partie inférieure et son niveau sera réglé à 50%. Cette eau va ensuite descendre par les colonnes d'alimentation (23) pour rejoindre le collecteur inférieur qui alimentera les tubes vaporisateurs ou tubes écrans (25) qui sont directement exposés aux flammes des huit brûleurs (26) disposés sur une des quatre faces du foyer chaudière. La vapeur produite dans ces tubes (écrans/vaporisateurs) va s'élever vers le collecteur supérieur par différence de densité entre l'eau et la vapeur (la vapeur étant plus légère que l'eau). Cette chaudière est dite chaudière à circulation naturelle (29). La vapeur saturée sortira du collecteur supérieur des tubes écrans vaporisateur pour être acheminée vers la partie supérieure du ballon chaudière. Le ballon chaudière (24) servira donc de réserve d'eau et de vapeur saturée pour l'alimentation des turbines en vapeur surchauffée HP. La pression de la vapeur réglée dans le ballon sera de 160 bars. Cette vapeur humide (contenant des gouttelettes d'eau) devra être séchée avant son admission dans la turbine corps HP turbine (2). Elle sortira donc du ballon et passera à travers les surchauffeurs N°1,2 et 3 (27) pour être séchée et deviendra alors vapeur vive ou vapeur sèche. Cette vapeur sortira de la chaudière avec une pression de 160 bars et une température de 540 °C. Elle se dirigera alors vers la turbine corps HP (2) ou elle subira une détente pour en ressortir sous forme de vapeur moyenne pression à une température avoisinant celle de vapeur saturée. Pour cette raison elle sera réintroduite dans la chaudière pour passer à travers les resurchauffeurs N° 1 et 2 (28) où elle sera resurchauffée.

Note : les trois surchauffeurs (27), les deux resurchauffeurs (28), ainsi que l'économiseur (22) sont disposés au-dessus du foyer chaudière. C'est donc la chaleur contenue dans les gaz de combustion qui servira à sécher et à resurchauffer la vapeur motrice de la turbine.

La vapeur resurchauffée ressortira de la chaudière avec une pression moyenne variant entre 20 et 30 bar selon la charge du groupe (puissance active bornes alternateur en MW) à une température de 540 °C et alimentera le corps MP (3) de la turbine où elle subira une autre détente pour en ressortir avec une basse pression et température, et se dirigera directement vers le corps BP (4) de la turbine où elle subira sa dernière détente avant de se retrouver dans le condenseur du groupe (8). Le condenseur est un élément qui se trouve sous vide (vide réalisé au moyen des éjecteurs de vapeurs au nombre de quatre « 2 de service et 2 de démarrage »)

La vapeur ayant rejoint le condenseur va se retrouver en contact avec la surface d'échange des tubes en titane qui sont la source froide dans lesquels circule l'eau de mer qui provient du refoulement des pompes de circulation (15) au nombre de deux se trouvant à la station de pompage. Cette eau de mer qui servira au refroidissement (condensation) de la vapeur va être refoulée de la sortie du condenseur vers le canal de rejet (16) pour retourner vers la mer. La vapeur au contact des tubes froids va se condenser et sera récupérée à l'état liquide dans le puits du

condenseur (10). Ce liquide constituera le condensat principal qui sera de nouveau aspiré par la pompe d'extraction en service et renvoyé pour refaire le même circuit dans le cycle eau / vapeur. Il y a lieu de signaler qu'il existe des pertes (fuites d'eau et de vapeur) ce qui va se traduire par une baisse de niveau du condenseur qui doit être réglé à un niveau stable de 900mm. Ces pertes seront compensées par des appoints d'eau déminée qui se feront automatiquement à partir de la bêche tampon (12) se trouvant à proximité du condenseur. Cette bêche sera elle-même alimentée par la station de déminéralisation (11). L'eau déminéralisée utilisée dans le cycle eau/vapeur pour produire de la vapeur est à l'origine de l'eau de mer prise au niveau de la station de pompage pour passer dans quatre unités de dessalement d'eau de mer (11) qui produiront 500 m³/jour chacune. Cette eau dessalée sera stockée dans 2 bêches (2x2700 m³) qui alimenteront la station de déminéralisation ou il existe 2 filtres à lits mélange produisant chacun 40 m³/h d'eau déminéralisée stockée dans 2 réservoirs de 1500 m³ chacun.

L'eau déminéralisée va être envoyée jusqu'aux bêches hautes (2x40 m³), une pour l'alimentation des bêches tampon des groupes 1 et 2 et l'autre pour les groupes 3 et 4.

A partir des bêches tampon (12) de chaque groupe se fera le remplissage des condenseurs (8) et les appoints nécessaires pour compenser les pertes dans le circuit eau/vapeur.

La production d'électricité n'est qu'une résultante de différentes transformations successives de l'énergie chimique contenue dans le gaz naturel provenant des puits de Hassi R'mel :

Energie chimique (gaz) —————> Energie thermique (combustion, chaudière)
 Energie thermique (chaudière) —————> Energie mécanique (turbine)
 Energie mécanique (turbine) —————> Energie électrique (alternateur)

L'énergie chimique contenue dans le gaz naturel sera transformée en énergie thermique après la combustion du mélange air/gaz dans les 8 brûleurs (26) de la chaudière (29). La chaleur engendrée par cette combustion va être cédée à l'eau qui circule dans les tubes vaporisateurs ou tubes écrans (25). Cette chaleur (énergie calorifique) sera véhiculée par l'eau et la vapeur jusqu'aux turbines (2, 3, 4) où elle se transformera en énergie mécanique (mouvement de rotation de l'arbre tournant à 3000 tr/min) équivalent à une fréquence de 50 Hz.

Le rotor de l'alternateur va donc être entraîné par la rotation de l'arbre turbine cela produira alors une énergie électrique à la sortie des trois phases alternateur (5). La puissance active développée aux bornes de l'alternateur (BA) ou charge active de base sera de 176 MW. La tension de sortie alternateur est de 15,5 kV et un ampérage variant jusqu'à 8000 A par phase à une fréquence de 50 Hz.

L'énergie électrique fournie par l'alternateur va être évacuée à travers le disjoncteur alternateur (BBC) ou disjoncteur groupe pour ensuite aller vers le transformateur principal qui élèvera la tension de 15,5 kV à 220 kV. Après le transformateur principal TP, l'énergie fournie transitera à travers le disjoncteur ligne (poste blindé SF6) pour alimenter le réseau 220 kV au niveau des postes Alger Est et Si Mustapha.

A noter que juste avant le transfo TP, il y a un soutirage d'une partie de l'énergie électrique produite qui ira alimenter le transformateur de soutirage TS pour transformer la tension de sortie alternateur 15,5 kV en 6 kV et alimenter ainsi les auxiliaires électriques du groupe. C'est une auto alimentation des auxiliaires propres au groupe qui consommeront environ 8 MW par tranche. On fournira donc une puissance unitaire BU (borne usine) de 168 MW par groupe. La puissance totale fournie au réseau est de 4x168 MW.

La ligne 63 kV arrive du poste de Si Mustapha au transformateur TR (transfo réseau) pour transformer la tension 63 kV en 6,3 kV et alimenter en secours les 4 jeux de barres 6 kV (BA/BB) des quatre tranches pour alimenter les auxiliaires groupe.

La puissance totale fournie au réseau est de 4x168 MW. Actuellement deux groupes let 2 débitent sur le poste 220 kV d'Alger Est, les groupes 3 et 4 débitent sur le poste 220 kV de Si Mustapha.

I.3. Différents constituants de la centrale

La centrale thermique est constituée de différents appareils et les sièges de maintes applications des lois de la thermodynamique qui servent à transformer l'énergie chimique contenue dans le combustible en énergie calorifique dans la chaudière et l'énergie calorifique se transforme ensuite en énergie mécanique, cette dernière se transforme en énergie électrique au niveau de l'alternateur, tout cela se déroule au niveau d'un groupe (ou tranche thermique). Un groupe est constitué principalement de :

I.3.1 La chaudière (générateur de vapeur) [2]

Le rôle de générateur de vapeur est de faire passer l'eau d'alimentation de l'état liquide à l'état de vapeur surchauffée à haute pression en vue d'alimenter la turbine. C'est l'un des éléments essentiels du circuit thermique, il permet d'obtenir de la vapeur, et se compose :

- Chambre de combustion formée par les tubes écrans (faisceaux vaporisateurs).
- Ballon (réservoir) et un économiseur.
- Trois surchauffeurs et deux resurchauffeurs.
- Trois désurchauffeurs par injection d'eau pour la régulation de température de vapeur (deux pour HP (corps haut pression), et un corps MP (corps moyenne pression)).
 - Quatre colonnes de descentes (faisceaux vaporisateurs).
 - Huit brûleurs de combustion mixtes gaz/fuel.
 - Deux ventilateurs de recyclage, ont pour rôle de recycler en fonction de la charge, une partie des fumées issues de la combustion afin de régler la température à la sortie du resurchauffeur.
- Deux ventilateurs de soufflage, ont pour rôle de fournir l'air de combustion.
- Deux préchauffeurs d'air à vapeur, servent à l'augmentation de la température de l'air de combustion avant le réchauffeur rotatif.
- Un réchauffeur rotatif d'air de combustion, sert à réchauffer l'air de combustion par récupération de chaleur des fumées.

Ces caractéristiques principales sont :

- Capacité de vaporisation..... 147.22 kg/s.
- Pression à la sortie de surchauffeurs..... 147 bar.
- Température de vapeur surchauffée 540 °C.
- Température de vapeur resurchauffée535 °C.
- Pression sortie vapeur resurchauffée 35 bar.
- Température de l'eau d'alimentation..... 246 °C.

- Température de sortie de fumée..... 118 °C.
- Température dans le foyer..... 900 °C.

Le premier élément traversé par l'eau d'alimentation afin d'augmenter sa température est l'économiseur, ensuite l'eau traverse le ballon chaudière et à partir des tubes écrans l'eau va se vaporiser dans la chambre de combustion, on obtient un mélange eau-vapeur qui remonte au ballon dans laquelle on aura la partie inférieure qui est constituée de l'eau et la partie supérieure qui est constituée de la vapeur. Cette dernière passe dans le surchauffeur pour augmenter encore la température.

I.3.2. La turbine [2]

Cette turbine est une machine à une ligne d'arbres, composée de corps HP (haute pression), MP (moyenne pression), et BP (basse pression), sert à convertir d'une énergie d'un écoulement de vapeur en énergie mécanique, plus généralement, c'est un organe permettant la détente de vapeur en recueillant son énergie sous forme mécanique.

Ces caractéristiques sont :

- Longueur..... 16.25 m.
- Largeur..... 13 m.
- Poids..... 50010 kg.
- Vitesse 3000 tr/min.
- Puissance..... 200 MW.
- Pression 138 bars.
- Température de vapeur 540 °C.

Tableau I.1 : Caractéristique des différents corps de la turbine.

	Corps HP	Corps MP	Corps BP
Pression d'admission	138 bars	35 bars	5.5 bars
Débit de vapeur	147.77 kg/s	129.97 kg/s	112.77 kg/s
Température de vapeur	535 °C	535 °C	282°C
Nombre d'étage à réaction	23 étages	2*20 étages	2*8 étages
Nombre d'étage à action	1 étage	Aucun étage	Aucun étage
Architecture	Simple flux à double flux	Double flux à double enveloppe	Simple flux à double enveloppe



Figure I.4. Corps turbine basse pression (BP).



Figure I.5. Corps turbine moyenne pression (MP).



Figure I.6. Corps turbine haute pression (HP).

I.3.3. Le condenseur [2]

Le condenseur est placé sous le corps BP de la turbine, c'est un échangeur de chaleur de type fluides séparés et à faisceaux tubulaire. Il a pour principale fonction :

- D'assurer la condensation de la vapeur d'eau évacuée de corps BP de la turbine par la circulation de l'eau de mer de refroidissement dans les 14850 tubes en titane contenu dans le condenseur.
- D'augmenter la chute d'enthalpie de la vapeur qui a subi une détente en établissant une dépression atmosphérique afin d'obtenir un rendement de la turbine aussi élevé que possible.
- De dégazer le condensat et d'évacuer les incondensables (en majorité de l'air).
- Reçoit également le condensat des réchauffeurs BP.
- Muni de différentes purges de la vapeur de contournement (by-pass BP).

Ces caractéristiques sont :

- Débit d'eau vapeur..... 98.25 kg/s.
- Débit d'eau de refroidissement 6500 kg/s.
- Pression de condenseur..... 0.05 bars.
- Capacité de puits enter/sortie : eau de mer..... 6-8 °C.

I.3.4. Les pompes [2]

- Deux pompes d'extraction : assurent le transfert de l'eau du puits du condenseur jusqu'à la bache alimentaire en passant par les trois réchauffeurs BP (débit nominal d'une pompe 414 m³/h).
- Trois pompes d'alimentation : servent à alimenter la chaudière à partir de la bache alimentaire (débit d'une pompe 261.6 m³/h).

I.3.5. La bache alimentaire [2]

Elle constitue la réserve d'eau en charge au cours de l'aspiration des pompes, son rôle est d'assurer le dégazage du condenseur.

Ces caractéristiques sont :

- Pression..... 5 bars.
- Température..... 150 °C.
- Longueur..... 16.5 m.
- Diamètre de l'enveloppe..... 3.6 m.
- Volume total..... 163 m³.

I.3.6. Les réchauffeurs [2]

Les trois réchauffeurs basse pression (BP), sont des échangeurs de chaleur par surface. Leur rôle est d'augmenter la température progressivement des condensats lors de son transfert dans la bache alimentaire, ils sont alimentés par les soutirages S1, S2, S3 du corps basse pression de la turbine.

- Les deux réchauffeurs haute pression (HP), sont des échangeurs de chaleur, leur rôle d'augmenter la température de l'eau lors de son passage vers la chaudière, ils sont alimentés par les soutirages S5, S6 du corps haute pression de la turbine.

I.3.7. Alternateur [2]

L'énergie disponible sur l'arbre de la turbine, est communiquée à l'alternateur qui réalise la transformation sous forme d'énergie électrique. C'est une machine triphasique fonctionnant selon la loi de l'induction électromagnétique.

Il est refroidi par l'hydrogène liquide circulant en circuit fermé qui présente des avantages par rapport à l'air. Parmi ces avantages, la faible densité et la grande conductibilité thermique ce qui permet de réduire les pertes de chaleur lors de la ventilation, ainsi que la chaleur dégagée par l'alternateur et récupérée par l'eau d'alimentation.

Ces caractéristiques sont :

- La puissance maximale produite est de 176 MW.
- La tension..... 15.5 kV.
- La fréquence..... 50 Hz.
- L'intensité de courant..... 8195 A.

I.3.8. Transformateur [2]

Un examen approfondi des transformateurs de la centrale Cap-Djinet montre que leurs circuits magnétiques sont constitués de tôles minces en acier empilées et isolées entre elles. Les bobines sont constituées par du fil rond isolé et séparées par des isolants. Lors du fonctionnement normal d'un transformateur, des pertes par effet Joule et par courant de Foucault sont toujours constatées, elles tendent à élever la température. Afin de maintenir cette dernière en dessous d'une valeur critique, un système de refroidissement est associé à chaque transformateur.

- Tension d'entrée..... 15.5 kV.
- Tension de sortie..... 256 kV.

I.4. Les auxiliaires communs aux quatre tranches

I.4.1. Système traitement des eaux

I.4.1.a. Station de dessalement de l'eau de mer [1]

A pour rôle la production de l'eau dessalée à partir de l'eau de mer alimenter la chaudière. La centrale a quatre unités de dessalement de 500 m³/Jour chacune, assurent la production d'eau pour les appoints au cycle thermique et aussi pour l'eau potable (conductivité < 30 µS/cm).

I.4.1.b. Station de déminéralisation [1]

Elle parachève le traitement d'eau avant son utilisation dans le cycle eau-vapeur.

Deux chaines de déminéralisation de 40 m³/h chacune, parachèvent le traitement de l'eau de mer avant son utilisation dans le cycle (conductibilité < 0.1μ Siemens/cm).

I.4.1.c. Station électro chloration [1]

La chloration de l'eau de mer permet de protéger le circuit d'eau contre tout encrassement.

La chloration de l'eau de mer permet de préserver les équipements traversés par l'eau de mer contre la prolifération d'organismes marins. Elle se fait par injection d'hypochlorite de sodium qui est produit par une station de d'électro chloration (par électrolyse de l'eau de mer d'une capacité de 150 kg/h de chlore actif).

I.4.2. Station de production d'hydrogène [1]

L'électrolyseur bipolaire. Sert à la production d'hydrogène et d'oxygène de grande pureté, l'hydrogène produit sert au refroidissement des quatre alternateurs de la centrale. Sous une pression de 3 bars, en circuit fermé l'hydrogène ayant lui-même refroidi à l'eau d'extraction.

I.4.3. Poste gaz [1]

Le combustible principal utilisé est le gaz naturel qui est acheminé de Hassi R'mel à 60 bars et se détend au niveau des brûleurs à 6 bars.

I.4.4. Station fuel [1]

La centrale de Cap-Djinet, utilise comme combustible de secours le fuel léger, car le fuel coute plus cher est nécessite une installation complexe. Le fuel domestique stocké dans deux réservoirs de 10000 m³ chacun.

I.4.5. Evacuation d'énergie [1]

L'énergie électrique produite est évacuée par l'intermédiaire de ligne de 225 kV, sur le poste Alger-est.

I.5. Les moyens d'amélioration du rendement

On peut améliorer le rendement de la centrale par :

- Utilisation des réchauffages d'eau d'alimentation par des soutirages de vapeur détendue dans les turbines.
- La diminution de la pression au condenseur (pour créant du vide).
- Réchauffement de l'air comburant.
- Minimisation des pertes de charge dans la tuyauterie.
- Utilisation des resurchauffeurs entre les turbines.

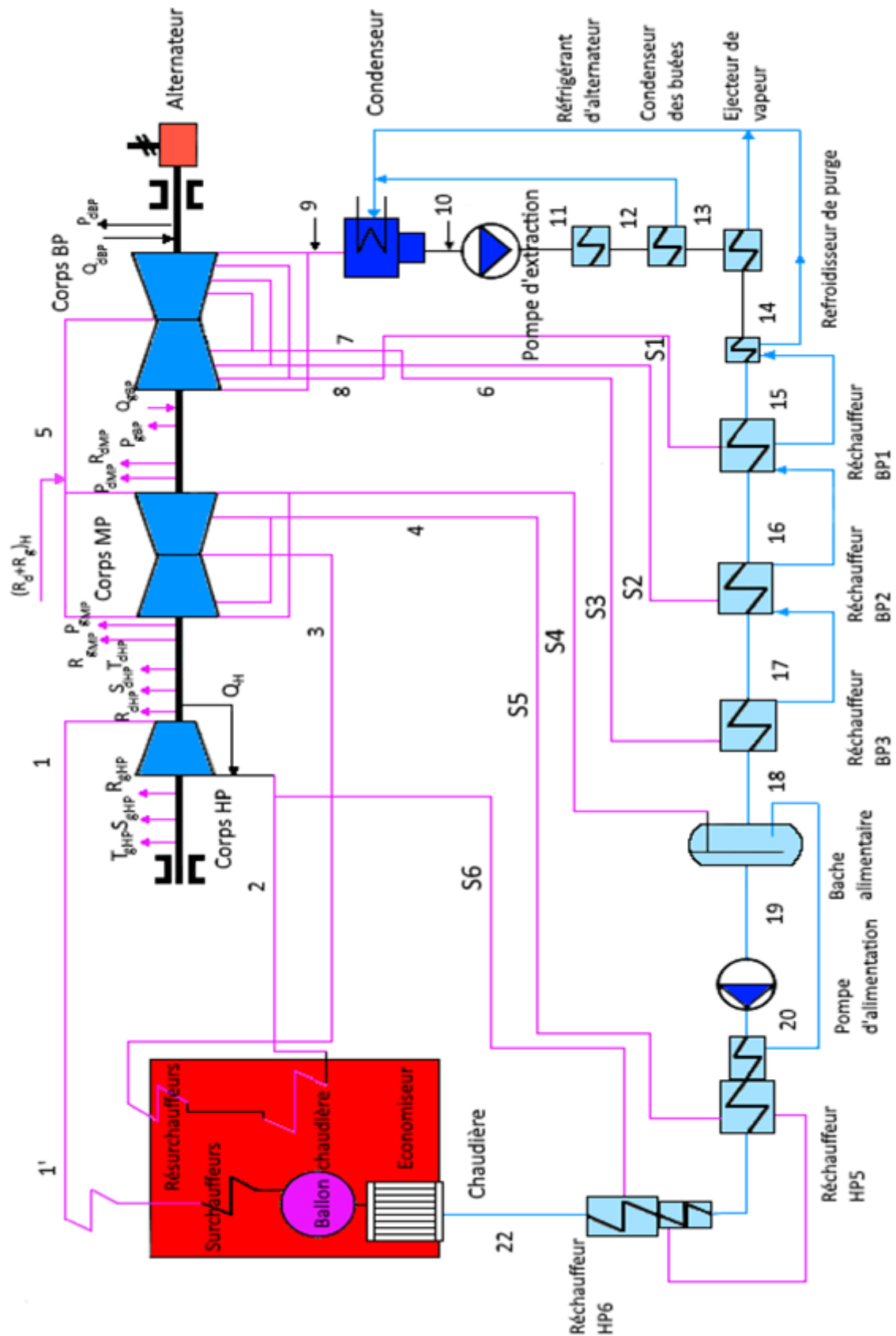


Figure I.7. Schéma synoptique de centrale de CAP-DJINET.

Chapitre II

Les cycles thermodynamiques

Introduction

Dans ce chapitre, on va voir des généralités sur les améliorations des cycles théoriques thermodynamiques et les caractéristiques de chaque cycle.

II. Les différents cycles d'une turbine à vapeur [6]

Dans un cycle, pour un travail brut donné, plus grande est l'efficacité plus petite est la quantité d'énergie thermique qu'il faut fournir à la machine pour obtenir le travail désiré. D'autre part, pour le même travail brut, plus grand est le rapport de travail plus petit est le travail qu'il faut fournir à la machine dans l'étape de compression. L'idéal serait d'obtenir un cycle avec une grande efficacité et un grand rapport de travail.

Le cycle de Carnot, qui possède la plus grande efficacité possible, est caractérisé par un petit rapport de travail. D'autre part, un autre cycle peut être caractérisé par un plus grand rapport de travail mais aussi par une efficacité inférieure à celle du cycle de Carnot.

En pratique, l'unité mécanique qui fait le travail de compression coûte plus cher que l'unité thermique qui fournit la chaleur à la machine.

On a conçu un cycle dans lequel la compression est effectuée sur un fluide à l'état liquide tandis que l'expansion est effectuée par la même fluide à l'état gazeux. En d'autres mots, on opère un cycle en système à deux phases. Le travail d'expansion (travail fait par le système) est en phase gazeuse, tandis que le travail de compression (travail fait sur le système) est plus petit si le système est en phase liquide.

Les Cycles thermodynamique à étudiés sont : Carnot, Rankine, Hirn, cycles améliorés avec resurchauffe et soutirages.

II.1. Le cycle de CARNOT

Le procédé le plus économique pour convertir de la chaleur en travail dans un intervalle de température donné est le cycle de Carnot, dont le rendement ne dépend pas de la nature du fluide en transformation.

Une machine à vapeur à simple effet et à un seul cylindre fonctionnant suivant le cycle de Carnot doit se composer de :

- Une chaudière A est une source de chaleur.
- Un cylindre B avec son piston.
- Un condenseur C.
- Un compresseur D renvoie à la chaudière le mélange eau/vapeur extrait du condenseur.

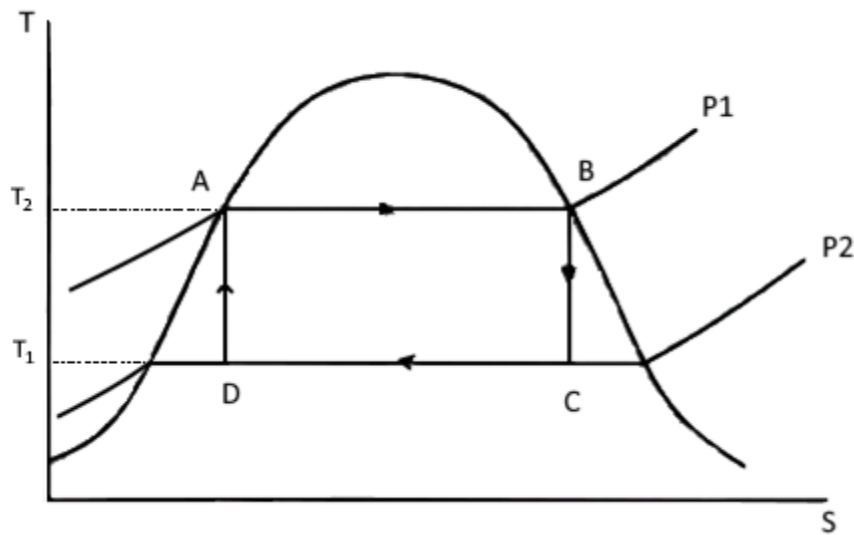


Figure II.1. Cycle de Carnot de la turbine à vapeur.

