

*République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministre de l'enseignement supérieur et de la recherche
scientifique*

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



**MEMOIRE DE
FIN D'ETUDES**

*En vue de l'obtention du diplôme de
Master en génie mécanique
Option : Energétique*

THEME

*Influence des paramètres du système de détente
sur le fonctionnement de la centrale thermique
de Cap-Djinet*

Proposé et suivi par :

M' : HAMZAOUI MALEK

Présenté par :

M' : TELLACHE NORDINE

Promotion : 2011/2012

Remerciements

Je tiens à remercier vivement M^r : HAMZA OUI pour m' avoir proposé ce sujet, pour son aide et ses conseils, et pour sa rigueur dans le suivi de ce travail.

L' ensemble du personnel de la centrale de Cap Djinet de Boumerdès et particulièrement M^r : NASSIM ZERONI.

J' exprime également mon reconnaissance aux membres du jury qui ont accepté de juger ce mémoire.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- Mes très chers parents
- Mes frères et ma sœur
- Mon oncle Mohamed, sa femme et tous ses fils
- Mon ami Samir, Hmida, Khaled, Ahmed
- Tous mes amis

Sommaire

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

Chapitre I : Généralité et historique sur les turbines à vapeur

I.1.Introduction.....	2
I.2.Historiques sur les turbines à vapeur	2
I.3.Les installations motrices à vapeur	2
I.3.1.Introduction.....	2
I.3.2.Représentation d'une installation motrice à vapeur.....	3
I.3.3.Description et principe de l'installation motrice à vapeur	3
I.3.4.Les différentes transformations énergétiques dans une installation motrice à vapeur.	4
I.3.5.Description d'une installation motrice à vapeur.....	5
I.3.5.1.La chaudière.....	5
I.3.5.2.La turbine à vapeur	5
I.3.5.3.Le Condenseur.....	5
I.3.5.4.Les Pompes.....	6
I.3.5.5.L'alternateur.....	6
I.3.5.6.Le transformateur.....	6
I.3.5.7.Équipements auxiliaires	6
I.4.Étude les cycles pour lesquels le fluide est l'eau.....	6
I.4.1.Cycle de RANKINE	7
I.4.2.Cycle de HIRNE	7
I.4.3.Cycle de HIRN avec resurchauffe	8
I.4.4.Cycle de HIRN avec soutirages	9
I.5.Généralité concernant les turbines à vapeur	9
I.5.1.Domaine d'utilisation.....	9
I.5.2.Éléments constituant la turbine à vapeur	10
I.5.3.Classification des turbines	11
I.5.3.1.Le nombre d'éléments.....	11
I.5.3.2.Forme de la veine de vapeur	11
I.5.3.3.Lieu où s'opère la transformation de détente.....	11
I.5.3.3.a. Turbine à action.....	11
I.5.3.3.b. Turbine à réaction	11

I.5.3.4. Du point de vue de l'utilisation.....	11
I.6. Chute d'enthalpie	11
I.7. Conclusion	12

Chapitre II : Le vide du condenseur

II.1. Introduction	13
II.2. Les condenseurs par surface	14
II.2.1. Définition.....	14
II.2.2. Principe de fonctionnement	14
II.2.3. Éléments constitutifs.....	15
II.2.3.1. Corps en acier	15
II.2.3.2. Faisceau tubulaire	15
II.2.3.3. Boîtes à eau.....	15
II.2.3.4. Dispositifs annexes	16
II.2.3.4.a. Circuit de contournement de vapeur	16
II.2.3.4.b. Circuit d'injection d'eau d'appoint.....	17
II.2.3.4.c. Circuit de condensat secondaire	17
II.2.3.4.d. installation de mise sous vide	17
II.3. Le vide d'un condenseur.....	17
II.4. L'importance de vide au condenseur.....	18
II.5. Pression au condenseur.....	18
II.6. Refroidisseurs d'air.....	18
II.7. Appareils de mise sous vide	19
II.7.1. Éjecteurs à vapeur.....	19
II.7.2. Principe de fonctionnement des éjecteurs à vapeur.....	19
II.8. Influence du vide d'un condenseur sur le rendement d'une centrale thermique	20
II.9. Conclusion	21