AB : évolution isotherme qui fournit à pression constante P_1 (chaudière) de la chaleur saturant sèche (point B) à partir de l'eau bouillante (point A).

BC : détente isentropique de la vapeur saturée qui se transforme en vapeur humide (point C) dans le cylindre à vapeur.

CD : évolution isotherme qui enlève la chaleur de la vapeur à pression constante P_2 et la grande partie de la vapeur se condense en se transformant en eau (condenseur).

DA : compression isentropique au cours de laquelle l'état D représente le mélange liquide/vapeur l'état A représente un liquide T_1 et P_1 .

II.2. Le Cycle de RANKINE

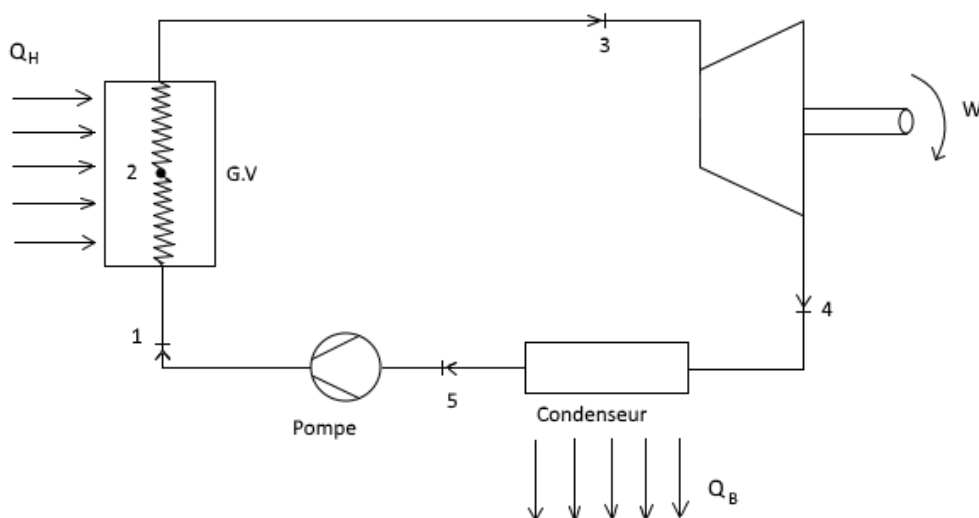


Figure II.2. Schéma d'une installation suivant le cycle de Rankine.

Le cycle de Carnot est difficilement réalisable avec une machine industrielle, puisque l'application de ce cycle nécessite l'utilisation d'un compresseur de réinjection dans la chaudière sous forme d'eau. Le travail absorbé par le compresseur est important, pour cela, on a intérêt d'utiliser le cycle de Rankine qui comporte quelques modifications par rapport au cycle de Carnot.

Dans le cycle de Rankine, conçu pour s'écarter le moins possible du cycle de Carnot, les phases de vaporisation dans la chaudière et de la détente de vapeur dans la turbine du cycle de Carnot sont conservées sans modification mais les évolutions isobares se poursuivent dans le condenseur jusqu'à ce que la totalité de la vapeur ait été liquéfiée à la température T_2 .

Cette eau est ensuite refoulée au moyen d'une pompe dans la chaudière où sa température remonte jusqu'à T_1 , et ainsi le cycle revient à l'état initial.

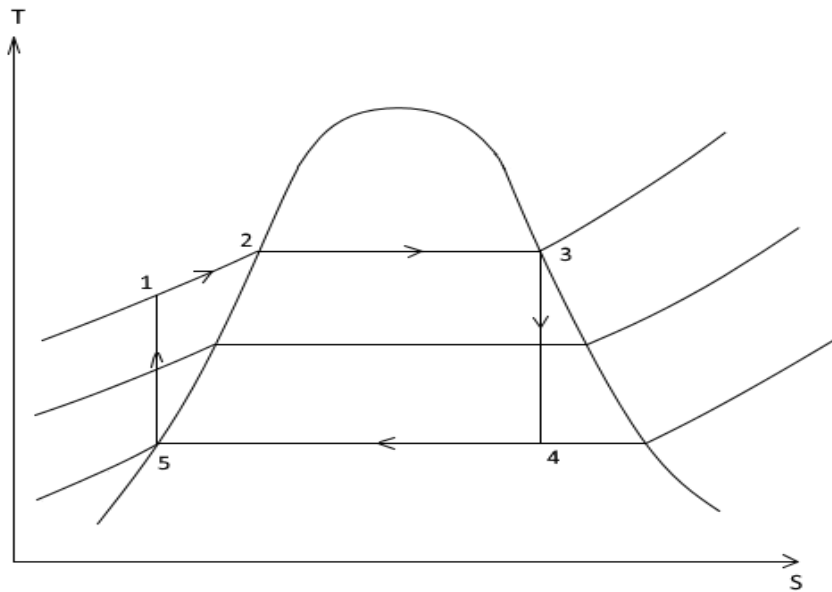


Figure II.3. Cycle de Rankine de la turbine à vapeur.

La vapeur, qui sort de la turbine au point 4, est constituée par un mélange liquide/vapeur. Ce mélange entre dans le condenseur d'où l'eau sort en phase complètement liquide (point 5). Ce processus de condensation est isotherme réversible.

L'eau liquide est ensuite pompée isentropiquement dans la chaudière (étape 5-1). Dans la chaudière, l'eau est réchauffée jusqu'à point de saturation à $P=\text{cte}$ (point 2) et, ensuite, elle est transformée complètement en vapeur jusqu'au point 3. Le processus 1-2-3 est effectué à pression constante.

Il est important de remarquer que la demi-étape 1-2 n'est pas réversible. L'irréversibilité est due à l'existence d'un gradient fini de température entre le système et l'entourage.

Le point 3 est sur la courbe de saturation. Le cycle s'effectue entre deux isobares HP et BP :

- (3 - 4) détente isentropique, de HP à BP, dans la turbine.
- (4 - 5) condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à l'état liquide.
- (5 - 1) compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP.
- (1 - 3) chauffage et évaporation isobare dans la chaudière.

Hypothèses usuelles : les points 3 et 3' sont confondus (mais à des pressions différentes).

Le travail de la pompe est négligeable devant le travail de détente W_d et l'apport de chaleur Q .

$$\text{Le travail net : } W_{net} = W_T - |W_P| \quad (\text{II.1})$$

$$\text{La chaleur fournie kJ/kg : } Q_H = h_3 - h_1 \quad (\text{II.2})$$

$$\text{Le travail de la turbine : } W_T = h_3 - h_4 \quad (\text{II.3})$$

$$\text{Le travail de la pompe : } |W_P| = |h_5 - h_1| \quad (\text{II.4})$$

$$\text{Le rendement thermique du cycle : } \eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_5 - h_1)}{h_3 - h_1} \quad (\text{II.5})$$

$$\text{La consommation spécifique : } C.S = \frac{1}{\dot{W}_{net}} \quad (\text{II.6})$$

II.3. Le cycle à Surchauffe (ou cycle de HIRNE)

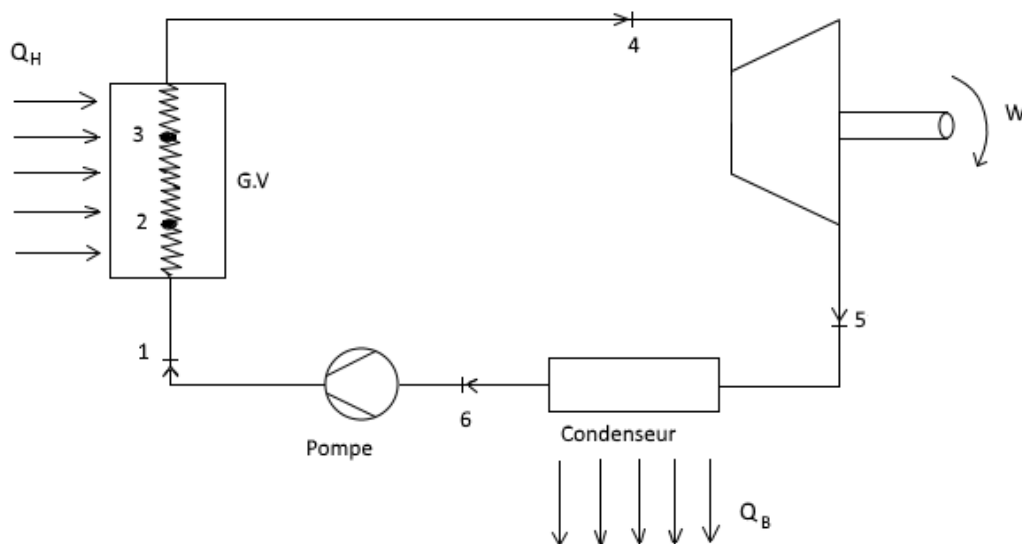


Figure II.4. Schéma d'une installation à surchauffe.

Le rendement thermique du cycle de Rankine varie évidemment dans le même sens que celui du cycle de Carnot, c'est-à-dire, il augmente en même temps si on augmente l'écart entre les températures des sources chaudes et froides. Il y a donc intérêt, pour augmenter le rendement thermique, à élever la température de la chaudière et à abaisser celle du condenseur.

On est assez vite limité dans l'abaissement de la température du condenseur, pour plusieurs raisons dont la limitation de la température de l'eau de refroidissement dont on dispose (eau de rivière, de mer, de réfrigérant atmosphérique). On tombe assez rarement au-dessous d'une température de 40 °C au condenseur, du côté de la température à la chaudière, les progrès techniques particulièrement dans l'élaboration de nuances spéciales d'aciers, permettent à

l'heure actuelle de réaliser des chaudières fonctionnant à 140 bars et 373 °C, et même davantage, puisqu'on a construit des chaudières fonctionnant à la pression critique (225 bars et 374 °C).

La nature du fluide qui évolue étant, comme nous le savons sans influence sur le rendement thermique du cycle de Carnot, il n'y a aucun intérêt, théoriquement, dans une installation fonctionnant suivant ce cycle, à remplacer la vapeur d'eau saturée par une vapeur surchauffée entre les mêmes températures chaude et froide, pas plus, bien entendu que par un autre fluide que la vapeur d'eau.

Dans une installation fonctionnant suivant le cycle de Rankine, par contre, cette substitution peut entraîner une légère augmentation du rendement thermique.

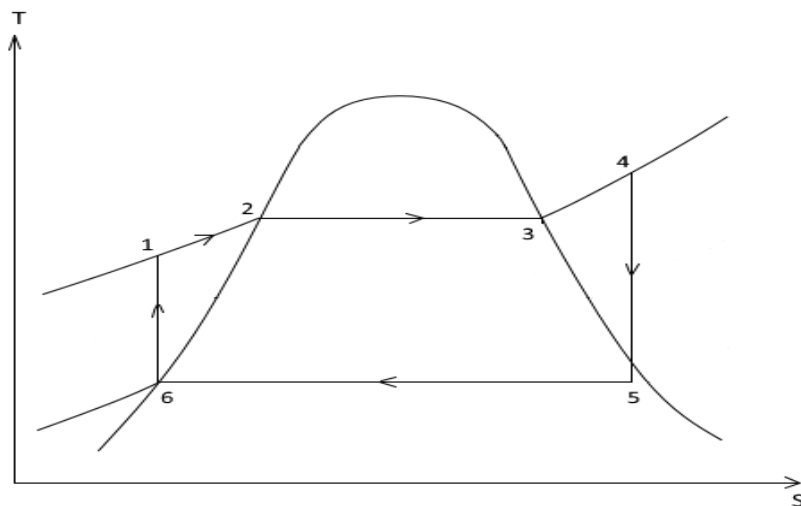


Figure II.5. Cycle de Rankine avec surchauffe à pression constante.

Dans les applications pratiques, c'est toujours le cycle de Rankine avec surchauffe à pression constante qui est utilisé. Les diverses phases du cycle :

- La vaporisation du point (1) au point (3) s'effectue un chauffage isobare dans la chaudière.
- La surchauffe de point (3) au point (4) s'effectue un chauffage isobare de la vapeur dans la surchauffeur.
- La détente du point (4) au point (5) s'effectue d'une façon isentropique de HP à BP dans la turbine à vapeur.
- La condensation du point (5) au point (6) s'effectue à pressions constante et par évolution isotherme du mélange jusqu'à avoir une eau liquide dans le condenseur.
- Le refoulement du condensât du point (6) au point (1) s'effectue dans la pompe d'alimentation.

La surchauffe est réalisée en faisant passer la vapeur sortant de la chaudière à travers un serpentin (surchauffeur) chauffé par les gaz du foyer. Dans ce serpentin, la température de la vapeur s'élève de T_3 à T_4 sous la pression constante P qui est celle de la chaudière. La vapeur, devenue surchauffée, se comporte sensiblement comme un gaz parfait.

On utilise couramment à l'heure actuelle des températures de surchauffe atteignant et même dépassant 500 °C (540 °C pour la centrale du Cap-Djinet).

L'avantage principale de la surchauffeur n'est, en définitive, pas tellement dans la faible augmentation de rendement qu'elle entraîne, (augmentation qui ne dépasse 3% du rendement du cycle sans surchauffe), mais surtout dans le fait que, éloignant la vapeur de la saturation en fin de détente, elle supprime la condensation dans l'intérieur de la turbine et, par la suite réduit les pertes de la chaleur vers l'extérieur par l'intermédiaire des parois mouillées.

En fin, les avantages du cycle à surchauffe sont :

- Le rendement thermique est légèrement élevé (3%).
- La proportion de travail absorbée par la pompe est faible.
- Le travail utilisable est plus élevé.
- Les consommations de chaleur et de vapeur sont plus faibles.

$$\text{La chaleur fournie : } Q_H = h_4 - h_1 \quad (\text{II.7})$$

$$\text{Le travail de détente : } W_T = h_4 - h_5 \quad (\text{II.8})$$

$$\text{Le travail de compression : } W_P = h_6 - h_1 \quad (\text{II.9})$$

$$\text{Le rendement du cycle : } \eta_{théo} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_6 - h_1)}{h_4 - h_1} \quad (\text{II.10})$$

$$\text{La consommation spécifique (kg/kWh) : } C.S = \frac{3600}{(h_4 - h_6) - |h_6 - h_1|} \quad (\text{II.11})$$

II.4. Le cycle à Resurchauffe

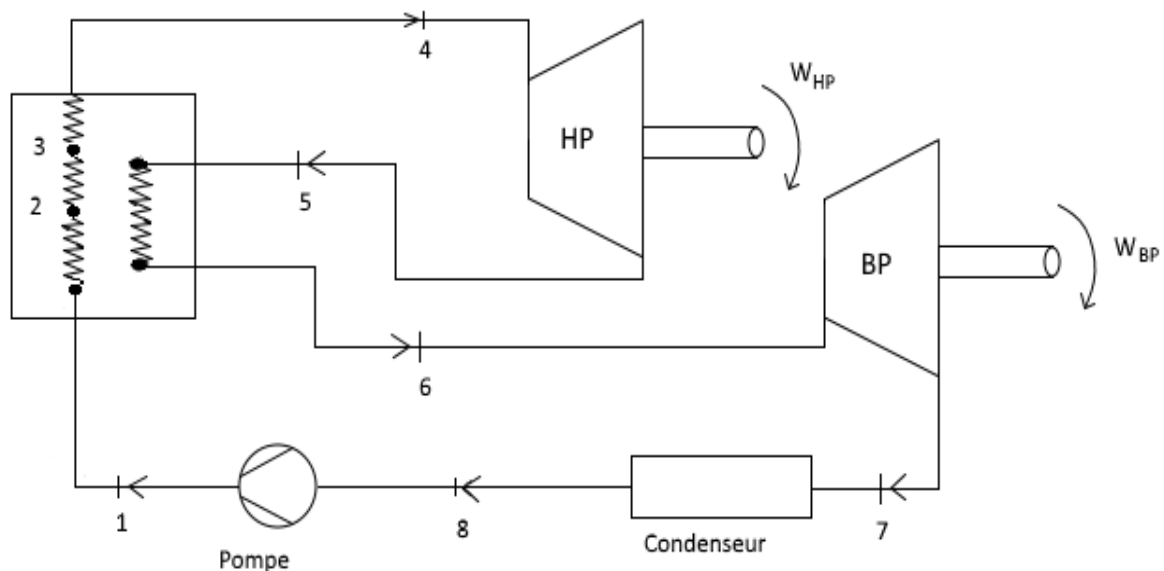


Figure II.6. Schéma d'une installation à resurchauffe.

Afin de permettre d'augmenter la pression et la température malgré le problème de l'humidité en fin de détente, il est possible de renvoyer la vapeur détendue jusqu'à la saturation avant l'entrée la chaudière pour procéder à une resurchauffe dans un échangeur supplémentaire. Ces étapes peuvent être multipliées pour faire tendre la phase de surchauffe vers une isotherme et donc de s'approcher d'un cycle de Carnot.

Dans la pratique, les installations comprennent généralement une seule resurchauffe. Le gain de rendement peut atteindre 5%.

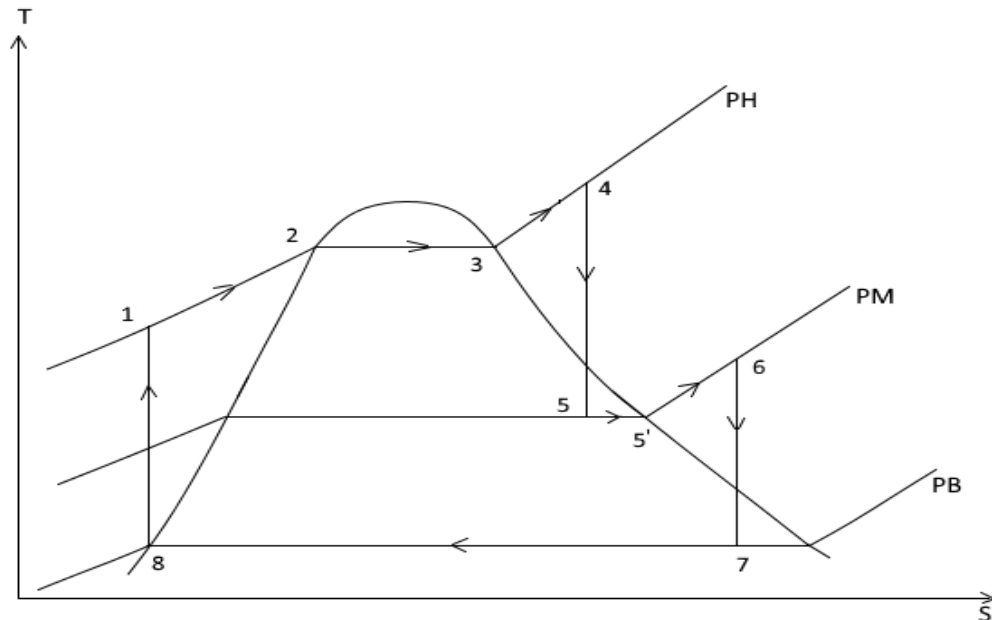


Figure II.7. Cycle de Resurchauffe.

- (4 - 5) 1^{ère} détente isentropique, de HP à MP, dans la turbine HP.
- (5 - 6) Chauffage isobare de la vapeur (resurchauffe).
- (6 - 7) 2^{ème} détente isentropique, de MP à BP, dans la turbine BP.
- (7 - 8) Condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide.
- (8 - 1) Pompage de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP.
- (1 - 3) Chauffage et évaporation isobare dans la chaudière.
- (3 - 4) Chauffage isobare de la vapeur dans la surchauffeur.

$$\text{Le travail de détente dans la turbine haute pression : } W_{HP} = h_4 - h_5 \quad (\text{II.12})$$

$$\text{Le travail de détente dans la turbine basse pression : } W_{BP} = h_6 - h_7 \quad (\text{II.13})$$

$$\text{Le travail de la pompe : } W_p = h_8 - h_1 \quad (\text{II.14})$$

$$\text{La chaleur fournie : } Q_H = (h_4 - h_1) + (h_6 - h_5) \quad (\text{II.15})$$

$$\text{Le rendement thermique du cycle : } \eta_{th} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_6 - h_7) - |h_8 - h_1|}{(h_4 - h_1) + (h_6 - h_5)} \quad (\text{II.16})$$

$$\text{La consommation spécifique : } C.S = \frac{3600}{(h_4 - h_5) + (h_6 - h_7) - |h_8 - h_5|} \quad (\text{II.17})$$

II.5. Le cycle avec Soutirage

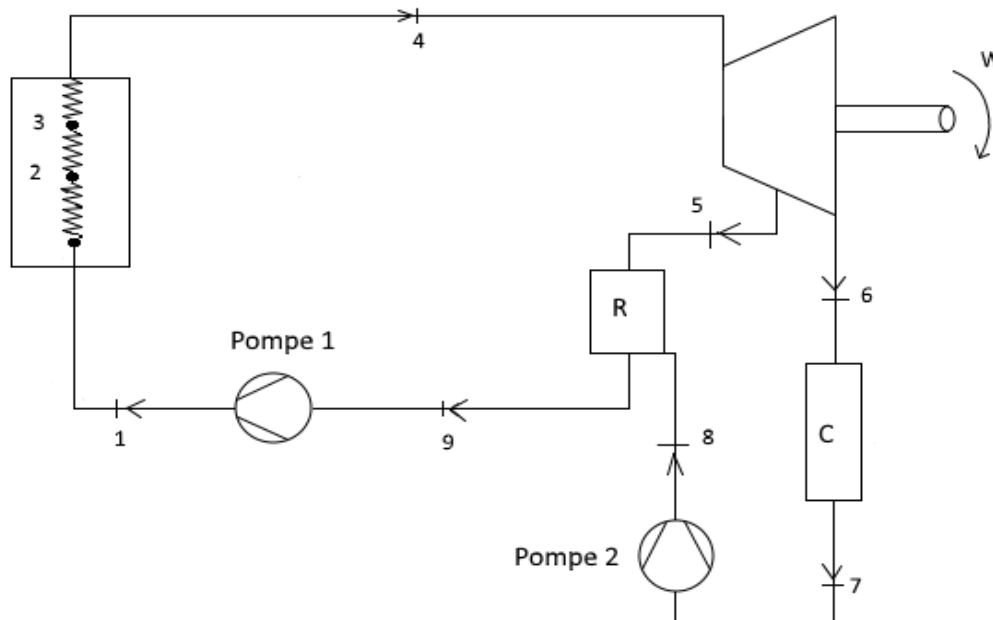


Figure II.8. Schéma d'une installation à un soutirage.

Une amélioration est obtenue par l'emploi du cycle à soutirage ou à prélèvement, dans lequel le réchauffage de l'eau est réalisé non plus entièrement dans la chaudière, mais au moyen de la chaleur qui lui est cédée par des prélèvements de vapeur effectués en différent étages de la turbine.

Une masse $\dot{m}$ de vapeur, surchauffée à la température T_3 , arrive dans la turbine et elle travaille d'abord dans le premier étage HP. Quand, au cours de sa détente, la température de cette vapeur va chuter à T_6 . Une fraction de masse $\dot{m}_1$ est soutirée par un séparateur et elle sera envoyée dans un réchauffeur R. Le reste de la vapeur, soit une masse $\dot{m}_2$, continue son cycle dans les étages inférieurs de la turbine MP et BP, puis elle passe dans le condenseur où elle se condense et elle sort sous forme d'eau à température T_7 , qui se rend dans le réchauffeur R ou s'effectue le mélange des $\dot{m}_2$ d'eau à T_7 avec les $\dot{m}_1$ de vapeur à T_9 . La masse $\dot{m}$ d'eau reconstituée dans le réchauffeur est ensuite réinjectée dans la chaudière.

Si $\dot{m}$ est déterminée de telle sorte que la chaleur cédée par cette vapeur dans le réchauffeur soit exactement égale à celle qui est nécessaire pour échauffer la masse $\dot{m}_2$ d'eau de T_7 à T_9 , c'est donc une masse $\dot{m}$ d'eau à T_9 qui sera réintroduit dans la chaudière, laquelle n'aura plus à fournir que la chaleur nécessaire à l'échappement de cette masse d'eau de T_9 à T_4 .