Chapitre III : L'influence des paramètres de l'eau de mer sur le vide

III.1. Définition	22
III.2. Transmission de chaleur lors de la condensation.	22
III.3. Condensation en film sur une paroi (théorie de Nusselt)	23
III.4. La condensation sur une surface plane horizontale.....	24
III.5. Echange de chaleur dans la condensation en film sur un tube horizontal.....	24
III.6. Influence des paramètres de l'eau de mer sur la température de saturation.....	25
III.6.1. L'eau de mer.....	25

III.6.2. Influence de température de l'eau de mer sur les Propriétés thermodynamiques ...	26
III.6.3. Influence de température sur le coefficient de transmission thermique globale (K)	29
III.6.4. Influence de température de l'eau de mer sur la température de saturation.....	31
III.6.5. Influence du débit d'eau de mer sur la température de saturation.....	34
III.7. L'encrassement.....	35
III.7.1. Définition	35
III.7.2. Notions fondamentales concernant l'encrassement	36
III.7.2.1. Résistance d'encrassement	36
III.7.2.2. Phases d'apparition et de développement de l'encrassement.....	36
III.7.3. Conséquence pratique	37
III.7.3.1. Dimensionnement de l'échangeur	37
III.7.4. Paramètres physiques permettant de réduire la tendance à l'encrassement	38
III.8. Nettoyage en continu des condenseurs.....	39
III.8.1. Appareils de nettoyage	39
III.9. Conclusion.....	40

Chapitre IV : Influence de la température de saturation sur le rendement

Présentation de la centrale.....	41
IV.1. Introduction	41
IV.2. Calcule le rendement avec une température de saturation $T_s = 29^\circ\text{C}$	43
IV.2.1. Introduction.....	43
IV.2.2. Calcul du rendement thermique de la centrale.....	46
IV.3. Calcul le rendement avec température de saturation $T_s = 32^\circ\text{C}$	47
IV.4. Calcul le rendement avec une température de saturation $T_s = 35^\circ\text{C}$	47
IV.5. Conclusion	49

Chapitre V : Etude économique

V.1. Introduction	50
V.2. Caractéristiques physiques et chimiques du gaz	50
V.3. Le coût de gaz annuel.....	50
V.4. L'impact de variation de la température de saturation sur l'énergie produite	51
V.4.1. L'énergie produite par le centrale avec la température de saturation $T_s = 29^\circ\text{C}$	51
V.4.2. L'énergie produite par le centrale avec la température de saturation $T_s = 32^\circ\text{C}$	51
V.4.3. L'énergie produite par le centrale avec la température de saturation $T_s = 35^\circ\text{C}$	51
V.5. Calcule les pertes du central dû à la variation de la température de saturation.....	51
V.5.1. Les pertes dû à la variation de la température de saturation de 29°C à 32°C	51

V.5.1.Les pertes dû à la variation de la température de saturation de 29 °C à 35 °C	51
V.6.Conclusion.....	52
Conclusion générale	53

LISTE DES FIGURES

Chapitre I : Généralité et historique sur les turbines à vapeur

Figure (I-1): Schéma du cycle à vapeur de base	3
Figure (I-2): Schéma de principe d'une installation motrice à vapeur.....	4
Figure (I-3): Cycle de RANKINE	7
Figure (I-4): Cycle de HIRN	8
Figure (I-5): Cycle de HIRN avec resurchauffe	8
Figure (I-6): Cycle de HIRN avec soutirages.....	9
Figure (I-7): Vue en coupe d'une turbine à vapeur	10
Figure (I-8): Evolution de la vapeur dans la turbine	12

Chapitre II : Le vide du condenseur

Figure (II-1): Condenseur par mélange	13
Figure (II-2) : Condenseur par surface	13
Figure (II-3) : Schéma d'un condenseur par surface	14
Figure (II-4): Condenseur à boîtes à eau cylindriques	16
Figure (II-5) : Schéma d'un éjecteur	20
Figure (II-6):Variation du rendement thermique d'une installation de turbine à vapeur en fonction de la pression au condenseur.....	21