Une telle installation est représentée schématiquement sur la figure (II.8), et son diagramme sur la figure (II.9).

Il est clair que si on augmente de plus en plus le nombre de prélèvement, la quantité de chaleur à fournir par la chaudière pour le réchauffage de l'eau d'alimentation devient nulle, puisque toute cette chaleur est fournie par la condensation des différentes masses de vapeur soutirées, de sorte que la chaudière n'a plus à fournir que les chaleurs de vaporisation et de surchauffe.

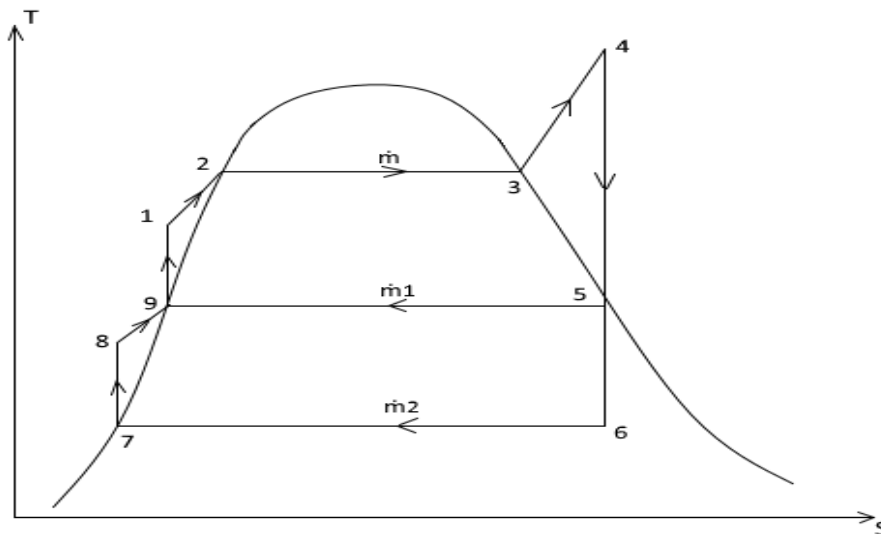


Figure II.9. Diagramme T, S d'une installation à un soutirage.

La masse $\dot{m}_1$ de vapeur soutirée à T_5 décrit le cycle (2-3-4-5-9-1) dont les différentes phases s'effectuent :

- (1 - 3) Evaporation isobare de la quantité $\dot{m}$ dans la chaudière.
- (3 - 4) Chauffage isobare de la quantité $\dot{m}$ de vapeur dans le resurchauffeur.
- (4 - 5) Détente isentropique de la fraction $\dot{m}_1$ de vapeur dans les premiers étages de la turbine jusqu'à point de soutirage.
- (5 - 9) Condensation isobare de la fraction $\dot{m}_1$ soutiré jusqu'à l'eau liquide dans l'eau de mélangeur.
- (9 - 1) Pompage de la quantité $\dot{m}$ d'eau dans la pompe.
- (1 - 2) Chauffage isobare de la quantité $\dot{m}$ d'eau dans la chaudière.

La masse $\dot{m}_2$ de vapeur qui traverse le condenseur décrit le cycle complet (5-6-7-8-9) dans les différentes phases s'effectue :

- (5 - 6) Détente isentropique de HP à BP, dans la turbine.
- (6 - 7) Condensation isobare du mélange jusqu'à eau liquide.
- (7 - 8) Pompage de l'eau liquide.
- (8 - 9) Chauffage de l'eau dans le réchauffeur au contact de la fraction $\dot{m}_1$ soutirée.

$$\text{Le taux : } a = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (\text{II.18})$$

$$\text{Le travail de la turbine : } W_T = (h_4 - h_5) - a(h_5 - h_6) \quad (\text{II.19})$$

Le travail de la 2^{ème} pompe : $W_{p2} = (h_7 - h_8)(1 - a)$ (II.20)

Le travail de la 1^{ère} pompe: $W_{p1} = h_9 - h_1$ (II.21)

La chaleur fournie: $Q_H = h_4 - h_1$ (II.22)

Le rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{(h_4 - h_5) - a(h_5 - h_6) - [(h_9 - h_1) + (1 - a)(h_7 - h_8)]}{(h_4 - h_1)} \quad (II.23)$$

Chapitre III

Description de soutirage

Introduction

Le principe de soutirage de vapeur consiste à extraire à un étage intermédiaire de la turbine une partie de débit total de la vapeur qui a déjà converti en un travail une partie de son énergie interne et à diriger ce débit soutiré dans un réchauffeur d'eau condensée. La chaleur latente de cette vapeur au lieu d'être cédée en pure perte à l'eau de mer est ainsi transmise à l'eau destinée à l'alimentation de chaudière.

Ce procédé permet donc :

- De réaliser des économies importantes de combustible qui sont encore accrues par suite de l'influence de favorable qu'il exerce sur le rendement du cycle.
- De diminuer la masse de vapeur au condenseur il en résulte une diminution de la « perte au condenseur ». Le condenseur est plus petit.
- La chaudière doit fournir plus de vapeur mais elle reçoit de l'eau réchauffée. Le débit de vapeur soutirée est égal à 50% du débit vapeur totale.

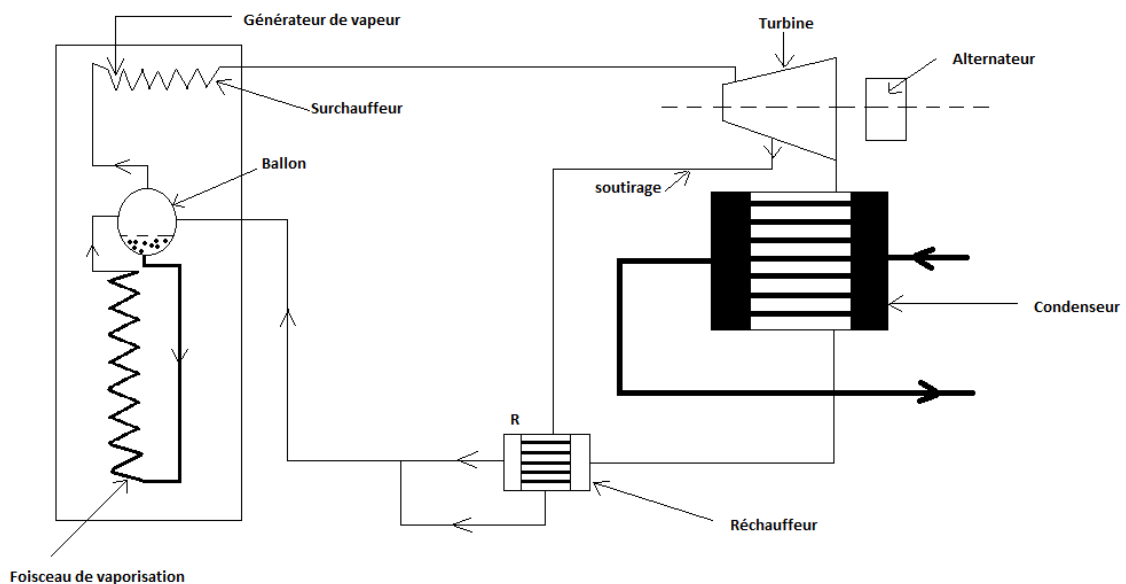


Figure III.1. Schéma Principe de soutirage.

III.1. Fonctionnement de circuit des soutirages

III.1.1. Turbine à vapeur

La turbine est une machine qui convertie l'énergie thermique de la vapeur surchauffée en énergie mécanique, plus généralement, c'est un organe permettant la détente d'un fluide en recueillant son énergie sous forme mécanique. Pour générer de l'énergie mécanique dans des applications industrielles, la turbine doit être puissante et avoir un meilleur rendement. La turbine à vapeur est la plus appropriée pour rencontrer ces exigences.

III.1.1.a. Classifications

i. Turbine à action

La vapeur se détend complètement au niveau du distributeur ou l'énergie thermique est totalement transformée en énergie de pression.

ii. Turbine à réaction

Une partie de la vapeur se détend au niveau de l'aubage fixe et l'autre continue pour se détendre dans l'aubage mobile qui suit.

L'énergie thermique est transformée en énergie cinétique puis mécanique dans les canaux mobiles.

III.1.1.b. Turbine de la centrale de CAP-DJINET [3]

Cette turbine est une machine à une seule ligne d'arbre de type à condensation et à simple resurchauffe. Elle comporte six soutirages qui alimentent les réchauffeurs BP (basse pression), HP (haute pression) ainsi la bâche alimentaire est composée de trois corps HP, MP (moyenne pression) et BP qui sont séparés. Les rotors de la turbine et de l'alternateur sont accouplés rigidement.

III.1.2. Les réchauffeurs

Les réchauffeurs sont des échangeurs de chaleur qui ont pour rôle de réchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière. Cette opération est assurée par plusieurs soutirages dont chacun correspond à un réchauffeur qui se sont en générale des échangeurs par surface, à l'exception de la bâche alimentaire qui est un échangeur par mélange.

III.1.2.a. Réchauffeurs par surface

Ces appareils sont constitués d'un corps à l'intérieur du quel est disposé un faisceau tubulaire. L'eau à réchauffer circule à l'intérieur des tubes tend dit que la vapeur soutirée chauffe l'extérieur des tubes.

La vapeur soutirée et l'eau à réchauffer peuvent être à des pression très différentes ce qui permet de faire passer l'eau d'alimentation à travers plusieurs réchauffeurs par surface en série alimentés par des soutirages différents.

Dans la centrale de Cap-Djinet, on a deux types de réchauffeurs par surface :

i. Réchauffeur horizontal BP

Ces caractéristiques sont :

Tableau III.1 : Le réchauffeur bas pression BP1.

	Côté tube	Côté d'enveloppe
Pression (bar)	7.6	150
Température (°C)	52	60
Capacité (L)	1400	9000

Dimension :

Surface de chauffe252 m².

Diamètre d'enveloppe 900 mm.

Longueur totale 7400 m.

Tableau III.2 : Le réchauffeur bas pression BP2.

	Côté tube	Côté d'enveloppe
Pression (bar)	7.4	0.50
Température (C°)	84	105
Capacité (L)	1700	4900

Dimension :

Surface de chauffe372 m².

Diamètre d'enveloppe 900 mm.

Longueur totale 10000 m.

Tableau III.3 : Le réchauffeur bas pression BP3.

	Côté tube	Côté d'enveloppe
Pression (bar)	6.9	1.50
Température (C°)	113	200
Capacité (L)	1400	3600

Dimension :

Surface de chauffe287 m².

Diamètre d'enveloppe 900 mm.

Longueur totale 8900 m.

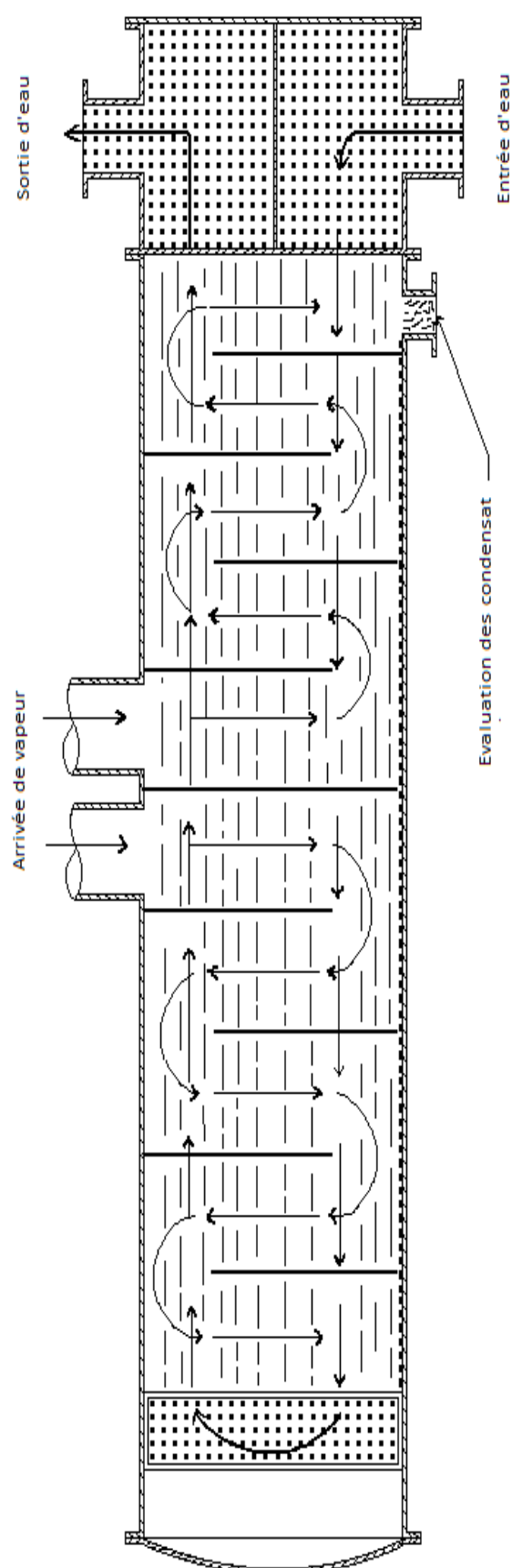


Figure III.2. Réchauffeur BP horizontal.

ii. Réchauffeur vertical HP

Ces caractéristiques sont :

Tableau III.4 : Le réchauffeur bas pression BP5.

	Côté tube	Côté d'enveloppe
Pression (bar)	176	15
Température(C°)	200	420
Capacité (L)	2716	6363

Dimension :

Surface de chauffe492 m².

Diamètre d'enveloppe 1656 mm.

Longueur totale 8600 m.

Tableau III.5 : Le réchauffeur bas pression BP6.

	Côté tube	Côté d'enveloppe
Pression (bar)	175	32
Température (C°)	246	355
Capacité (L)	2791	6376

Dimension :

Surface de chauffe557 m².

Diamètre d'enveloppe 1700 mm.

Longueur totale 8800 m.

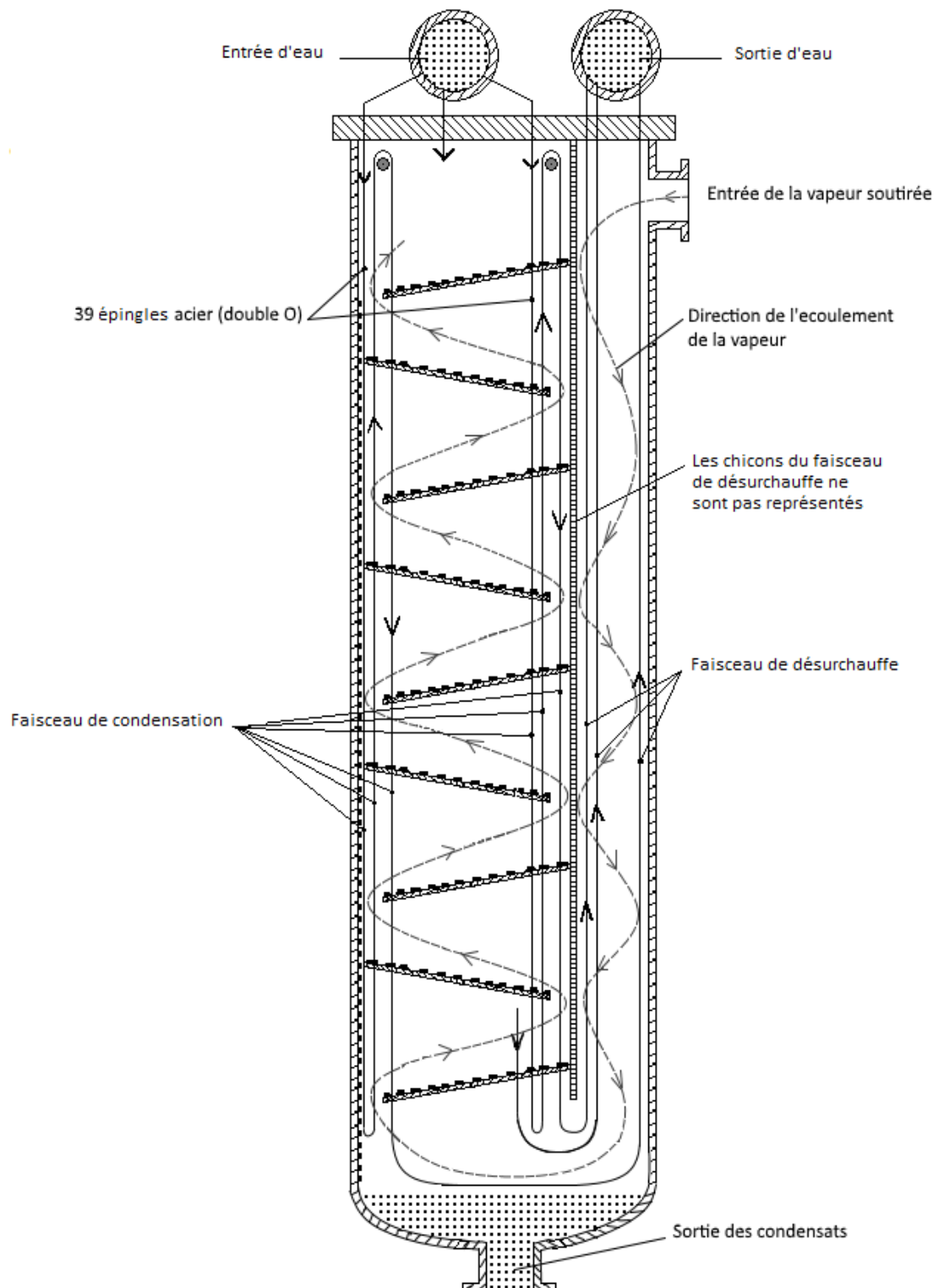


Figure III.3. Réchauffeur HP vertical.

III.1.2.b. Réchauffeurs par mélange

Dans ces réchauffeurs, l'eau à réchauffer est directement en contact avec la vapeur. L'eau à réchauffer finement pulvérisée dans la vapeur venant du soutirage. La vapeur soutirée se condense au contact avec les gouttelettes d'eau qui se chauffent progressivement l'eau et l'eau résultant de la condensation de la vapeur de mélange pour donner une eau dont la température est très voisine de celle de la vapeur soutirée, pour la pression de la vapeur soutirée on distingue :

i. Le réchauffeur BP4 (bâche alimentaire)

Le condensat principal arrive à la bâche alimentaire où il est atomisé. Ensuite, il sera réchauffé par la vapeur de soutirage S₄ du corps MP et en même temps dégazé vers la pompe d'alimentation.

L'eau à dégazer est pulvérisée dans l'espace à vapeur de la bâche alimentaire par le pulvérisateur.

La vapeur de chauffe est conduite par tube plongeurs dans l'eau de la bâche alimentaire, et sous le pulvérisateur la vapeur se condense en contact avec les jets d'eau.

III.2. Conditions des choix de soutirages

Le réchauffage de l'eau d'alimentation des chaudières est toujours assuré par plusieurs soutirages dont chacun correspond à un réchauffeur.

Le point où se fait le prélèvement et la quantité de vapeur soutirée dépend de la température du condensat à réchauffer et de sa quantité.

Dans ce choix, il faut tenir compte des caractéristiques de construction de la turbine (décomposition de la turbine en plusieurs corps et à l'intérieur de ces corps, en plusieurs étages de détente).

III.3. Circuit de soutirages [3]

III.3.1. Circuit des soutirages basse pression BP

Les soutirages basse pression proviennent de la sortie turbine (corps MP et BP) jusqu'aux tubulures d'entrée de la bâche alimentaire et des réchauffeurs basse pression.

Le soutirage S1

A partir du corps basse pression de la turbine, il arrive à travers deux conduites parallèles RH11 et RH12 jusqu'au réchauffeur (RH10 W001) basse pression BP1.

Le condensat dans le réchauffeur BP1 est amené par la conduite de condensat RN10 au réfrigérant des condensats RH10 W002.

Le soutirage S2

Il est également prélevé de la partie basse pression de la turbine. La vapeur arrive aux vannes parallèles SA13 S023 et SA13 S024, au clapet anti-retour SA13 S033 et ensuite par la conduite RH21 au réchauffeur BP2.

Le condensat cumulé dans le réchauffeur BP2, est conduit par la conduite RN20 à travers RN20 S001 vers le réchauffeur BP1.

Le soutirage S3

Il est prélevé de la partie basse pression de la turbine. La vapeur arrive à la vanne motorisée (SA13 S025), au clapet anti-retour (SA13 S035) et ensuite par la ligne RH31 au réchauffeur BP3.

Le condensat produit dans le réchauffeur BP3 sera envoyé par la conduite RN30 à travers de la vanne de réglage RN30 S001 dans le réchauffeur BP2.

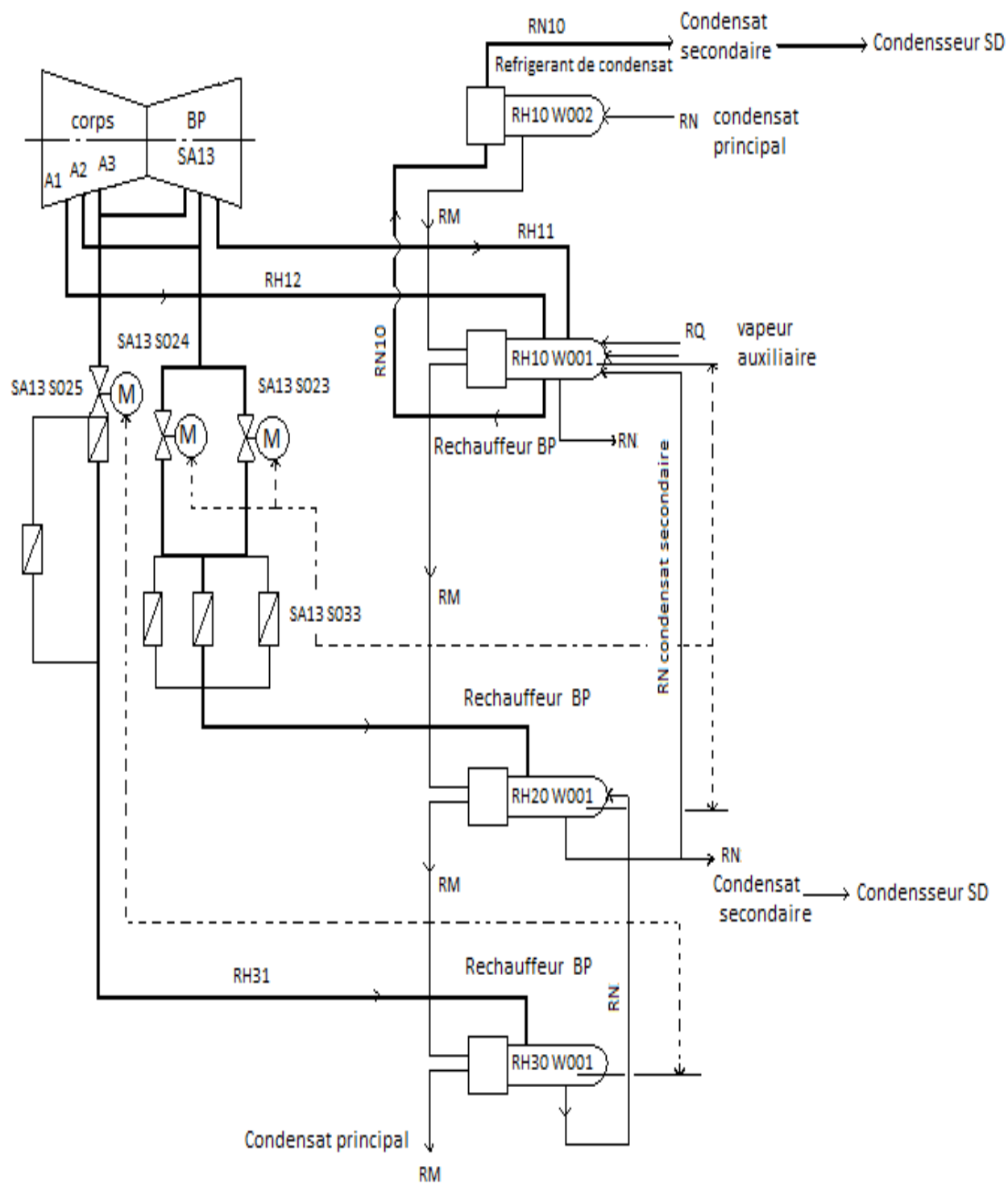


Figure III.4. Soutirages basse pression simplifié S1, S2, S3.

III.3.2. Circuit des soutirages à moyenne pression MP

Le soutirage S4

Il est prélevé à la fin de la partie moyenne pression de la turbine. En passant par la vanne motorisée SA12 S021, par la clapet anti-retour SA12 S031 et la conduite RH41 que la vapeur prélevée arrive à la vanne RH42 S001 et en passant par le clapet anti-retour SA42 S002 et la conduite RH42 qu'elle arrive au système vaporisation de la bache alimentaire RH40 B001. La conduite RH43 au clapet anti-retour RH43 S001 pour équilibrer la pression conduite de l'espace à vapeur de la bache alimentaire à la conduite de soutirage RH42.

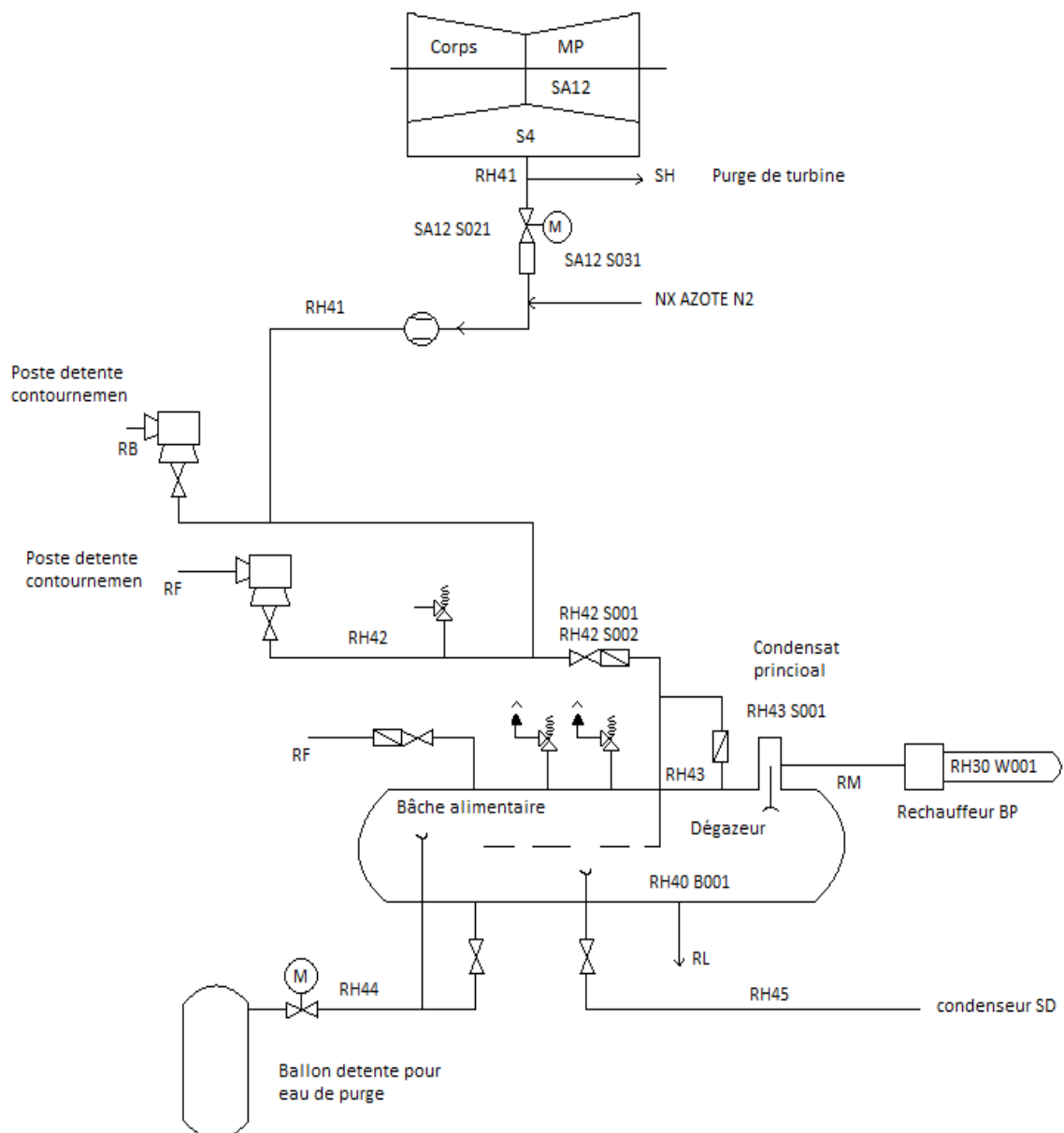


Figure III.5. Soutirage basse pression S4.

III.3.3 Circuit à des soutirages hauts pression HP

Les soutirages haute pression proviennent de la turbine jusqu'aux tubulures d'entrée des deux réchauffeurs HP5 et HP6.

Le soutirage S5

Il est prélevé d'un étage de la partie MP de la turbine. En passant par les conduites RF51 0 RF56, la vapeur arrive à la vanne motorisée SA12 S023, clapet anti-retour SA12 S033 ensuite la conduite RF57 et au réchauffeur HP5 le système de vapeur auxiliaire RQ est alimenté par la conduite RF 58.

Le soutirage S6

Nécessaire pour le réchauffage de l'eau d'alimentation dans le réchauffeur HP6, il est acheminé de la sortie du corps HP de la turbine à travers la conduite RF61. La vapeur qui traverse la conduite RF62 est utilisée pour le réchauffage de la bache alimentaire. Sur la conduite RF61, on trouve une vanne motorisée RF61 S001.

Le circuit des condensats RP à la sortie des condensats des réchauffeurs HP est acheminé vers la bache alimentaire.

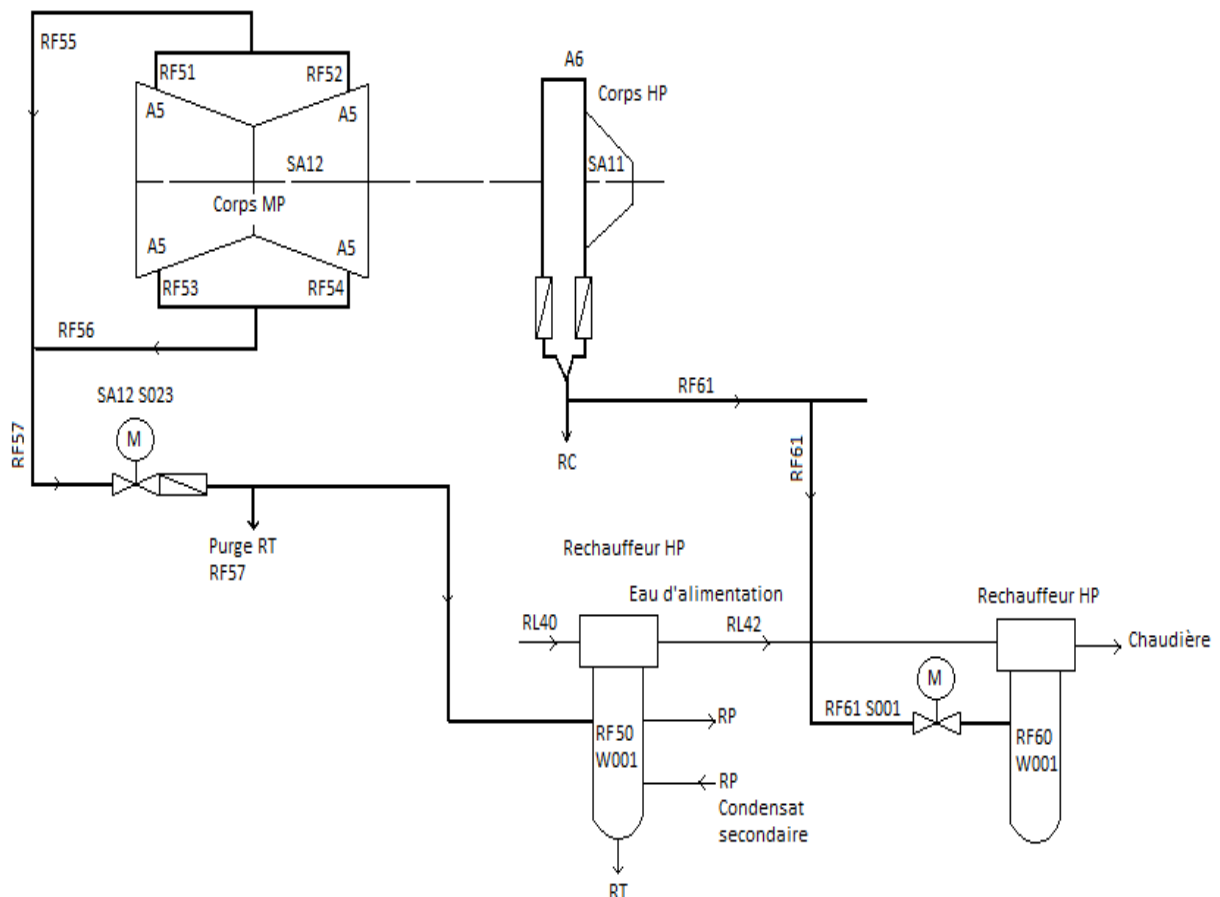


Figure III.6. Soutirage moyenne et haute pression simplifier S6 et S5.

III.4. Dimension de circuit des soutirages**Tableau III.6 :** Soutirage basse pression.

Conduite	Diamètre de tube (mm)	Epaisseur de tube (mm)
RH11	518	6.3
RH12	518	6.3
RH21	518	6.3
RH31	518	6.3
RH41	355.6	8
RH42	406.4	8.8
RH43	114.3	4.5
RH44	114.3	4.5
RH45	114.3	4.5

Tableau III.7 : Soutirage haute pression.

Conduite	Diamètre de tube (mm)	Epaisseur de tube (mm)
RF55	273	6.3
RF56	273	6.3
RF57	355.6	8
RF61	219.1	6.3

Chapitre IV

Calculs des rendements et interprétations

Introduction

Le rendement est un rapport qui permet de montrer l'efficacité d'une installation.

Le calcul du rendement de l'installations thermique comporte les opérations suivantes :

1. Calcul du rendement du cycle avec six soutirages (fonctionnement normal).
2. Calcul du rendement du cycle avec quatre soutirages basse pression BP (contournement des réchauffeurs HP).
3. Calcul du rendement du cycle sans soutirage (contournement des réchauffeurs HP et BP).

IV. Etude des différentes étapes de circuit thermique

1'— 1 : la vapeur subit des pertes de charge.

1— 2 : la vapeur rentre dans la turbine corps HP.

2— 3 : resurchauffe la partie de vapeur qui reste après le soutirage S6.

3— 5 : la vapeur rentre dans le corps MP avec deux soutirages S5 et S6.

5— 9 : la vapeur rentre dans le corps BP avec trois soutirages S1, S2 et S3.

9— 10 : le condenseur.

10— 11 : les pompes d'extraction.

11— 12 : le réfrigérant d'alternateur.

12—14 : l'eau rentre dans le condensât.

14— 15 : refroidisseur de purge.

15— 18 : les réchauffeurs BP1, BP2 et BP3.

18— 19 : la bâche d'alimentaire.

19— 20 : les pompes d'alimentation.

20— 22 : les réchauffeurs HP5 et HP6.

22— 1' : la chaudière.

IV.1. Etude des soutirages

Soutirage S6 : La vapeur soutirée, en traversant le réchauffeur HP6, va subir trois transformation (désurchauffe, condensation, refroidissement).

Soutirage S5 : La vapeur soutirée, en traversant le réchauffeur HP5, subit les mêmes transformations que le soutirage S6.

Soutirage S4 : La vapeur soutiré, en traversant la bâche alimentaire, sera désurchauffée et condensée.

Soutirage S3 : La vapeur soutirée, en traversant le réchauffeur BP3, sera désurchauffée et condensée.

Soutirage S2 : La vapeur soutirée, en traversant le réchauffeur BP2, sera désurchauffée et condensée.

Soutirage S6 : La vapeur soutirée, en traversant le réchauffeur BP1, sera désurchauffée et condensée.

Les données de calcul :

Tableau IV.1 : Les débits des fuites.

Côté droit de corps HP (kg/s)	Côté gauche de corps HP (kg/s)	Côté droit de corps MP (kg/s)	Côté gauche de corps MP (kg/s)	Côté droit de corps BP (kg/s)	Côté gauche de corps BP (kg/s)
$R_{dHP}=0.660$	$R_{gHP}=0.672$	$P_{dMP}=0.552$	$P_{gMP}=0.417$	$P_{dBP}=0.022$	$P_{gBP}=0.022$
$S_{dHP}=0.153$	$S_{gHP}=0.201$	$R_{dMP}=0.032$	$R_{gMP}=0.024$		
$T_{dHP}=0.005$	$T_{gHP}=0.006$				
$Q_{HP}=4.470$					

- η_t : Rendement mécanique de la turbine : 0.98.
- η_{pe} : Rendement de la pompe d'extraction : 0.78.
- η_{pa} : Rendement de la pompe d'alimentation : 0.775.
- η_{ch} : Rendement de la chaudière : 0.858.
- η_{HP} : Rendement du corps haut pression de la turbine : 0.854.
- η_{MP} : Rendement du corps moyen pression de la turbine : 0.90.
- η_{BP} : Rendement du corps bas pression de la turbine : 0.62.

NB : Les valeurs des rendements sont données par le constructeur.

- Le débit de fuite qui entre dans le corps BP :

$$(R_d + R_g)_{BP} = 1.332 \text{ kg/s.}$$

- Le débit de la vapeur auxiliaire :

$$R_Q = 0.097 \text{ kg/s.}$$

- Les débits des soutirages :

$$S_1 = 2.405 \text{ kg/s.}$$

$$S_2 = 6.460 \text{ kg/s.}$$

$$S_3 = 5.987 \text{ kg/s.}$$

$$S_4 = 7.336 \text{ kg/s.}$$

$$S_5 = 10.012 \text{ kg/s.}$$

$$S_6 = 13.674 \text{ kg/s.}$$

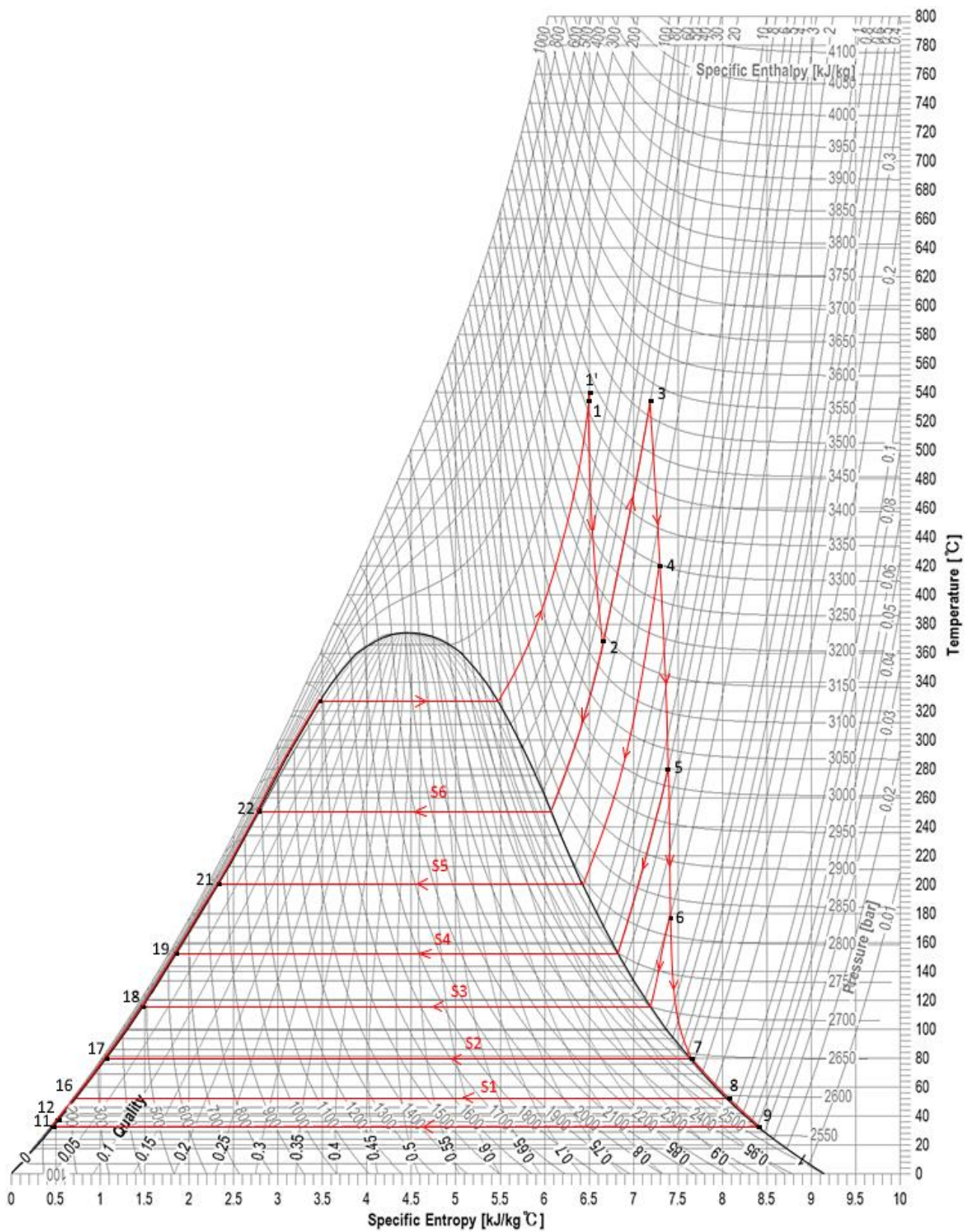


Figure IV.1. Diagramme T-S avec six soutirages.

IV.2. Calcul du rendement du cycle avec six soutirages

IV.2.1. Calculs les travaux

IV.2.1.a. Travail du corps haut pression (HP)

$$W_{HP} = (H_1 - H_2) \frac{(1 - (Q_{HP} + R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP}))}{Q_m} \quad (IV.1)$$

$$W_{HP} = 296.89 \text{ kJ / kg.}$$

IV.2.1.b. Travail du corps moyen pression (MP)

$$W_{MP} = (H_3 - H_4) \frac{(1 - (R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP} + R_{gHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + S_6))}{Q_m} +$$

$$(H_4 - H_5) \frac{(1 - (R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP} + R_{gHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + S_6 + S_5))}{Q_m} \quad (IV.2)$$

$$W_{MP} = 429.79 \text{ kJ / kg.}$$

IV.2.1.c. Travail du corps moyen pression (BP)

$$W_{BP} = (H_5 - H_6) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP}))}{Q_m} +$$

$$(H_6 - H_7) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP} + S_3))}{Q_m} +$$

$$(H_7 - H_8) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP} + S_3 + S_2))}{Q_m} +$$

$$(H_8 - H_9) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP} + S_3 + S_2 + S_1))}{Q_m} \quad (IV.3)$$

$$W_{BP} = 481.09 \text{ kJ / kg.}$$

IV.2.1.d. Travail total de la turbine

$$W_t = W_{HP} + W_{MP} + W_{BP} \quad (IV.4)$$

$$W_t = 1207.8 \text{ kJ / kg.}$$

IV.2.1.e. Travail de la pompe d'extraction

$$W_{pe} = (H_{10} - H_{11}) \frac{(S_6 + S_5 + S_4 + R_Q)}{Q_m} \quad (IV.5)$$

$$W_{pe} = 1.65 \text{ kJ / kg.}$$

IV.2.1.f. Travail de la pompe d'alimentation

$$W_{pa} = (H_{20} - H_{19}) \quad (IV.6)$$

$$W_{pa} = 23.1 \text{ kJ / kg.}$$

IV.2.2. Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière

$$Q_{ch} = (H_{1'} - H_{22}) + (H_3 - H_2) \frac{(1 - (R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP} + R_{gHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + S_6))}{Q_m} \quad (IV.7)$$

$$Q_{ch} = 2728.8 \text{ kJ / kg.}$$

IV.2.3. Calcul du rendement thermique du cycle

$$\eta_{cycle} = \frac{\left[(W_t \cdot \eta_t) - \left(\left(\frac{W_{pe}}{\eta_{pe}} \right) + \left(\frac{W_{pa}}{\eta_{pa}} \right) \right) \right]}{\frac{Q_{ch}}{\eta_{ch}}} \quad (IV.8)$$

$\eta_{cycle} = 37 \text{ \%}$

IV.2.4. Calcul des Puissances**IV.2.4.a. Puissance de la pompe d'extraction**

$$P_{pe} = W_{pe} \cdot Q_m \quad (IV.9)$$

$$P_{pe} = 0.24 \text{ MW.}$$

IV.2.4.b. Puissance de la pompe d'alimentation

$$P_{pa} = W_{pa} \cdot Q_m \quad (IV.10)$$

$$P_{pa} = 3.36 \text{ MW.}$$

IV.2.4.c. Puissance fournie par la chaudière

$$P_{ch} = Q_{ch} \cdot Q_m \quad (IV.11)$$

$$P_{ch} = 396.61 \text{ MW.}$$

IV.3. Détermination des différents paramètres pour le contournement des réchauffeurs

IV.3.1. Les raisons des contournements des réchauffeurs

Cas 1 : Contournements des réchauffeurs HP.

Cas 2 : Contournements des réchauffeurs HP et BP.

On contourne les réchauffeurs HP et BP pour les raisons suivantes :

- Percement des tubes de ces réchauffeurs.
- Intervention sur les circuits auxiliaires.
- Régulation de niveau.
- Soupapes de sécurité.
- Vannes de purge.

IV.3.2. Calcul des variables d'états aux différents points du circuit thermique à quatre soutirages BP

Contournement des réchauffeurs HP (enlevant H5 et H6).

Données du problème :

- Débit vapeur vive 129.784 kg/s.
- Pression ballon chaudière 160 bars.
- Température sortie surchauffeur 540 °C.

IV.3.2.a. Calculs les débits des soutirages

Pour déterminer les débits des soutirages, on a suivi la méthode d'extrapolation polynomiale (voir Annexe B page B-1 et B-2).

Pour notre cas, nous avons pour 2 charges (100%, 75%) les débits avant soutirage et les débits soutirés (voir Annexe A page A-1 et A-2).

• Soutirage S₄

Charge en %	75%	100%
Débit avant soutirage Q _m (kg/s)	87.727	119.957
Débit soutiré Q _s (kg/s)	4.886	7.336

Calcul du débit avant soutirage S₄

$$Q = Q_{vive} - (T_{gHP} + S_{gHP} + R_{gHP} + R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP}) - R_Q \quad (IV.12)$$

$$Q = 127.99 \text{ kg / s.}$$

Pour un débit avant soutirage ($Q = 127.99 \text{ kg / s}$)

Un débit soutiré :

$$Q_{S4} = Q_s(75\%) + \frac{[(Q - Q_m(75\%))(Q_s(100\%) - Q_s(75\%))]}{(Q_m(100\%) - Q_m(75\%))} \quad (IV.13)$$

$$Q_{S4} = 7.95 \text{ kg / s.}$$

• **Soutirage S₃**

Charge en %	75%	100%
Débit avant soutirage Q _m (kg/s)	83.087	112.928
Débit soutiré Q _s (kg/s)	4.104	5.987

Calcul de débit avant soutirage S₃

$$Q = Q_{(avant \text{ soutirage } S4)} - (Q_{S4} + R_{gMP} + P_{gMP} + P_{dMP} + R_{dMP}) + (R_d + R_g)_{BP} \quad (IV.14)$$

$$Q = 120.40 \text{ kg / s.}$$

pour un débit avant soutirage ($Q = 120.3984 \text{ kg / s}$)

Un débit soutiré :

$$Q_{S3} = Q_s(75\%) + \frac{[(Q - Q_m(75\%))(Q_s(100\%) - Q_s(75\%))]}{(Q_m(100\%) - Q_m(75\%))} \quad (IV.13)$$

$$Q_{S3} = 6.46 \text{ kg / s.}$$

• **Soutirage S₂**

Charge en %	75%	100%
Débit avant soutirage Q _m (kg/s)	78.983	106.941
Débit soutiré Q _s (kg/s)	4.433	6.460

Calcul de débit avant soutirage S₂

$$Q = Q_{(avantsoutirageS3)} - Q_{S3} \quad (IV.15)$$

$$Q = 113.94 \text{ kg / s.}$$

pour un débit avant soutirage ($Q = 113.94 \text{ kg / s}$)

Un débit soutiré :

$$Q_{S2} = Q_s(75\%) + \frac{[(Q - Q_m(75\%))(Q_s(100\%) - Q_s(75\%))]}{(Q_m(100\%) - Q_m(75\%))} \quad (IV.13)$$

$$Q_{S2} = 6.97 \text{ kg / s.}$$

• **Soutirage S₁ (avant)**

Charge en %	75%	100%
Débit avant soutirage Q _m (kg/s)	37.275	50.240
Débit soutiré Q _s (kg/s)	1.082	1.773

Calcul du débit avant soutirage S₁

$$Q = \frac{Q_{(avantsoutirageS2)} - Q_{S2}}{2} \quad (IV.16)$$

$$Q = 53.49 \text{ kg / s.}$$

pour un débit avant soutirage $Q = 53.4863 \text{ kg / s.}$

Un débit soutiré :

$$Q_{S1} = Q_s(75\%) + \frac{[(Q - Q_m(75\%))(Q_s(100\%) - Q_s(75\%))]}{(Q_m(100\%) - Q_m(75\%))} \quad (IV.13)$$

$$Q_{S1} = 1.95 \text{ kg / s.}$$

• **Soutirage S₁ (arrière)**

Charge en %	75%	100%
Débit avant soutirage Q _m (kg/s)	37.275	50.240
Débit soutiré Q _s (kg/s)	0.219	0.632

Calcul du débit avant soutirage S₁

$$Q = \frac{Q_{(avantsoutirageS2)} - Q_{S2}}{2} \quad (IV.16)$$

$$Q = 53.49 \text{ kg / s.}$$

pour un débit avant soutirage $Q = 53.486 \text{ kg / s.}$

Un débit soutiré :

$$Q_{S1} = Q_s(75\%) + \frac{[(Q - Q_m(75\%))(Q_s(100\%) - Q_s(75\%))]}{(Q_m(100\%) - Q_m(75\%))} \quad (IV.13)$$

$$Q_{S1} = 0.73 \text{ kg / s.}$$

Remarque

Après le calcul, on observe que les débits soutirés (S_1 S_2 S_3 S_4) augmentent par rapport au fonctionnement normal (six soutirages). On conclure que à quatre soutirages, les débits avant soutirage sont plus grands qu'un fonctionnement normal.

IV.3.2.b. Calcul des pertes de charge**Perte de charge dans la conduite du soutirage S_1**

Charge en %	75%	100%
Débit Q(kg/s)	1.082	1.773
Perte de charge ΔP (bar)	0.0041	0.0083

Pour notre cas : $Q = 1.94 \text{ kg / s}$.

$$\Delta P = \Delta P(100\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.17})$$

$\Delta P = 0.0094 \text{ bar}$.

Perte de charge dans la conduite du soutirage S_2

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	4.433	6.460
Perte de charge ΔP (bar)	0.0213	0.0335

Pour notre cas : $Q = 6.964 \text{ kg / s}$.

$$\Delta P = \Delta P(100\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.17})$$

$\Delta P = 0.0366 \text{ bar}$.

Perte de charge dans la conduite du soutirage S_3

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	4.104	5.987
Perte de charge ΔP (bar)	0.0592	0.0931

Pour notre cas : $Q = 6.445 \text{ kg / s}$.

$$\Delta P = \Delta P(100\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.17})$$

$\Delta P = 0.1016 \text{ bar}$.

Perte de charge dans la conduite du soutirage S₄

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	4.885	7.336
Perte de charge ΔP (bar)	0.2658	0.4423

Pour notre cas : $Q = 7.946 \text{ kg / s}$.

$$\Delta P = \Delta P(100\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.17})$$

$\Delta P = 0.4863 \text{ bar}$.

Perte de charge dans le refroidisseur de purges

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	84.196	114.415
Perte de charge ΔP (bar)	0.2656	0.4904

Pour notre cas : $Q = 121.838 \text{ kg / s}$.

$$\Delta P = \Delta P(100\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.17})$$

$\Delta P = 0.5456 \text{ bar}$.

Pertes de charge dans les réchauffeurs BP

D'après les données du constructeur les pertes de charge dans ces réchauffeurs restent égales à celle du refroidisseur de purges :

$$\Delta P_{BP1} = \Delta P_{BP2} = \Delta P_{BP3} = 0.5456 \text{ bar}.$$

Pertes de charge dans le condenseur des buées et dans l'éjecteur de vapeur

On remarque sur les données du constructeur que les pertes de charge sont négligeables $\Delta P = 0$

IV.3.2.c. Calcul des paramètres d'états de cycle**Paramètres à la sortie de la chaudière (T₁, P₁, H₁)**

Perte de charge dans la surchauffeur

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	104.717	145.340
Perte de charge ΔP (bar)	7.500	14.400

$$\text{On a :} \quad P_{1'} = P_{(\text{ballon chaudière})} - \Delta P_{(\text{perte de charge dans réchauffeur})} \quad (\text{IV.18})$$

Pour notre cas, on a $Q = 129.784 \text{ kg / s}$.

$$\Delta P = \Delta P(75\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(75\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta P = 11.7577 \text{ bar.}$$

$$P_{1'} = P_{(\text{pression de ballon chaudière})} - \Delta P = 148.24 \text{ bar.} \quad (\text{IV.18})$$

$$P_{1'} = 148.24 \text{ bar}, T_{1'} = 540 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

D'après la table thermodynamique $H_{1'} = 3425.11 \text{ kJ / kg}$.

Paramètre à l'entrée de la turbine (corps HP) (T_1 P_1 H_1)

Perte de charge dans la conduite de vapeur vive :

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	104.717	145.340
Perte de charge ΔP (bar)	3.820	7.400

$$\text{On a :} \quad P_1 = P_{1'} - \Delta P_{(\text{perte de charge dans la conduite de vapeur vive})} \quad (\text{IV.20})$$

Pour notre cas, on a $Q = 129.784 \text{ kg / s}$.

$$\Delta P = \Delta P(75\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(75\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta P = 6.029 \text{ bar.}$$

$$P_1 = P_{1'} - \Delta P = 142.21 \text{ bar.}$$

Détermination de T_1 :

Chute de température 5°C pour les 2 charges donc pour notre cas on prendra la même chute :

$$T_1 = T_{1'} - \Delta T = 535 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (\text{IV.21})$$

$$T_1 = 535 \text{ }^{\circ}\text{C}, P_1 = 142.21 \text{ bar.}$$

D'après la table thermodynamique $H_1 = 3418.2 \text{ kJ / kg}$.

Paramètre à la sortie de la turbine (corps HP) (T_2 P_2 H_2)

Pour déterminer la pression, il faut connaître le rapport de détente (R).

Le rapport de détente pour notre cas $R = \frac{P_1}{P_2}$ entre le point (1) et point (2).

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	100.911	140.052
Rapport de détente R	5.104	3.455

Pour notre cas, on a : $Q = 124.496 \text{ kg / s}$.

$$R = R(75\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(75\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.22})$$

$$R = 4.11$$

$$R = \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{IV.23})$$

$$P_2 = \frac{P_1}{R} = 34.6 \text{ bar} \quad (\text{IV.24})$$

Détermination de T_2 :

Calcul de l'enthalpie H_2

1—2 détente réelle dans la turbine HP, 1—2_{th} détente isentropique.

$$\eta_{tHP} = \frac{(H_1 - H_2)}{(H_1 - H_{2th})} \quad (\text{IV.25})$$

$$H_2 = H_1 - \eta_{tHP}(H_1 - H_{2th}) \quad (\text{IV.26})$$

H_{2th} : On a une détente adiabatique +réversible (transformation isentropique $S_1=S_{2th}$)

Le rendement de corps HP pour ce fonctionnement égale celui de fonctionnement normal ($\eta_{tHP} = 0.854$)

$$P_1 = 142.21 \text{ bar}, T_1 = 535 \text{ }^\circ\text{C}.$$

D'après la table thermodynamique $S_1 = 6.51 \text{ kJ / (kg.}^\circ\text{C)}$.

Pour $P_2 = 34.6 \text{ bar}$, $S_2 = S_1 = 6.51 \text{ kJ / (kg.}^\circ\text{C)}$.

D'après la table thermodynamique $H_{2th} = 3011.27 \text{ kJ / kg.}$

$$H_2 = H_1 - \eta_{tHP}(H_1 - H_{2th}) \quad (\text{IV.26})$$

$$H_2 = 3070.4 \text{ kJ / kg}$$

$$H_2 = 3067.1 \text{ kJ / kg}, P_2 = 34.6 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_2 = 336 \text{ }^\circ\text{C}$.

Paramètre à l'entrée du corps MP (T_3 P_3 H_3)

Pert dans la conduite et resurchauffeur :

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	94.675	129.969
Perte de charge ΔP (bar)	2.883	4.100

Pour notre cas, on a : $Q = 128.087 \text{ kg / s}$.

On a :
$$P_3 = P_2 - \Delta P \quad (\text{IV.27})$$

$$\Delta P = \Delta P(75\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(75\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta P = 4.0351 \text{ bar}$$

$$P_3 = 30.56 \text{ bar}.$$

La température de vapeur resurchauffée est de 540 °C. On suppose qu'il correspond à la même chute de température de régime normal dans la conduite de vapeur resurchauffé qui est 5°C.

$$T_3 = 540 - 5 = 535 \text{ °C} \quad (\text{IV.28})$$

$$T_3 = 535 \text{ °C} , P_3 = 30.56 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $H_3 = 3535.36 \text{ kJ / kg}$.

Paramètre à sortie du corps MP (T_5 P_5 H_5)

Rapport de détente est :
$$R = \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{IV.29})$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	94.675	129.969
Rapport de détente R	2.166	2.175

Pour le calcul de P_5 , il faut calcul P_4 au point de soutirage. Le corps MP est traversé par le même débit du point (3) au point (5).

Pour notre cas on a : $Q = 127.99 \text{ kg / s}$.

$$R = R(75\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(75\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.22})$$

$$R = 2.17 , \quad P_4 = \frac{P_3}{R} = 14.05 \text{ bar} \quad (\text{IV.30})$$

Rapport de détente est :
$$R = \frac{P_4}{P_5} \quad (\text{IV.31})$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	87.726	119.957
Rapport de détente R	2.969	2.985

Pour notre cas, on a : $Q = 127.99 \text{ kg / s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.32})$$

$$R = 2.99 \quad , \quad P_5 = \frac{P_4}{R} = 4.7 \text{ bar} \quad (\text{IV.33})$$

Détermination de T_5 :

Calcul de l'enthalpie H_5

$$\text{On a :} \quad \eta_{tMP} = \frac{H_3 - H_5}{H_3 - H_{5th}} \quad (\text{IV.34})$$

$$H_5 = H_3 - \eta_{tMP}(H_3 - H_{5th}) \quad (\text{IV.35})$$

H_{5th} : on a une détente adiabatique + réversible (transformation isentropique) ce qui implique que $S_3 = S_{5th}$

Pour $P_3 = 30.56 \text{ bar}$, $T_3 = 535 \text{ }^\circ\text{C}$

D'après la table thermodynamique $S_3 = 7.33 \text{ kJ / (kg.}^\circ\text{C)}$.

Alors $P_5 = 4.7 \text{ bar}$, $S_{5th} = 7.33 \text{ kJ / (kg.}^\circ\text{C)}$

D'après la table thermodynamique $H_{5th} = 2976.57 \text{ kJ / kg}$.

Le rendement de corps MP, pour ce fonctionnement, est égale à celui de fonctionnement normal ($\eta_{tMP} = 0.9$)

$$H_5 = H_3 - \eta_{tMP}(H_3 - H_{5th}) \quad (\text{IV.35})$$

$$H_5 = 3032.4 \text{ kJ / kg}$$

$$H_5 = 3032.4 \text{ kJ / kg} , P_5 = 4.7 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_5 = 284 \text{ }^\circ\text{C}$

Paramètre à la sortie du la turbine corps BP (T_9 P_9 H_9)

Pour calculer P_9 , il faut passer par les pressions aux points 6, 7 et 8 des soutirages.

Pour P_6 :

$$\text{Rapport de détente est} \quad R = \frac{P_5}{P_6} \quad (\text{IV.36})$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	83.087	112.928
Rapport de détente R	2.961	2.970

Pour notre cas, on a $Q = 120.35 \text{ kg / s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.32})$$

$$R = 2.97 , \quad P_6 = \frac{P_5}{R} = 1.58 \text{ bar} \quad (\text{IV.37})$$

Calcul le rendement de corps BP pour le fonctionnement normal : (5—6)

$$\eta_{tBP} = \frac{H_5 - H_6}{H_5 - H_{6th}} \quad (IV.38)$$

5—6 : détente réelle, 5—6_{th} : détente isentropique

$$H_6 = H_5 - \eta_{tBP}(H_5 - H_{6th}) \quad (IV.39)$$

Calcul de H_{6th} :

$$S_5 = 7.35 \text{ kJ / kg} , \quad P_6 = 1.86 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $H_{6th} = 2784.47 \text{ kJ / kg}.$

$$\eta_{tBP} = 0.86$$

Calcul de l'enthalpie H₆ :

5—6 : détente réelle, 5—6_{th} : détente isentropique

$$H_6 = H_5 - \eta_{tBP}(H_5 - H_{6th}) \quad (IV.39)$$

Calcul de H_{6th} :

$$P_5 = 4.7 \text{ bar} , \quad T_5 = 284 \text{ } ^\circ\text{C}$$

D'après la table thermodynamique $S_5 = 7.43 \text{ kJ / (kg.} ^\circ\text{C)}.$

$$P_6 = 1.58 \text{ bar} , \quad S_{6th} = 7.43 \text{ kJ / kg.} ^\circ\text{C}$$

D'après la table thermodynamique $H_{6th} = 2786.93 \text{ kJ / kg}.$

Le rendement de corps BP, pour ce fonctionnement, est égale celui de fonctionnement normal ($\eta_{tBP} = 0.86$)

$$H_6 = H_5 - \eta_{tBP}(H_5 - H_{6th}) \quad (IV.39)$$

$$H_6 = 2819.9 \text{ kJ / kg}$$

$$H_6 = 2819.9 \text{ kJ / kg} , \quad P_6 = 1.58 \text{ bar}.$$

D'après la table thermodynamique $T_6 = 174 \text{ } ^\circ\text{C}.$

Pour P_7 :

Rapport de détente est
$$R = \frac{P_6}{P_7} \quad (\text{IV.40})$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	78.983	106.941
Rapport de détente R	2.781	2.787

Pour notre cas, on a : $Q = 113.896 \text{ kg} / \text{s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.32})$$

$$R = 2.79, \quad P_7 = \frac{P_6}{R} = 0.57 \text{ bar}. \quad (\text{IV.41})$$

Calcul du rendement de corps BP pour le fonctionnement normal : 6—7

$$\eta_{tBP} = \frac{H_6 - H_7}{H_6 - H_{7th}} \quad (\text{IV.42})$$

6—7 : détente réelle, 6—7_{th} : détente isentropique

Calcul de H_{7th} :

$$S_{6th} = 7.43 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad , \quad P_7 = 0.67 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $H_{7th} = 2634.45 \text{ kJ} / \text{kg}$.

$$\eta_{tBP} = \frac{H_6 - H_7}{H_6 - H_{7th}} = 0.9 \quad (\text{IV.42})$$

Calcule de l'enthalpie H_7 :

Calcule de H_{7th} :

$$P_6 = 1.58 \text{ bar} \quad , \quad T_6 = 174 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

D'après la table thermodynamique $S_6 = 7.51 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$.

$$P_7 = 0.57 \text{ bar} \quad , \quad S_{7th} = 7.51 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

D'après la table thermodynamique $H_{7th} = 2636.91 \text{ kJ} / \text{kg}$.

Le rendement de corps BP, pour ce fonctionnement, est égale à celui de fonctionnement normal ($\eta_{tBP} = 0.9$).

$$H_7 = H_6 - \eta_{tBP} (H_6 - H_{7th}) \quad (IV.43)$$

$$H_7 = 2654.6 \text{ kJ / kg}$$

$$H_7 = 2654.6 \text{ kJ / kg} , \quad P_7 = 0.57 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_7 = 87^\circ \text{C}$.

Pour P_8 :

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	74.55	100.481
Rapport de détente R	3.993	4.021

Pour notre cas, on a : $Q = 106.932 \text{ kg / s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (IV.32)$$

$$R = 4.02 , \quad P_8 = \frac{P_7}{R} = 0.14 \text{ bar} \quad (IV.44)$$

Calcul du rendement de corps BP pour le fonctionnement normal : (7—8)

$$\eta_{tBP} = \frac{H_7 - H_8}{H_7 - H_{8th}} \quad (IV.45)$$

7—8 : détente réelle, 7—8_{th} : détente isentropique

Calcul de H_{7th} :

$$S_7 = 7.48 \text{ kJ / kg.}^\circ\text{C} , \quad P_8 = 0.14 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $H_{8th} = 2416.28 \text{ kJ / kg}$.

$$\eta_{tBP} = \frac{H_7 - H_8}{H_7 - H_{8th}} = 0.8 \quad (IV.45)$$

Calcul de l'enthalpie H_8 :

$$P_7 = 0.57 \text{ bar} , \quad T_7 = 87^\circ \text{C}$$

D'après la table thermodynamique $S_7 = 7.56 \text{ kJ / kg.}^\circ\text{C}$.

$$P_8 = 0.14 \text{ bar} , S_{8th} = 7.56 \text{ kJ / kg} \cdot ^\circ\text{C} .$$

D'après la table thermodynamique $H_{8th} = 2442.34 \text{ kJ / kg}$.

Le rendement de corps BP pour ce fonctionnement est égale à celui de fonctionnement normal ($\eta_{tBP} = 0.8$)

$$H_8 = H_7 - \eta_t (H_7 - H_{8th}) \quad (\text{IV.46})$$

$$H_8 = 2485.8 \text{ kJ / kg} , P_8 = 0.14 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_8 = 53^\circ\text{C}$.

Pour P_9 :

$$\text{Rapport de détente est} \quad R = \frac{P_8}{P_9} \quad (\text{IV.47})$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	73.249	98.076
Rapport de détente R	2.976	3.330

Pour notre cas, on a : $Q = 104.258 \text{ kg / s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.32})$$

$$R = 3.42 , \quad P_9 = \frac{P_8}{R} = 0.04 \text{ bar} \quad (\text{IV.48})$$

Calcul du rendement de corps BP pour le fonctionnement normal : (8—9)

$$\eta_{tBP} = \frac{H_8 - H_9}{H_8 - H_{9th}} \quad (\text{IV.49})$$

8—9 : détente réelle, 8—9_{th} : détente isentropique.

Calcul de H_{9th}

$$S_8 = 7.55 \text{ kJ / kg} \cdot ^\circ\text{C} , P_9 = 0.0412 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $H_{9th} = 2278.36 \text{ kJ / kg}$.

$$\eta_{tBP} = 0.54 .$$

Calcul de l'enthalpie H_9

On a :

$$\eta_{tBP} = \frac{H_8 - H_9}{H_8 - H_{9th}} \quad (IV.49)$$

$$H_9 = H_8 - \eta_{tBP} (H_8 - H_{9th}) \quad (IV.50)$$

Calcul de H_{9th}

On a une détente adiabatique + réversible (transformation isentropique) ce qui implique que $S_8 = S_{9th}$

$$P_8 = 0.14 \text{ bar} , \quad T_8 = 53 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

D'après la table thermodynamique $S_8 = 8.03 \text{ kJ / kg.}^\circ\text{C}$

$$P_9 = 0.0412 \text{ bar} , \quad S_{9th} = 8.03 \text{ kJ / kg.}^\circ\text{C}$$

D'après la table thermodynamique $H_{9th} = 2423.62 \text{ kJ / kg}$.

Le rendement de corps BP pour ce fonctionnement est égale à celui de fonctionnement normal ($\eta_{tBP} = 0.53$)

$$H_9 = H_8 - \eta_{tBP} (H_8 - H_{9th}) \quad (IV.50)$$

$$H_9 = 2452.5 \text{ kJ / kg}.$$

$$H_9 = 2452.5 \text{ kJ / kg} , \quad P_9 = 0.0412 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_9 = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Paramètres à l'aspiration de la pompe d'extraction (T_{10} P_{10} H_{10})

$$P_{10} = P_9 = 0.0412 \text{ bar} , \text{ Liquide saturé } X=0. \quad S_{10} = 0.42 \text{ kJ / kg.}^\circ\text{C}$$

D'après la table thermodynamique $H_{10} = 123.528 \text{ kJ / kg}$, $T_{10} = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$ et $S_{10} = 0.43 \text{ kJ / kg.}^\circ\text{C}$

Paramètre au refoulement de la pompe d'extraction (T_{11} P_{11} H_{11})

Pour notre cas : $Q = 121.838 \text{ kg / s}$.

Appliquons Bernoulli entre le point 10 et 11, on a :

$$P_{11} = P_{10} + \frac{(h_{pe} + ((C_{10})^2 - (C_{11})^2))}{2g} \rho g \quad (IV.51)$$

h_{pe} = Hauteur manométrique de la pompe d'extraction, $h_{pe} = 173 \text{ m}$.

$$C_{10} : \text{Vitesse d'aspiration, } C_{10} = \frac{Q}{\rho S_{10}} = \frac{4Q}{\rho \pi D^2} = 0.943 \text{ m/s} \quad (\text{IV.52})$$

$$C_{11} : \text{Vitesse au refoulement, } C_{11} = \frac{Q}{\rho S_{11}} = \frac{4Q}{\rho \pi D'^2} = 2.492 \text{ m/s} \quad (\text{IV.53})$$

Avec :

D est le diamètre intérieur de la conduite d'aspiration (D=406.4 mm).

D' est le diamètre intérieur de la conduite de refoulement (D'=250 mm).

$$P_{11} = P_{10} + \frac{(h_{pe} + ((C_{10})^2 - (C_{11})^2))}{2g} \rho g \quad (\text{IV.51})$$

$$P_{11} = 14.62 \text{ bar} .$$

10— 11 : compression réelle dans la pompe, 10—11_{th} : compression isentropique.

On a le rendement de la pompe :

$$\eta_p = \frac{H_{11th} - H_{10}}{H_{11} - H_{10}} \quad (\text{IV.54})$$

$$H_{11} = H_{10} + \frac{(H_{11th} - H_{10})}{\eta_p} \quad (\text{IV.55})$$

Avec :

$$\eta_p = \frac{\eta_{pe}}{\eta_m} \quad (\text{IV.56})$$

$$\eta_{pe} = 0.78.$$

$$\eta_m = 0.96.$$

$$\eta_p = \frac{\eta_{pe}}{\eta_m} = 0.81 \quad (\text{IV.56})$$

Calcul de H_{11th}

$$P_{11} = 14.62 \text{ bar} , S_{11th} = 0.43 \text{ kJ / kg} . ^\circ\text{C}$$

D'après la table thermodynamique $H_{11th} = 125.1 \text{ kJ / kg}$

$$\text{Donc : } H_{11} = H_{10} + \frac{(H_{11th} - H_{10})}{\eta_p} = 125.4 \text{ kJ / kg} \quad (\text{IV.55})$$

$$H_{11} = 125.4 \text{ kJ / kg} , P_{11} = 14.62 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_{11} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$

Paramètres à l'entrée du condenseur des buées ou sortie de réfrigérant d'alternateur (T₁₂ P₁₂ H₁₂)

$P_{12} = P_{11} - \Delta P$ (ΔP : est la perte de charge dans le réfrigérant d'alternateur)

$$\Delta P_{(\text{fonctionnement normale})} = \Delta P_{(\text{avec quatre soutirages})} = P_{11} - P_{12} = 7.938 \text{ bar} \quad (\text{IV.57})$$

Donc : $P_{12} = P_{11} - \Delta P = 6.68 \text{ bar}.$ (IV.58)

Calcul de H₁₂

$$Q_{11-12} = Q(H_{12} - H_{11}) \quad (\text{IV.59})$$

$$H_{12} = H_{11} + \frac{Q_{11-12}}{Q} \quad (\text{IV.60})$$

Q₁₁₋₁₂ : quantité chaleur absorbée par le condensât principale.

$$H_{12} = 142.7 \text{ kJ / kg} , P_{12} = 6.68 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_{12} = 34 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à la sortie du condenseur des buées (T₁₃ P₁₃ H₁₃)

Dans le condenseur des buées, la transformation se fait à pression constante.

Alors : $P_{13} = P_{12} = 6.68 \text{ bar}$

Calcul de H₁₃

Le bilan thermique

$$Q_{13}(H_{13} - H_{12}) = q_{cb}(H_A - H_E) \quad (\text{IV.61})$$

q_{cb} : débit de condensât des buées.

$$H_{13} = H_{12} + \frac{q_{cb}(H_A - H_E)}{Q_{13}} \quad (\text{IV.62})$$

$$H_{13} = 145.11 \text{ kJ / kg}$$

$$H_{13} = 145.11 \text{ kJ / kg} , P_{13} = 6.68 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_{13} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Paramètre à la sortie de l'éjecteur de vapeur (T₁₄ P₁₄ H₁₄)

$$P_{14} = P_{13} = 6.68 \text{ bar}$$

Calcul de H₁₄

Chaleur cédée par la vapeur

$$Q_{B-G} = q_{év}(H_B - H_G) \quad (\text{IV.63})$$

Q_{év} : débit d'éjecteur de vapeur

$$Q_{B-G} = 261.3568 \text{ kW} .$$

Q_{B-G} : quantité de chaleur de l'éjecteur de vapeur.

Chaleur absorbé par le condensât principale :

$$Q_{14-13} = Q(H_{14} - H_{13}) \quad (\text{IV.64})$$

On a : $Q_{B-G} = Q_{14-13}$

Alors : $H_{14} = H_{13} + \frac{Q_{14-13}}{Q}$ (IV.65)

$$H_{14} = 147.25 \text{ kJ / kg}$$

$$H_{14} = 147.53 \text{ kJ / kg} , P_{14} = 6.68 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_{14} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à l'entrée de la bache alimentaire (T_5 , P_5 , H_5)

Coté de vapeur

$$P_{5'} = P_5 - \Delta P = 4.22 \text{ bar} \quad (\text{IV.66})$$

ΔP : Perte de charge dans la conduite du soutirage S_4 (0.4862 bar).

$$P_{5'} = 4.22 \text{ bar} \quad H_{5'} = H_5 = 3032.4 \text{ kJ / kg}$$

D'après la table thermodynamique $T_{5'} = 283 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Paramètre à l'entrée du réchauffeur BP3 (T_6 , P_6 , H_6)

Coté de vapeur

$$P_{6'} = P_6 - \Delta P = 1.48 \text{ bar} \quad (\text{IV.67})$$

ΔP : Perte de charge dans la conduite du soutirage S_3 (0.1013 bar).

$$H_{6'} = H_6 = 2819.9 \text{ kJ / kg} , P_{6'} = 1.48 \text{ bar}$$

D'après la table thermodynamique $T_{6'} = 173 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Paramètre à la sortie du réchauffeur BP3 ($T_{6''}$, $P_{6''}$, $H_{6''}$)

Coté de vapeur

$$P_{6'} = 1.48 \text{ bar} , \text{ liquide saturé } X=0.$$

D'après la table thermodynamique $H_{6''} = 465.42 \text{ kJ/kg} , T_{6''} = 111 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à l'entrée du réchauffeur BP2 (T_7 , P_7 , H_7)

Coté de vapeur

$$P_{7'} = P_7 - \Delta P = 0.53 \text{ bar} \quad (\text{IV.68})$$

ΔP : Perte de charge dans la conduite du soutirage S_2 (0.0365 bar).

$$P_{7'} = 0.53 \text{ bar} , H_{7'} = H_7 = 2654.6 \text{ kJ / kg} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{7'} = 86 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à la sortie du réchauffeur BP2 ($T_{7''}$, $P_{7''}$, $H_{7''}$)

Coté de vapeur

$$P_{7''} = P_{7'} = 0.53 \text{ bar} , \text{ Liquide saturé } X=0.$$

D'après la table thermodynamique $H_{7''} = 346.67 \text{ kJ / kg} , T_{7''} = 83 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à l'entrée du réchauffeur BP1 ($T_{8''}$, $P_{8''}$, $H_{8''}$)

Côté de vapeur

$$P_{8''} = P_8 - \Delta P = 0.13 \text{ bar} \quad (\text{IV.69})$$

ΔP : Perte de charge dans la conduite du soutirage S_1 (0.093bar).

Calcul de $H_{8''}$

$$H_{8''} = \frac{Q_8 H_8 + Q_{8'} H_{8'}}{Q_8 + Q_{8'}} \quad (\text{IV.70})$$

$Q_8 = Q_{S1}$: débit avant le soutirage S_1 (1.94 kg/s) , $Q_{8'} = Q_{S1}$: débit arrière de soutirage

S_1 (0.734 kg/s).

$$H_{8'} = 277.77 \text{ kJ / kg} .$$

$$H_{8''} = 1880.2 \text{ kJ / kg} .$$

$$H_{8''} = 1880.2 \text{ kJ / kg} , P_{8''} = 0.13 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{8''} = 51^\circ \text{C}$, $X_{8''} = 0.7$

Paramètre à la sortie du réchauffeur BP1 ($T_{8'''}$, $P_{8'''}$, $H_{8'''}$)

Côté de vapeur

$$P_{8'''} = P_{8''} = 0.13 \text{ bar} , \text{ Liquide saturé } X=0.$$

D'après la table thermodynamique $H_{8'''} = 213.67 \text{ kJ / kg}$, $T_{8'''} = 51^\circ \text{C}$.

Paramètre à la sortie de refroidisseur de purges (T_{15} , P_{15} , H_{15})

Côté liquide

$$P_{15} = P_{14} - \Delta P = 6.14 \text{ bar} \quad (\text{IV.71})$$

ΔP : Perte de charge dans le refroidisseur de purges (0.5456 bar).

Côté condensât auxiliaire point D

On sait que l'efficacité d'un échangeur s'exprime sous la forme

$$E = \frac{\dot{m}_c C_{pe} (\dot{T}_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m} C_p)_{\min} (\dot{T}_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{IV.72})$$

$(\dot{m} C_p)_{\min}$: Capacité thermique minimum.

$\dot{m} C_p$: Capacité thermique du fluide chaud.

T_{ce} : Température chaude d'entrée.

T_{cs} : Température chaude de sortie, T_{fe} : Température froide d'entrée.

Comme l'efficacité varie très peu avec le débit, nous pouvons estimer sa valeur à celle du régime normale ($T_{ce} = 55.1\text{ °C}$, $T_{cs} = 43.8\text{ °C}$, $T_{fe} = 38.8\text{ °C}$, $T_{fs} = 40.30\text{ °C}$).

$$\text{Température moyenne du fluide chaud, } T_{mc} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} = 49.45\text{ °C} \quad (\text{IV.73})$$

$$\text{Température moyenne du fluide froid, } T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = 39.25\text{ °C} \quad (\text{IV.74})$$

D'après la table thermodynamique $C_{pe} = 4180.8\text{ J / kg.°C}$, $C_{pf} = 4177\text{ J / kg.°C}$

$$\dot{m}_c C_{pe} = 61.98\text{ kW / °C}.$$

$$\dot{m}_f C_{pe} = 478.34\text{ kW / °C}.$$

$$\dot{m}_c C_{pe} < \dot{m}_f C_{pf} \quad (\dot{m} C_{pe})_{\min} = \dot{m} C_{pe} \quad (\text{IV.75})$$

$$\text{Finalement : } E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 0.67 \quad (\text{IV.76})$$

$$\text{Pour notre cas : } T_{cs} = T_{ce} - (T_{ce} - T_{fe})E \quad (\text{IV.77})$$

$$T_{cs} = T_D = 40\text{ °C}.$$

Calcul H_D

Liquide saturé ($X=0$), plus on remarque d'après la table thermodynamique, que l'enthalpie reste constante dans l'intervalle de pression [0.08 0.5bar] pour une température de 40 °C.

Comme dans notre cas, la pression ne peut se situer que dans cet intervalle, on déduit $H_D = 167.53\text{ kJ / kg}$.

Calcul de H_{15}

$$\text{Bilan thermique : } H_{15} = H_{14} + \frac{Q_{m2}(H_{8m} - H_d)}{Q_m} \quad (\text{IV.78})$$

$$H_{15} = 150.18\text{ kJ / kg}, P_{15} = 6.14\text{ bar}.$$

D'après la table thermodynamique $T_{15} = 36\text{ °C}$.

Paramètre à la sortie du réchauffeur BP1 (T_{16} P_{16} H_{16})

Coté de liquide

$$P_{16} = P_{15} - \Delta P = 5.59\text{ bar} \quad (\text{IV.79})$$

ΔP : Perte dans le réchauffeur BP₁ (0.5456 bar)

Calcul de H_{16}

$$\text{Bilan thermique : } H_{16} = H_{15} + \frac{[Q_{m3}(H_{8''} - H_{8''}) + Q_{m4}(H_{7''} - H_{8''})]}{Q_m} \quad (\text{IV.80})$$

$$H_{16} = 201.41 \text{ kJ / kg} , P_{16} = 5.59 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{16} = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à la sortie du réchauffeur BP2 (T_{17} P_{17} H_{17})

Coté de liquide

Les pertes de charge dans les réchauffeurs également à celle de refroidisseur de purges ($\Delta P = 0.5456 \text{ bar}$).

$$P_{17} = P_{16} - \Delta P = 5.05 \text{ bar} \quad (\text{IV.81})$$

ΔP : Perte dans le réchauffeur BP₂ (0.5456 bar).

Calcul de H_{17}

$$\text{Bilan thermique : } H_{17} = H_{16} + \frac{[Q_{m5}(H_{7'} - H_{7''}) + Q_{m6}(H_{6''} - H_{7''})]}{Q_m} \quad (\text{IV.82})$$

$$H_{17} = 346.4 \text{ kJ / kg} \quad P_{17} = 5.05 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{17} = 83 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à la sortie du réchauffeur BP3 (T_{18} P_{18} H_{18})

Coté de liquide

$$P_{18} = P_{17} - \Delta P = 4.5 \text{ bar} \quad (\text{IV.83})$$

ΔP : Perte de charge dans le réchauffeur BP₃ (0.5456 bar).

Calcul de H_{18}

$$\text{Bilan thermique : } H_{18} = H_{17} + \frac{Q_{m6}(H_{6'} - H_{6''})}{Q_m} \quad (\text{IV.84})$$

$$H_{18} = 471.15 \text{ kJ / kg} , P_{18} = 4.5 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{18} = 112 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à l'aspiration de la pompe alimentaire (T_{19} P_{19} H_{19})

Coté de liquide

La pression à l'aspiration de la pompe est déterminée par la formule suivante

$$P_{19} = P_b + \rho gh - \Delta P \quad (\text{IV.85})$$

P_b : Pression au-dessus de l'eau dans la bache (3.9146 bar).

h : Hauteur géométrique de charge entre la surface du liquide et l'axe de la pompe (16.115m).

ΔP : Perte de charge dans la tuyauterie d'aspiration ($\Delta P = P_b + \rho g H - P_{19}$).

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	52.358	72.670
Pertes de charge ΔP (bar)	1.6105	1.6287

Pour notre cas : $Q = \frac{Q_{vive}}{2} = 64.892 \text{ kg} / \text{s}$.

$$\Delta P = \Delta P(75\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(75\%))}{(Q(100\%) - Q(75\%))} \quad (\text{IV.19})$$

$\Delta P = 1.6217 \text{ bar}$.

ρ (T P) : Masse volumique 923.62 kg/m^3 .

$$P_{19} = P_b + \rho g H - \Delta P = 3.78 \text{ bar} \quad (\text{IV.85})$$

$P_{19} = 3.78 \text{ bar}$, Liquide saturée $X=0$.

D'après la table thermodynamique $T_{19} = 142^\circ \text{C}$, $H_{19} = 595.94 \text{ kJ} / \text{kg}$.

Paramètre au refoulement de la pompe d'alimentation (T_{20} P_{20} H_{20})

En appliquant le théorème de Bernoulli entre le point 19 et 20, on a :

$$\frac{P_{19}}{\rho g} + \frac{C_{19}^2}{2g} + \Delta h_t = \frac{P_{20}}{\rho g} + \frac{C_{20}^2}{2g} \quad (\text{IV.86})$$

$$P_{20} = P_{19} + \Delta h_t + \left(\frac{C_{19}^2 - C_{20}^2}{2g} \right) \rho g \quad (\text{IV.87})$$

$$C_{19} = \frac{Q_m}{\rho S_{19}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D^2} \quad (\text{IV.88})$$

$C_{19} = 1.32 \text{ m} / \text{s}$.

Avec : D est le diamètre intérieur de la conduite d'aspiration ($D=260 \text{ mm}$).

$$C_{20} = \frac{Q_m}{\rho S_{20}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D'^2} \quad (\text{IV.89})$$

$C_{20} = 2.64 \text{ m} / \text{s}$.

Et D' est le diamètre intérieur de la conduite d'aspiration ($D'=184.1 \text{ mm}$).

$$\Delta h_t = H_{pp} + h_{pn} \quad (\text{IV.90})$$

De la caractéristique de la pompe nourricière, on tire h_{pn} correspondant à notre débit

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad (\text{IV.91})$$

$$Q_v = 252.93 \text{ m}^3 / \text{h} .$$

h_{pn} : Hauteur monomérique de la pompe nourricière = 59.5 m.

Calcul de h_{pp} : Hauteur monomérique de la pompe principale.

Charge en %	75%	100%
Débit Q (m3/h)	203.64	285.60
H (m)	1782.2	1856.6

Pour notre cas : $Q = 252.93 \text{ m}^3 / \text{h} .$

$$h_{pp} = H(75\%) \frac{(H(100\%) - H(75\%))(Q - Q(75\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.92})$$

$$h_{pp} = 1826.9 \text{ m} .$$

$$\Delta h_t = H_{pp} + h_{pn} = 1886.4 \text{ m} \quad (\text{IV.90})$$

Donc :

$$P_{20} = P_{19} + \left[\Delta h_t + \frac{(C_{19}^2 - C_{20}^2)}{2g} \rho g \right] \quad (\text{IV.93})$$

$$P_{20} = 175.6 \text{ bar} .$$

Calcul de H_{20}

$$\eta_{pp} = \frac{(H_{20th} - H_{19'})}{H_{20} - H_{19}} \quad (\text{IV.94})$$

$$H_{20} = H_{19'} + \frac{(H_{20th} - H_{19'})}{\eta_{pp}} \quad (\text{IV.95})$$

$$\eta_{pp} = \frac{\eta_{Gpp}}{\eta_m} = 0.81 \quad (\text{IV.96})$$

$$\eta_{pp} = 0.78.$$

$$\eta_m = 0.96.$$

Calcul de H_{20th}

L'eau est pompé à température constante $T_{19'} = T_{19} = 142 \text{ }^\circ\text{C} .$

En appliquant le théorème de Bernoulli entre le point 19 et 19'.

$$\frac{P_{19}}{\rho g} + \frac{C_{19}^2}{2g} + h_{pn} = \frac{P_{19'}}{\rho g} + \frac{C_{19'}^2}{2g} \quad (\text{IV.97})$$

$$h_{pn} = 59.5 \text{ m} , C_{19} = 1.3 \text{ m} / \text{s} .$$

$$C_{19'} = \frac{Q_m}{\rho S_{19'}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D'^2} = 2.1 \text{ m/s} \quad (\text{IV.98})$$

$$P_{19'} = P_{19} + \left(h_{pn} + \left(\frac{C_{19}^2 - C_{19'}^2}{2g} \right) \right) \rho g = 8.05 \text{ bar} \quad (\text{IV.99})$$

$$P_{19'} = 8.05 \text{ bar} , T_{19'} = 142 \text{ }^\circ\text{C} .$$

D'après la table thermodynamique $H_{19'} = 598.02 \text{ kJ/kg}$, $S_{19'} = 1.76 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$.

Alors : $P_{20} = 175.6 \text{ bar}$ et $S_{20th} = S_{19'} = 1.76 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$.

D'après la table thermodynamique $H_{20th} = 616.3 \text{ kJ/kg}$.

$$\text{Donc :} \quad H_{20} = H_{19'} + \frac{(H_{20th} - H_{19'})}{\eta_{pp}} \quad (\text{IV.95})$$

$$H_{20} = 620.52 \text{ kJ/kg} , P_{20} = 175.6 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{20} = 145 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tableau IV.2 : Les différents paramètres pour le contournement des réchauffeurs HP (avec quatre soutirages BP).

	T(°C)	H(kJ/kg)	S kJ/(kg.°C)	P(bar)	Q(kg/s)
1'	540	3425.11	6.49704	148.24	129.784
1	535	3418.2	6.51	142.21	129.784
2	336	3070.4	6.51	34.6	124.496
3	535	3535.36	7.33	30.56	128.087
5	284	3032.4	7.43	4.7	127.99
6	174	2819.9	7.5	1.86	120.351
7	87	2654.6	7.56	0.57	113.896
8	53	2485.8	8.03	0.14	106.932
9	29	2452.5	8.12	0.0412	104.258
10	29	123.528	0.43	0.0412	121.838
11	30	125.4	0.43	14.62	121.838
12	34	142.7	0.49	6.68	121.838
13	35	145.11	0.5	6.68	121.838
14	35	147.25	0.51	6.68	121.838
15	36	150.18	0.51	6.14	121.838
16	48	201.41	0.68	5.59	121.838
17	83	346.4	1.11	5.05	121.838
18	112	471.15	1.44	4.5	121.838
19	142	595.94	1.76	3.78	129.784
20	145	620.52	1.81	175.6	129.784

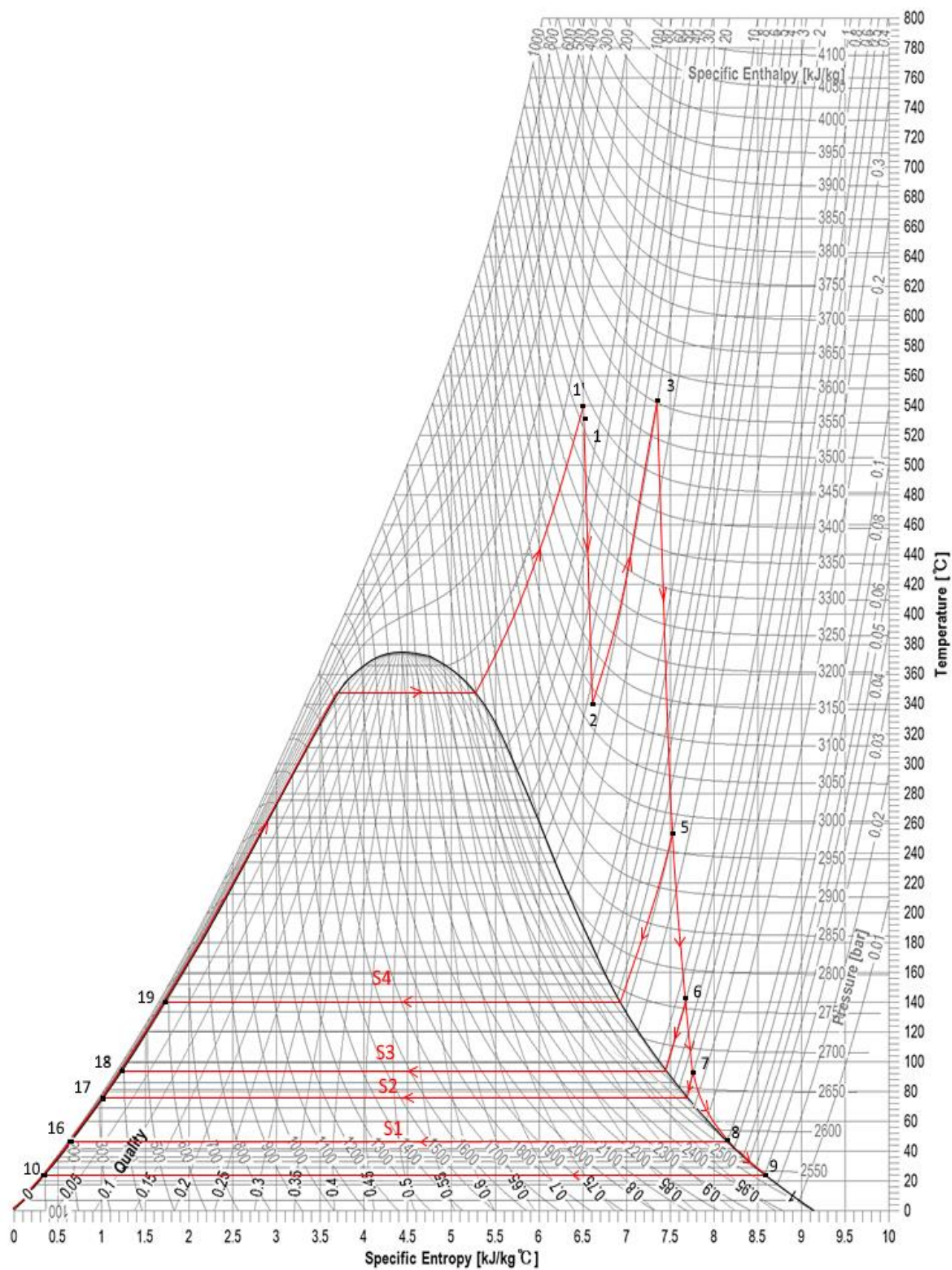


Figure IV.2. Diagramme T-S avec quatre soutirages.

IV.4. Calcul du rendement du cycle avec quatre soutirages BP

Les données de calcul :

- Les mêmes débits des fuites.
- $Q_m = 129.784$.
- Les débits des soutirages :
 $S_4 = 7.946 \text{ kg / s}$.
 $S_3 = 6.458 \text{ kg / s}$.
 $S_2 = 6.967 \text{ kg / s}$.
 $S_1 = 2.681 \text{ kg / s}$.
- $R_Q = 0.097 \text{ kg / s}$.

IV.4.1. Calculs des travaux

IV.4.1.a. Travail du corps haut pression (HP)

$$W_{HP} = (H_1 - H_2) \frac{(1 - (Q_{HP} + R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP}))}{Q_m} \quad (\text{IV.1})$$

$$W_{HP} = 333.63 \text{ kJ / kg}.$$

IV.4.1.b. Travail du corps moyen pression (MP)

$$W_{MP} = (H_3 - H_5) \frac{(1 - (R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP} + R_{gHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + R_Q))}{Q_m} \quad (\text{IV.100})$$

$$W_{MP} = 496 \text{ kJ / kg}.$$

IV.4.1.c. Travail du corps bas pression (BP)

$$\begin{aligned} W_{BP} = & (H_5 - H_6) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + R_Q + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP}))}{Q_m} + \\ & (H_6 - H_7) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + R_Q + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP} + S_3))}{Q_m} + \\ & (H_7 - H_8) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + R_Q + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP} + S_3 + S_2))}{Q_m} + \\ & (H_8 - H_9) \frac{(1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + R_Q + S_4 + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP} + S_3 + S_2 + S_1))}{Q_m} \end{aligned} \quad (\text{IV.101})$$

$$W_{BP} = 507.93 \text{ kJ / kg}.$$

IV.4.1.d. Travail totale de la turbine

$$W_t = W_{HP} + W_{MP} + W_{BP} \quad (IV.4)$$

$$W_t = 1337.6 \text{ kJ / kg}.$$

IV.4.1.e. Travail de la pompe d'extraction

$$W_{pe} = \frac{(H_{10} - H_{11})(1 - S_4)}{Q_m} \quad (IV.102)$$

$$W_{pe} = 1.75 \text{ kJ / kg}.$$

IV.4.1.f. Travail de la pompe d'alimentation

$$W_{pa} = (H_{20} - H_{19}) \quad (IV.103)$$

$$W_{pa} = 24.6 \text{ kJ / kg}.$$

IV.4.2. Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière

$$Q_{ch} = (H_{1'} - H_{20}) + (H_3 - H_2) \frac{(1 - (R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP} + R_{gHP} + S_{gHP} + T_{gHP}))}{Q_m} \quad (IV.104)$$

$$Q_{ch} = 3263.5 \text{ kJ / kg}.$$

IV.4.3. Calcul du rendement du cycle

$$\eta_{cycle} = \frac{\left[(W_t \cdot \eta_t) - \left(\frac{W_{pe}}{\eta_{pe}} \right) + \left(\frac{W_{pa}}{\eta_{pa}} \right) \right]}{\left(\frac{Q_{ch}}{\eta_{ch}} \right)} \quad (IV.8)$$

$$\boxed{\eta_{cycle} = 33\%}$$

IV.4.4. Calculs des puissances**IV.4.4.a. puissance de la pompe d'extraction**

$$P_{pe} = W_{pe} \cdot Q_m \quad (IV.9)$$

$$P_{pe} = 0.21 \text{ MW}.$$

IV.4.4.b. Puissance pour deux pompes d'alimentation en service

$$P_{pa} = W_{pa} \cdot Q_m \quad (IV.10)$$

$$P_{pa} = 3.1 \text{ MW}.$$

IV.4.4.c. puissance fournie par la chaudière

$$P_{ch} = Q_{ch} \cdot Q_m \quad (IV.11)$$

$$P_{ch} = 423.54 \text{ MW}.$$

IV.5. Calcul des paramètres d'états aux différents points du circuit thermique sans soutirages

Contournement des réchauffeurs HP et BP (enlevant tous les réchauffeurs).

Données du problème :

- Les mêmes débits des fuites.
- Débit vapeur vive 125 kg/s.
- Pression ballon chaudière 160 bars.
- Température sortie surchauffeur 540 °C.

IV.5.1. Calcul des paramètres d'états

Paramètre à la sortie de la chaudière ($T_{1'}$, $P_{1'}$, $H_{1'}$)

Perte de charge dans la surchauffeur :

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	104.717	145.340
Perte de Charge ΔP (bar)	7.500	14.400

$$\text{On a : } P_{1'} = P \text{ (ballon chaudière)} - \Delta P \text{ (perte de charge dans réchauffeur)} \quad (\text{IV.18})$$

$$Q = 125 \text{ kg / s .}$$

$$\Delta P = \Delta P(75\%) \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q_{\text{vive}} - Q(75\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta P = 10.9452 \text{ bar .}$$

$$P_{1'} = P_{\text{ballonchaudière}} - \Delta P = 149.0548 \text{ bar.} \quad (\text{IV.18})$$

$$P_{1'} = 149.0548 \text{ bar , } T_{1'} = 540^\circ \text{C .}$$

D'après la table thermodynamique $H_{1'} = 3424.21 \text{ kJ / kg .}$

Paramètres à l'entrée de la turbine corps HP (T_1 , P_1 , H_1)

Perte de charge dans la conduite de vapeur vive :

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	104.717	145.340
Pertes de charge ΔP (bars)	3.820	7.400

$$\text{On a : } P_1 = P_{1'} - \Delta P \text{ (perte de charge dans la conduite de vapeur vive)} \quad (\text{IV.20})$$

$$Q = 125 \text{ kg / s .}$$

$$\Delta P = \Delta P(75\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q_{\text{vive}} - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta P = 5.607 \text{ bar} .$$

$$P_1 = P_i - \Delta P = 143.447 \text{ bar} . \quad (\text{IV.20})$$

Détermination de T_1 :

Chute de température 5 °C pour les 2 charges donc pour notre cas on prendra la même chute.

$$T_1 - \Delta T = 540 - 5 = 535^\circ\text{C} \quad (\text{IV.21})$$

$$T_1 = 535^\circ\text{C} , P_1 = 143.447 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $H_1 = 3416.78 \text{ kJ / kg}$.

Paramètre à la sortie du corps HP (T_2, P_2, H_2)

Le rapport de détente $R = \frac{P_1}{P_2}$ entre le point (1) et point (2).

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	100.911	140.052
Rapport de détente R	5.104	3.455

Alors pour notre cas, on a $Q = 119.712 \text{ kg/s}$.

$$R = R(75\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(75\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.22})$$

$$R = 4.3119 .$$

$$R = \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{IV.23})$$

$$P_2 = \frac{P_1}{R} = 33.267 \text{ bar} \quad (\text{IV.24})$$

Détermination de T_2 :

Calcul de l'enthalpie H_2

- 1-2 détente réelle dans la turbine HP.
- 1-2_{th} détente isentropique.

$$\eta_{tHP} = \frac{(H_1 - H_2)}{(H_1 - H_{2th})} \quad (\text{IV.25})$$

$$H_2 = H_1 - \eta_{tHP}(H_1 - H_{2th}) \quad (\text{IV.26})$$

H_{2th} : On a une détente adiabatique + réversible (transformation isentropique $S_1 = S_{2th}$)

Le rendement du corps HP pour ce fonctionnement est égale à celui de fonctionnement normale ($\eta_{tHP} = 0.858$).

$$P_1 = 143.447 \text{ bar}, T_1 = 535^\circ\text{C}.$$

D'après la table thermodynamique $S_1 = 6.50049 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$.

Pour $P_2 = 33.267 \text{ bar}$, $S_1 = S_2 = 6.50049 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$.

D'après la table thermodynamique $H_{2th} = 2996.09 \text{ kJ} / \text{kg}$.

$$H_2 = H_1 - \eta_{tHP}(H_1 - H_{2th}) \quad (\text{IV.26})$$

$$H_2 = 3055.8 \text{ kJ} / \text{kg}.$$

$$H_2 = 3055.8 \text{ kJ} / \text{kg}, P_2 = 33.267 \text{ bar}.$$

D'après la table thermodynamique $T_2 = 328.242^\circ\text{C}$.

Paramètre à l'entrée du corps MP (T_3, P_3, H_3)

Perte dans la conduite et resurchauffeur :

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	94.675	129.969
Pertes de charge ΔP (bars)	2.883	4.100

Pour notre cas : $Q = 123.303 \text{ kg/s}$.

$$\text{On a} \quad P_3 = P_2 - \Delta P \quad (\text{IV.27})$$

$$\Delta P = \Delta P(75\%) + \frac{(\Delta P(100\%) - \Delta P(75\%))(Q - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta P = 3.8701 \text{ bar}.$$

$$P_3 = 29.397 \text{ bar}.$$

La température de la vapeur resurchauffée est de 540°C . On suppose qu'elle correspondra à la même chute de température en régime normale dans la conduite de la vapeur resurchauffée qui est 5°C .

$$T_3 = T_1 - \Delta T = 535^\circ\text{C} \quad (\text{IV.28})$$

$$T_3 = 535^\circ\text{C}, P_3 = 29.397 \text{ bar}.$$

D'après la table thermodynamique $H_3 = 3535.953 \text{ kJ/kg}$.

Paramètre à la sortie du corps MP (T_5 P_5 H_5)

Rapport de détente est
$$R = \frac{P_3}{P_4} \quad (IV.29)$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	94.675	129.969
Rapport de détente R	2.166	2.175

Pour calculer P_5 , il faut calculer P_4 au point de soutirage. Le corps MP est traversé par le même débit du point (3) au point (5).

$Q=123.303\text{kg/s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (IV.32)$$

$R = 2.1733$.

$$R = \frac{P_3}{P_4} \quad (IV.29)$$

$$P_4 = \frac{P_3}{R} = 13.5267\text{bar} \quad (IV.30)$$

Rapport de détente est :
$$R = \frac{P_4}{P_5} \quad (IV.31)$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	87.726	119.957
Rapport de détente R	2.969	2.985

$Q = 123.303 \text{ kg / s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (IV.32)$$

$R = 2.9867$.

$$P_5 = \frac{P_4}{R} = 4.5290\text{bar} \quad (IV.33)$$

Détermination de T_5

Calcul de l'enthalpie H_5

On a :
$$\eta_{tMP} = \frac{H_3 - H_5}{H_3 - H_{5th}} \quad (IV.34)$$

$$H_5 = H_3 - \eta_{tMP}(H_3 - H_{5th}) \quad (IV.35)$$

H_5 : On a une détente adiabatique+ réversible (transformation isentropique) ce qui implique que

$$S_3 = S_{5th}$$

Pour : $P_3 = 29.397 \text{ bar}$, $T_3 = 535^\circ\text{C}$.

D'après la table thermodynamique $S_3 = 7.34534 \text{ kJ} / (\text{kg}.\text{°C})$.

Alors, $P_5 = 4.5290 \text{ bar}$ $S_{5th} = S_3 = 7.34534 \text{ kJ} / (\text{kg}.\text{°C})$.

D'après la table thermodynamique $H_{5th} = 2975.77 \text{ kJ} / \text{kg}$.

Le rendement de corps MP pour ce fonctionnement est égale à celui de fonctionnement normal ($\eta_{tMP} = 0.90$) .

$$H_5 = H_3 - \eta_{tMP}(H_3 - H_{5th}) \quad (\text{IV.35})$$

$H_5 = 3031.8 \text{ kJ} / \text{kg}$, $P_5 = 4.5290 \text{ bar}$.

D'après la table thermodynamique $T_5 = 283.52^\circ\text{C}$.

Paramètre à la sortie du la turbine corps BP (T_9 P_9 H_9)

Pour calculer P_9 , il faut passer par les pressions aux points 6, 7, et 8 des soutirages.

Pour P_6 :

Rapport de détente est $R = \frac{P_5}{P_6}$ (IV.36)

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	83.087	112.928
Rapport de détente R	2.961	2.970

Pour $Q = 123.61 \text{ kg/s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.32})$$

$R = 2.9732$.

$$P_6 = \frac{P_5}{R} = 1.5233 \text{ bar} \quad (\text{IV.37})$$

Pour P_7 :

Rapport de détente est $R = \frac{P_6}{P_7}$ (IV.40)

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	78.983	106.941
Rapport de détente R	2.781	2.787

Pour $Q = 123.61 \text{ kg} / \text{s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.32})$$

$$R = 2.7906.$$

$$P_7 = \frac{P_7}{R} = 0.5459 \text{ bar} \quad (\text{IV.41})$$

Pour P₈ :

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	74.55	100.481
Rapport de détente R	3.993	4.021

Pour $Q = 123.61 \text{ kg / s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.32})$$

$$R = 4.0460.$$

$$P_8 = \frac{P_8}{R} = 0.1349 \text{ bar} \quad (\text{IV.44})$$

Pour P₉ :

Rapport de détente est $R = \frac{P_8}{P_9} \quad (\text{IV.47})$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	73.249	98.076
Rapport de détente R	2.976	3.330

Pour $Q = 123.61 \text{ kg / s}$.

$$R = R(100\%) + \frac{(R(100\%) - R(75\%))(Q - Q(100\%))}{Q(100\%) - Q(75\%)} \quad (\text{IV.32})$$

$$R = 3.6941.$$

$$P_9 = \frac{P_8}{R} = 0.0365 \text{ bar} \quad (\text{IV.48})$$

Calcule de l'enthalpie H₉ :

$$\eta_{tBP} = \frac{H_5 - H_9}{H_5 - H_{9th}} \quad (\text{IV.49})$$

$$H_9 = H_5 - \eta_{tBP}(H_5 - H_{9th}) \quad (\text{IV.50})$$

H₉ : On a une détente adiabatique+ réversible (transformation isentropique) ce qui implique que

$$S_5 = S_{9th}$$

$$P_5 = 4.529 \text{ bar} , T_5 = 283.52^\circ\text{C} .$$

D'après la table thermodynamique $S_5 = 7.44853 \text{ kJ} / \text{kg}$.

$$P_9 = 0.0365 \text{ bar} , S_{9th} = S_5 = 7.44853 \text{ kJ} / \text{kg} .$$

D'après la table thermodynamique $H_{9th} = 2232.98 \text{ kJ} / \text{kg}$. Le rendement de corps BP pour ce fonctionnement est égale à celui de fonctionnement normal ($\eta_{tBP} = 0.62$) .

$$H_9 = H_5 - \eta_{tBP} (H_5 - H_{9th}) \quad (\text{IV.50})$$

$$H_9 = 2536.5 \text{ kJ} / \text{kg} .$$

$$H_9 = 2536.5 \text{ kJ} / \text{kg} , P_9 = 0.0365 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_9 = 27.38^\circ\text{C}$.

Paramètre à l'aspiration de la pompe d'extraction (T₁₀ P₁₀ H₁₀)

$$P_{10} = P_9 = 0.0365 \text{ bar} , \text{ liquide saturé } X = 0 .$$

D'après la table thermodynamique $H_{10} = 114.81 \text{ kJ} / \text{kg}$.

$$T_{10} = 27.38^\circ\text{C} \text{ et } S_{10} = 0.40056 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) .$$

Paramètre au point de refoulement de la pompe d'extraction (T₁₁ P₁₁ H₁₁)

D'après Bernoulli entre le point 10 et 11, on a :

$$P_{11} = P_{10} + \frac{(h_{pe} + (C_{10})^2 - (C_{11})^2)}{2g} \rho g \quad (\text{IV.51})$$

Pour notre cas : $Q_m = 125 \text{ kg} / \text{s}$.

h_{pe} : hauteur manométrique de la pompe d'extraction $h_p = 172 \text{ m}$.

C_{10} : Vitesse d'aspiration.

C_{11} : Vitesse au refoulement.

$$C_{10} = \frac{Q_m}{\rho S_{10}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D^2} = 0.9675 \text{ m} / \text{s} \quad (\text{IV.52})$$

Avec : D' est le diamètre intérieur de la conduite d'aspiration égale à 406.4 mm.

$\rho(T,P)$: masse volumique $996 \text{ kg} / \text{m}^3$.

$$C_{11} = \frac{Q_m}{\rho S_{11}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D^2} = 2.5567 \text{ m} / \text{s} \quad (\text{IV.53})$$

Avec : D' est le diamètre intérieur de la conduite de refoulement égale à 250 mm.

$$P_{11} = P_{10} + \frac{[h_{pe} + ((C_{10})^2 - (C_{11})^2)]}{2g} \rho g \quad (\text{IV.51})$$

$$P_{11} = 14.3786 \text{ bar} .$$

10—11 : compression réelle dans la pompe 10—11_{th} : compression isentropique

On a le rendement de la pompe :

$$\eta_p = \frac{H_{11th} - H_{10}}{H_{11} - H_{10}} \quad (\text{IV.54})$$

$$H_{11} = \frac{H_{10} + (H_{11th} - H_{10})}{\eta_p} \quad (\text{IV.55})$$

Avec :

$$\eta_p = \frac{\eta_{pe}}{\eta_m} \quad (\text{IV.56})$$

$$\eta_{pe} = 0.78.$$

$$\eta_m = 0.96.$$

$$\eta_p = 0.8125.$$

Calcul de H_{11 th}

$$\text{On a } S_{11} = S_{10} = 0.40056 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) .$$

$$P_{11} = 14.3786 \text{ bar} , S_{11} = 0.40056 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) .$$

$$\text{D'après la table thermodynamique } H_{11th} = 116.247 \text{ kJ} / \text{kg} .$$

Donc :

$$H_{11} = H_{10} + \frac{H_{11th} - H_{10}}{\eta_p} \quad (\text{IV.55})$$

$$H_{11} = 116.5786 \text{ kJ} / \text{kg} , P_{11} = 14.3786 \text{ bar} .$$

$$\text{D'après la table thermodynamique } T_{11} = 27.49 ^\circ\text{C} .$$

Paramètre à l'entrée du condenseur des buées ou sortie de réfrigérant d'alternateur

(T₁₂ P₁₂ H₁₂)

$$P_{12} = P_{11} - \Delta P = ? \quad (\Delta P : \text{Perte de charge dans le réfrigérant d'alternateur})$$

$$\Delta P_{\text{fonctionnement normale}} = \Delta P_{\text{sans soutirage}} = P_{11} - P_{12} = 7.9380 \text{ bar} \quad (\text{IV.57})$$

Donc :

$$P_{12} = P_{11} - \Delta P = 6.4406 \text{ bar} \quad (\text{IV.58})$$

$$H_{12} = ?$$

$$Q_{11-12} = Q_m (H_{12} - H_{11}) \quad (\text{IV.59})$$

$$H_{12} = H_{11} + \frac{Q_{11-12}}{Q} \quad (\text{IV.60})$$

Q_{11-12} : quantité de chaleur absorbée par le condensât principale.

$$H_{12} = H_{11} + \frac{Q_{11-12}}{Q_m} \quad (\text{IV.60})$$

$$H_{12} = 133.3786 \text{ kJ / kg} , P_{12} = 6.4406 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{12} = 31.69 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à la sortie du condenseur des buées (T₁₃ P₁₃ H₁₃)

Dans le condenseur des buées, la transformation se fait à pression constante.

$$\text{Alors : } P_{13} = P_{12} = 6.4406 \text{ bar} .$$

Calcul de H₁₃

Le bilan thermique :

$$Q_m (H_{13} - H_{12}) = q_{cb} (H_A - H_E) \quad (\text{IV.61})$$

q_{cb} : débit de condenseur des buées.

$$H_{13} = H_{12} + \frac{[q_{cb}(H_A - H_E)]}{Q_m} \quad (\text{IV.62})$$

$$H_{13} = 135.7241 \text{ kJ / kg} , P_{13} = 6.4406 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{13} = 32.25^{\circ}\text{C}$.

Paramètre à la sortie de l'éjecteur de vapeur (T₁₄ P₁₄ H₁₄)

$$P_{14} = P_{13} = 6.4406 \text{ bar} .$$

Calcul de H₁₄

Chaleur cédée par la vapeur :

$$Q_{B-G} = q_{ev} (H_B - H_G) \quad (\text{IV.63})$$

Q_{B-G} : quantité de chaleur de l'éjecteur de vapeur.

q_{ev} : débit d'éjecteur de vapeur.

$$Q_{B-G} = 261.3568 \text{ kJ / kg} .$$

Chaleur absorbée par le condensateur principal :

$$Q_{13-14} = Q_m (H_{14} - H_{13}) \quad (\text{IV.64})$$

On a : $Q_{B-G} = Q_{13-14}$

$$\text{Alors :} \quad H_{14} = H_{13} + \frac{Q_{13-14}}{Q_m} \quad (\text{IV.65})$$

$$H_{14} = 137.8149 \text{ kJ / kg} , P_{14} = 6.4406 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{14} = 32.75^\circ\text{C}$.

Paramètre à la sortie de refroidisseur de purges (T₁₅ P₁₅ H₁₅)

$$P_{15} = P_{14} - \Delta P \text{ (Dans le refroidisseur des purges).} \quad (\text{IV.71})$$

Charge en %	75%	100%
Débit Q (kg/s)	84.196	114.415
Pertes de charge ΔP (bars)	0.2652	0.9404

Pour $Q = 125 \text{ kg / s}$ on a $\Delta P = 0.57 \text{ bar}$.

$$P_{15} = 5.8706 \text{ bar} .$$

On néglige la variation de l'enthalpie entre point (14) et point (15).

Alors soit : $H_{15} = H_{14} = 137.8149 \text{ kJ / kg}$.

$$H_{15} = 137.8149 \text{ kJ / kg} , P_{15} = 5.8706 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{15} = 32.76^\circ\text{C}$.

Paramètre à l'entrée de la pompe d'alimentation (T₁₉ P₁₉ H₁₉)

L'entrée de la pompe d'alimentation au même paramètre d'état avec le point (15).

$$H_{19} = 137.8149 \text{ kJ / kg} , P_{19} = 5.8706 \text{ bar} .$$

D'après la table thermodynamique $T_{19} = 32.76^\circ\text{C}$.

Paramètre au refoulement de la pompe d'alimentation (T₂₀ P₂₀ H₂₀)

En appliquant le théorème de Bernoulli entre le point 19 et 19', on a :

$$\frac{P_{19}}{\rho g} + \frac{C_{19}^2}{2g} = \Delta h_t = \frac{P_{20}}{\rho g} + \frac{C_{20}^2}{2g} \quad (\text{IV.86})$$

$$P_{20} = P_{19} + \frac{[\Delta h_t + (C_{19}^2 - C_{20}^2)]}{2g} \rho g \quad (\text{IV.87})$$

$$C_{19} = \frac{Q_m}{\rho S_{19}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D^2} \quad (\text{IV.88})$$

$$C_{19} = 1.1806 \text{ m/s}.$$

Avec : D est le diamètre intérieur de la conduite d'aspiration (D=260 mm).

$\rho(T, P)$ est la masse volumique ($\rho=994.052 \text{ kg/m}^3$).

$$C_{20} = \frac{Q_m}{\rho S_{20}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D'^2} \quad (\text{IV.89})$$

$$C_{20} = 2.3620 \text{ m/s}.$$

Avec : D' est le diamètre intérieur de la conduite d'aspiration (D=184.1mm).

$$\Delta h_t = h_{pp} + h_{pn} \quad (\text{IV.90})$$

De la caractéristique de la pompe nourricière, on tire h_{pn} correspondant à notre débit ($Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$)

$$Q_v = 226.34 \text{ m}^3/\text{h}.$$

h_{pn} : Hauteur manométrique de la pompe nourricière ($h_{pn} = 59 \text{ m}$).

Calcul de h_{pp} : Hauteur manométrique de la pompe principale.

Charge en %	75%	100%
Débit Q (m ³ /h)	203.64	285.60
h (m)	1782.2	1856.6

Pour notre cas : $Q = 226.3463 \text{ m}^3/\text{h}$.

$$h_{pp} = h(75\%) + \frac{(h(100\%) - h(75\%))(Q - Q(75\%))}{(h(100\%) - h(75\%))} \quad (\text{IV.92})$$

$$h_{pp} = 1802.8 \text{ m}.$$

$$\Delta h_t = h_{pp} + h_{pn} = 1861.8 \text{ m} \quad (\text{IV.90})$$

$$\text{Donc : } P_{20} = P_{19} + \frac{(\Delta h_t + (C_{19}^2 - C_{20}^2))}{2g} \rho g \quad (\text{IV.93})$$

$$P_{20} = 188.8643 \text{ bar}.$$

Calcul de H_{20}

$$\eta_{pp} = \frac{(H_{20th} - H_{19})}{(H_{20} - H_{19})} \quad (IV.94)$$

$$H_{20} = H_{19'} + \frac{(H_{20th} - H_{19'})}{\eta_{pp}} \quad (IV.95)$$

$$\eta_{pp} = \frac{\eta_{Gpp}}{\eta_m} = 0.7813 \quad (IV.96)$$

$$\eta_{pp} = 0.75.$$

$$\eta_m = 0.96.$$

Calcul de H_{20th}

L'eau est comprimée à température constante $T_{19} = T_{19'} = T_{15} = 32.76 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

En appliquant le théorème de Bernoulli entre le point 19 et 19' :

$$\text{On a :} \quad \frac{P_{19}}{\rho g} + \frac{C_{19}^2}{2g} + h_{pn} = \frac{P_{19'}}{\rho g} + \frac{C_{19'}^2}{2g} \quad (IV.97)$$

$$h_{pn} = 59 \text{ m.}$$

$$C_{19} = 1.18 \text{ m/s.}$$

$$C_{19'} = \frac{Q_m}{\rho S_{19'}} = \frac{4Q_m}{\rho \pi D'^2} \quad (IV.98)$$

$$C_{19'} = 1.8773 \text{ m/s.}$$

$$P_{19'} = P_{19} + \left[\frac{(h_{pn} + (C_{19}^2 - C_{19'}^2))}{2g} \right] \rho g \quad (IV.99)$$

$$P_{19'} = 10.6765 \text{ bar}, T_{19'} = 32.76 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

D'après la table thermodynamique $H_{19'} = 138.232 \text{ kJ/kg}$, $S_{19'} = 0.47428 \text{ kJ/kg}$.

Alors: $P_{20} = 188.8643 \text{ bar}$ et $S_{20th} = S_{19'} = 0.47428 \text{ kJ/kg}$.

D'après la table thermodynamique $H_{20th} = 157.737 \text{ kJ/kg}$.

$$\text{Donc :} \quad H_{20} = H_{19'} + \frac{H_{20th} - H_{19'}}{\eta_{pp}} \quad (IV.95)$$

$$H_{20} = 163.1984 \text{ kJ/kg}, P_{20} = 188.8643 \text{ bar}.$$

D'après la table thermodynamique $T_{20} = 34.92 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tableau VI.3 : Les différents paramètres pour le contournement des réchauffeurs HP et BP (sans soutirage).

	T (°C)	H (kJ/kg)	S (kJ/(kg.°C))	P (bar)	Q (kg/s)
1'	540	3424.21	6.49365	149.0548	125
1	535	3416.78	6.50035	143.447	125
2	328.242	3055.8	6.50049	33.26	119.712
3	535	3535.953	7.34534	29.397	123.303
5	283.52	3031.8	7.44853	4.5290	123.303
9	27.38	2536.5	8.45863	0.0365	123.61
10	27.38	114.81	0.40056	0.0365	125
11	27.49	116.5786	0.40056	14.3786	125
12	31.69	133.3786	0.46189	6.4406	125
13	32.25	135.7241	0.46957	6.4406	125
14	32.75	137.8149	0.47641	6.4406	125
15	32.76	137.8149	0.47641	5.8706	125
19	32.76	137.8149	0.47641	5.8706	125
20	34.92	163.1984	0.50790	188.8643	125

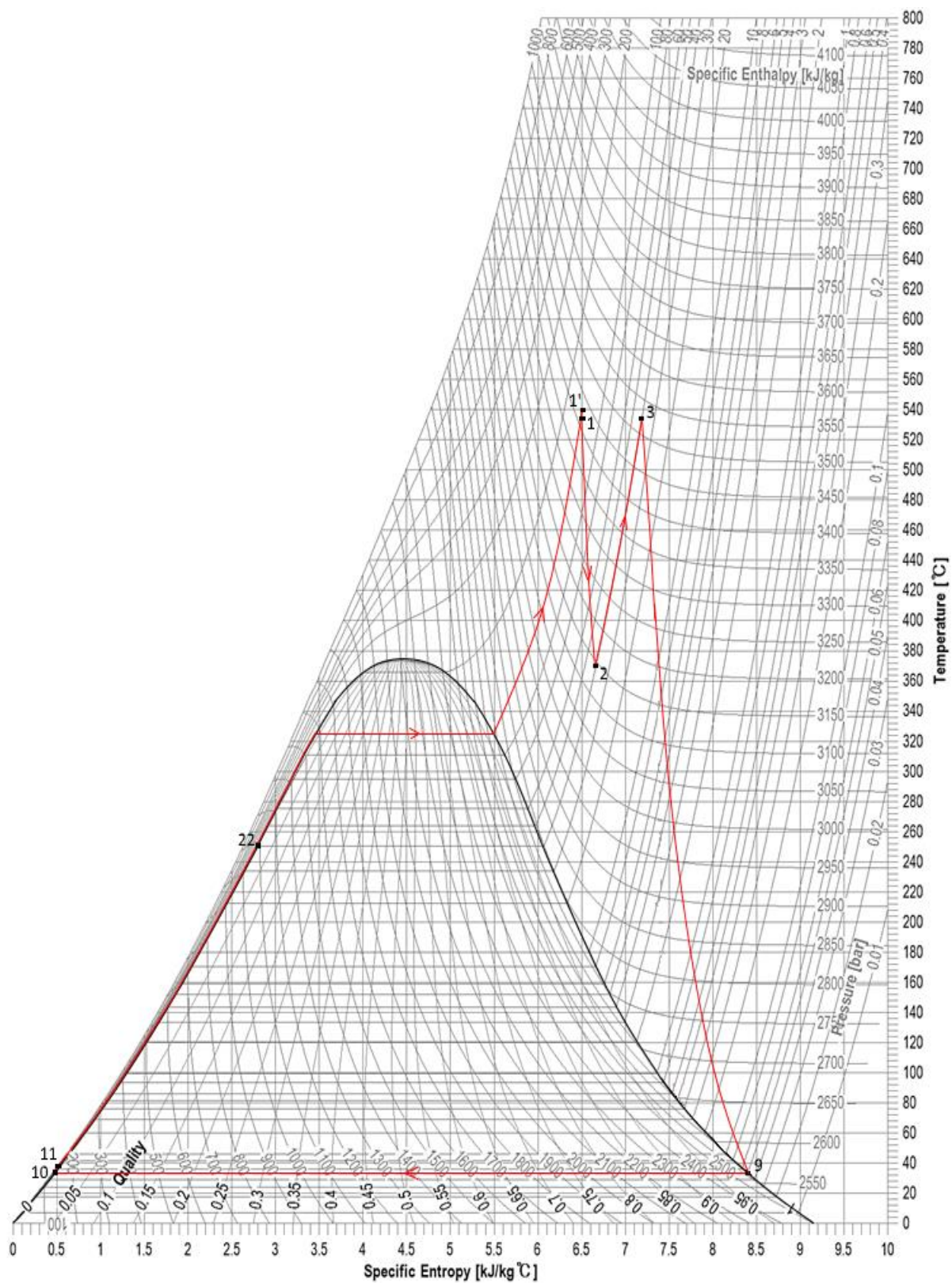


Figure IV.3. Diagramme T-S avec sans soutirage.

IV.6. Calcul du rendement du cycle sans soutirage

Les données de calcul :

- Les mêmes débits des fuites.
- $Q_m=125 \text{ kg/s}$.
- $R_Q=0.097 \text{ kg/s}$.

IV.6.1. Calculs les travaux

IV.6.1.a. Travail du corps haut pression (HP)

$$W_{HP} = (H_1 - H_2) \frac{[1 - (Q_{dHP} - R_{dHP} - S_{dHP} - T_{dHP})]}{Q_m} \quad (\text{IV.1})$$

$$W_{HP} = 345.71 \text{ kJ / kg} .$$

IV.6.1.b. Travail du corps moyen pression (MP)

$$W_{MP} = (H_3 - H_5) \frac{[1 - (R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP} + R_{gHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + R_Q)]}{Q_m} \quad (\text{IV.100})$$

$$W_{MP} = 497.01 \text{ kJ / kg} .$$

IV.6.1.c. Travail du corps bas pression (BP)

$$W_{BP} = (H_5 - H_6) \frac{[1 - (S_{dHP} + T_{dHP} + S_{gHP} + T_{gHP} + R_Q + P_{dMP} + R_{dMP} + P_{gMP} + R_{gMP})]}{Q_m} \quad (\text{IV.105})$$

$$W_{BP} = 487.93 \text{ kJ / kg} .$$

IV.6.1.d. Travail totale de la turbine

$$W_t = W_{HP} + W_{MP} + W_{BP} \quad (\text{IV.4})$$

$$W_t = 1331.4 \text{ kJ / kg} .$$

IV.6.1.e. Travail de la pompe d'extraction

$$W_{pe} = (H_{10} - H_{11}) \quad (\text{IV.106})$$

$$W_{pe} = 1.77 \text{ kJ / kg} .$$

IV.6.1.f. Travail de la pompe d'alimentation

$$W_{pa} = (H_{20} - H_{19}) \quad (\text{IV.107})$$

$$W_{pa} = 25.38 \text{ kJ / kg} .$$

IV.6.2. Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière

$$Q_{ch} = (H_{1'} - H_{20}) + (H_3 - H_2) \frac{[1 - (R_{dHP} + S_{dHP} + T_{dHP} + R_{gHP} + S_{gHP} + T_{gHP})]}{Q_m} \quad (IV.108)$$

$$Q_{ch} = 3734.1 \text{ kJ / kg} .$$

IV.6.3. Calcul du rendement thermique du cycle

$$\eta_{cycle} = \left[\frac{(W_t \cdot \eta_t) - \left(\frac{W_{pe}}{\eta_{pe}}\right) + \left(\frac{W_{pa}}{\eta_{pa}}\right)}{\left(\frac{Q_{ch}}{\eta_{ch}}\right)} \right] \quad (IV.8)$$

$$\eta_{cycle} = 29\%$$

IV.6.4. Calculs des puissances**IV.6.4.a. Puissance de la pompe d'extraction**

$$P_{pe} = W_{pe} \cdot Q_m \quad (IV.9)$$

$$P_{pe} = 0.21 \text{ MW} .$$

IV.6.4.b. Puissance de la pompe d'alimentation

$$P_{pa} = W_{pa} \cdot Q_m \quad (IV.10)$$

$$P_{pa} = 3.17 \text{ MW} .$$

IV.6.4.c. La Puissance fournie par la chaudière

$$P_{ch} = Q_{ch} \cdot Q_m \quad (IV.11)$$

$$P_{ch} = 466.76 \text{ MW} .$$

IV.7. Tableau des résultats obtenus

	Six soutirages et 100% de charge	Quatre soutirages BP	Sans soutirage
Travail de turbine Corps HP en (kJ/kg)	296.89	333.62	345.71
Travail de turbine Corps MP en (kJ/kg)	429.7	496	497.01
Travail de turbine Corps BP en (kJ/kg)	481.09	507.93	487.93
Travail de la pompe d'extraction en (kJ/kg)	1.65	1.75	1.77
Travail de la pompe d'alimentation en (kJ/kg)	23.1	24.58	25.38
Quantité de chaleur cédée par la chaudière en (kJ/kg)	2728.8	3263.5	3734.1
Puissance de la pompe d'extraction en (MW)	0.24	0.21	0.21
Puissance de la pompe d'alimentation en (MW)	3.36	3.19	3.17
Puissance fournie par la chaudière en (MW)	396.61	423.53	466.76
Débit vapeur vive en (kg/s)	145.34	129.874	125
Rendement de circuit thermique en (%)	37	33	29

IV.7.1. Interprétation des résultats

D'après les résultats trouvés, on constate que :

- En augmentant le nombre de soutirage, le travail de la turbine diminue à cause de l'enthalpie enlevée par les soutirages.
- Le travail de la pompe d'alimentation augmente si on multiplie le nombre de soutirages qui seront accompagnés par des pertes de charge et des fuites. Nécessitant un travail complémentaire de la pompe.
- La puissance absorbée par la pompe d'extraction pour les deux fonctionnements (sans soutirage et à quatre soutirages) est inférieure à celle absorbée avec six soutirages.
- La puissance fournie par la chaudière augmente pour quatre soutirages et sans soutirage par rapport à celle fournie avec six soutirages.

Les soutirages jouent un rôle très important dans l'amélioration de la puissance en vue du rapport rendement-consommation d'énergie.

Conclusion :

Dans ce chapitre, les calculs ont montré que le procédé de soutirage améliore le rendement de la centrale thermique.

Conclusion générale

Dans notre travail, nous avons voulu tout d'abord approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement des divers composants de la centrale thermique à vapeur dans le site de la centrale de production d'électricité de CAP-DJINET.

Le travail que nous avons réalisé montre l'importance et le rôle des soutirages sur le rendement du cycle thermique de la station de Cap-Djinet. Les principaux paramètres influant sur le rendement de cycle sont La température de l'eau d'alimentation à l'entrée de la chaudière et la quantité de chaleur fournie par la chaudière.

Les résultats obtenus montrent que pour un fonctionnement normal (avec six soutirages) le rendement est égal à 37%, il diminue de 4% pour le cas de contournement des réchauffeurs HP (avec quatre soutirages) et de 8% pour le cas de contournement des réchauffeurs HP et BP (sans soutirages).

On a trouvé que le procédé de soutirage joue un rôle très important dans l'amélioration du rendement de la centrale. En effet, ce procédé permet de minimiser la consommation spécifique du fuel au niveau de la chaudière par des prélèvements de la vapeur d'eau surchauffée.

Bibliographie

- [1] Documentation interne de la centrale thermique de CAP-DJINET.
- [2] Documentation thermique des constructeurs de la centrale (Siemens Autriche, Siemens KWU Allemagne SGP Autriche).
- [3] RICHE.K « Dessalement de l'eau de mer dans la centrale thermique de CAP-DJINET »
Thèse d'ingénieur UMMO, 2008.
- [4] KWE, service de formation professionnelle, circuit eau vapeur N° de registration 5516.
- [5] OUANOUGHIL.R et BEDJBEDJ.M « Automatisation de production d'hydrogène de centrale thermique de CAP-DJINET »,2011. Mémoire ING/ELN39.
- [6] Whalley.P.B « Basic Engineering thermodynamics », 1992.Livre.

Annexes

Annexe A

Tableaux des différents paramètres du cas de fonctionnement normale (6 soutirages) :

1. Pour 100% de charge : (6 soutirages)

Point de circuit	T °C	H (kJ/kg)	S (kJ/kg)	P (bar)	Q (kg/s)
1'	540	3426.2	6.50480	145.60	145.340
1	535	3421	6.52007	138.20	145.340
2	367.2	3112.9	6.64911	40.00	129.969
3	535	3528.6	7.24509	35.900	129.969
4	423.7	3305.4	7.29718	16.508	010.012
5	282.2	3026.5	7.34636	5.5287	007.336
6	173.2	2817	7.42322	1.8615	005.987
7	88.780	2652.1	7.47833	0.6695	006.460
8	56.150	2464.6	7.55220	0.1665	001.773
9	32.880	2364.8	7.75205	0.0500	098.250
10	32.9	137.8	0.47637	0.0500	114.415
11	33	139.9	0.47773	16.800	114.415
12	37.6	158.3	0.53997	8.8620	114.415
13	38.2	160.9	0.54833	8.8620	114.415
14	38.8	163.2	0.55571	8.8620	114.415
15	40.3	169.3	0.57538	8.3716	114.415
16	52.1	218.7	0.73025	7.8813	114.415
17	84.5	354.2	1.12754	7.3910	114.415
18	113.4	476	1.45517	6.9006	114.415
19	151.4	638.1	1.61339	4.9393	145.340
20	154.03	661.2	1.86594	177.00	145.340
21	200.4	961.1	2.51674	176.02	145.340
22	246.3	1069.1	2.72945	175.04	145.340

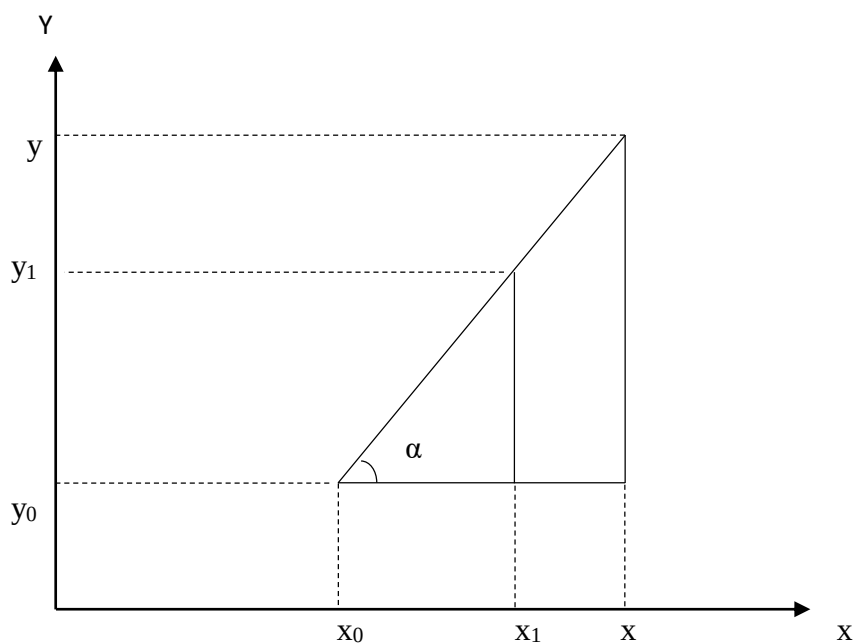
2. Tableau pour 75% de charges : (6 soutirages)

Point de circuit	T °C	H (kJ/kg)	S (kJ/kg)	P (bar)	Q (kg/s)
1'	540	3413.8	6.47604	152.50	104.717
1	535	3409.3	6.47487	148.68	104.717
2	326.8	3064.3	6.66859	29.130	094.675
3	535	3536.2	7.39850	26.247	094.676
4	425	3314.6	7.45076	12.118	005.949
5	284.1	3034.3	7.49883	4.3812	004.985
6	175	2823.7	7.57494	1.3786	004.104
7	87.1	2657.3	7.62985	0.4956	004.433
8	50.1	2471.0	7.69941	0.1241	001.082
9	29.69	2369.4	7.84402	0.0417	073.425
10	29.7	124.5	0.43286	0.0417	084.196
11	29.9	127.0	0.43457	19.249	084.196
12	34.7	146.0	0.50091	6.6917	084.196
13	35.6	149.6	0.51258	6.6917	084.196
14	36.3	152.5	0.52197	6.6917	084.196
15	37.4	157.3	0.53754	6.4261	084.196
16	47.5	199.4	0.67103	6.1606	084.196
17	78.1	327.4	1.05236	5.8951	084.196
18	105.5	443.0	1.36928	5.6296	084.196
19	140.5	591.4	1.74455	3.6689	104.717
20	143.5	614.9	1.75777	170.98	104.717
21	188.8	809.7	2.20164	170.47	104.717
22	230.4	995.5	2.58913	169.96	104.717

Annexe B

Extrapolation polynomiale :

Principe :



Si une fraction linéaire $y = f(x)$ est continue et strictement croissante (où décroissante) sur un intervalle, on peut déterminer l'abscisse ou l'ordonnée d'un point quelconque par une interpolation (où extrapolations) polynomiale en utilisant la méthode de Newton :

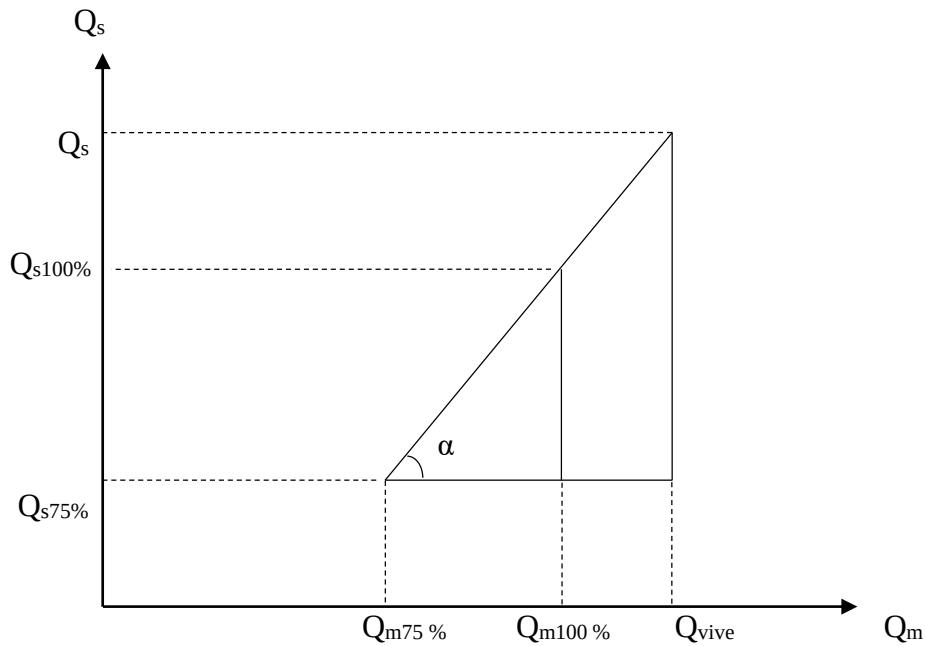
$$\frac{y - y_0}{x - x_0} = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}$$

$$y - y_0 = \frac{(x - x_0)(y_1 - y_0)}{x_1 - x_0}$$

$$y = y_0 + \frac{(x - x_0)(y_1 - y_0)}{x_1 - x_0}$$

Cas particulier :

On va utiliser cette formule de Newton pour déterminer le débit de la vapeur dans le cas du vapeur surchauffé.



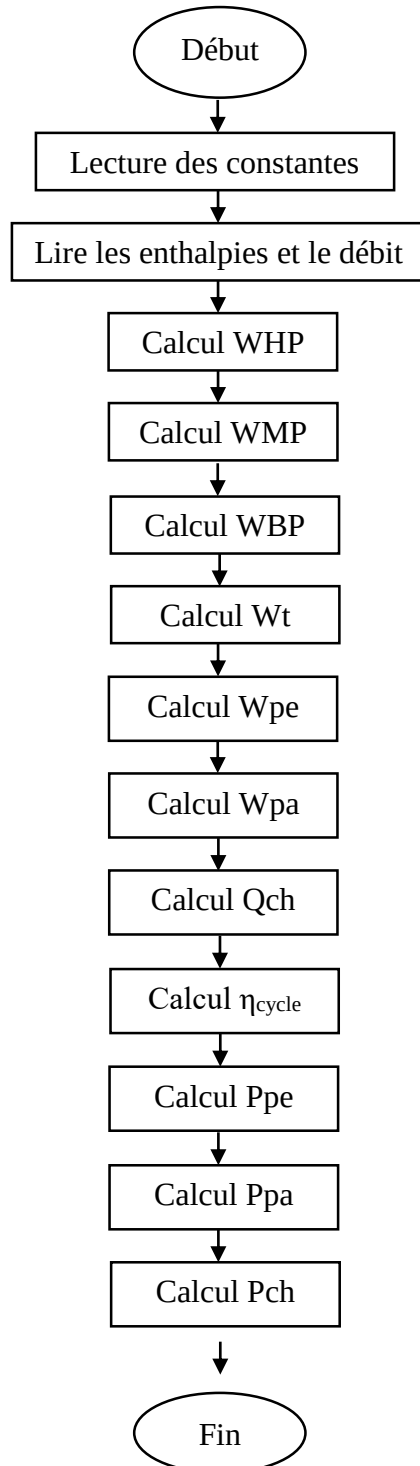
$$Q_s = Q_{s75\%} + \frac{(Q_{vive} - Q_{m75\%})(Q_{s100\%} - Q_{s75\%})}{(Q_{m100\%} - Q_{m75\%})}$$

Le même procédé peut être utilisé pour les différentes variables d'état (Enthalpie, pressions, ... etc) dans la zone de la vapeur surchauffée dont le comportement est linéaire (loin de la ligne de saturations en vapeur).

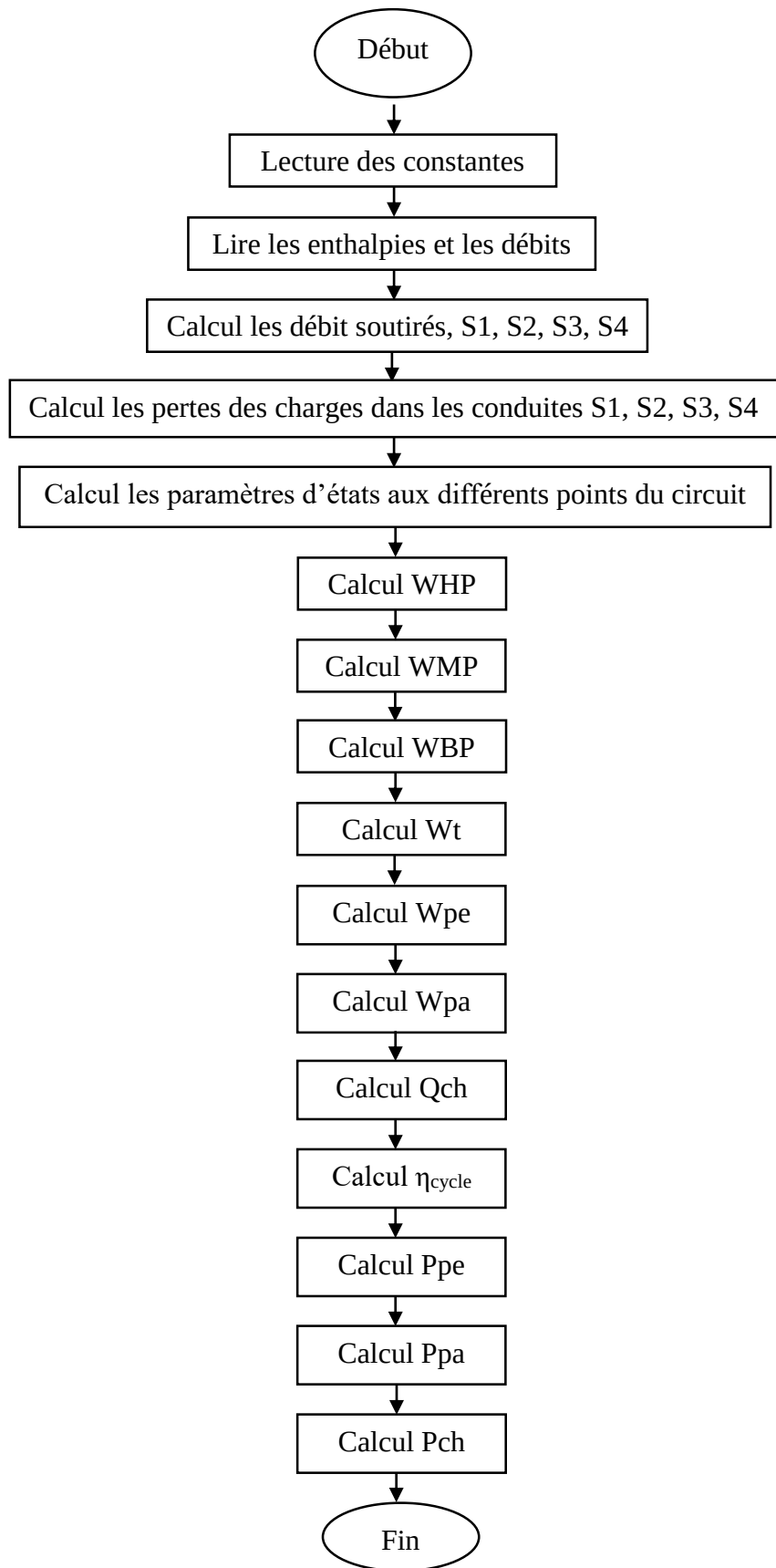
Annexe C

Organigramme de calcul :

1. Sous-programme avec six soutirages :



2. Sous-programme avec quatre soutirages :



3. Sous-programme avec sans soutirages :