Chapitre III : Influence des paramètres de l'eau de mer sur le vide

Figure (III-1): Différents types de condensation.....	23
Figure (III-2): Condensation en film sur la paroi d'un tube lisse horizontal	24
Figure (III-3) : Courbe de la conductivité en fonction de la température d'eau de mer	27
Figure (III-4) : Courbe de chaleur massique à pression constante en fonction de la température d'eau de mer	28
Figure(III-5) : Courbe de la chaleur latente en fonction de la température d'eau de mer...	28
Figure (III-6) : Courbe du coefficient d'échange global en fonction de température de l'eau de mer.....	31
Figure (III-7) : Courbe de température de saturation en fonction de température de l'eau de mer.....	34
Figure (III-8): Courbes de température de saturation en fonction du débit d'eau de mer...	35

Figure (III-9): Influence de la résistance d'encrassement sur le dimensionnement de la surface d'échange	38
Figure (III-10): Fonctionnement d'un dispositif de nettoyage continu	40

Chapitre IV : Influence de la température de saturation sur le rendement

Figure (IV-1) : Schéma fonctionnel de la centrale de Cap-Djinet	42
Figure (IV-2) : Diagramme (T ,s).....	43
Figure (IV-3): Courbe de rendement en fonction de pression de saturation	48
Figure (IV-4): Courbe de rendement en fonction de température de saturation	49

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre III : Influence des paramètres de l'eau de mer sur le vide

Tableau (III-1): les valeurs de F.....	24
Tableau (III-2): les Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer en fonction de la température.....	27
Tableau (III-3): le coefficient d'échange thermique global (K) en fonction de la température	30
Tableau (III-4) : caractéristiques du condenseur de la centrale de Cap-Djinet.....	32
Tableau (III-5): Température du saturation en fonction de la température de l'eau de mer	33
Tableau (III-6):Température du saturation en fonction du débit de l'eau de mer	35

Chapitre IV : Influence de la température de saturation sur le rendement

Tableau (IV-1) : la pression et l'enthalpie pour $T_s = 29^\circ\text{C}$	44
---	----

Chapitre V : Etude économique

Tableau (V-1) : Les caractéristiques chimiques du gaz	50
---	----

Notations principales

Notations latines

Symboles	Définitions	Unités
C_p	Chaleur massique isobare	[J/kg.K]
D	Diamètre du tube	[mm]
E	L'efficacité	[-]
g	Accélération de la pesanteur	$g = 9.8 \text{ m/s}^2$
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection	[W/m ² .K]
H	Enthalpie	[kJ/kg]
K	Coefficient de transfert global	[kJ/m ² s °C]
L_v	chaleur latente	[J/kg]
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
N	Nombre de tubes	[-]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
P	Pression	[bar]
q	Débit de l'eau de refroidissement	[kg/s]
S	Surfaces d'échange	[m ²]
T	Température	[K]
V	Vitesse d'écoulement	[m/s]
X	Salinité	[mg/kg]

Notations Grecques

Symboles	Définitions	Unités
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
Φ	Flux thermique	[W]
η	Rendement	[-]
η_{ch}	Rendement de la chaudière	[-]
η_T	Rendement mécanique de la turbine	[-]
ΔT_{LM}	différence de températures moyennes logarithmiques	[K]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]

Indices

BP	Basse pression
e	Extérieur
i	intérieur
HP	Haute pression
MP	Moyenne pression
Ts	Température de saturation

INTRODUCTION
GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

La production d'électricité, qu'elle soit assurée par un ou plusieurs centrales utilisant de l'énergie renouvelable ou conventionnelle, reste l'un des plus importants segments dans l'architecture globale du secteur électrique. En Algérie, l'énergie électrique produite, principalement, à partir du gaz naturel. La part de la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les 96 %, le reste des énergies employées se répartit entre le gasoil dans les centrales diesel et l'eau dans les centrales hydroélectriques

L'énergie électrique reste toujours un besoin primordial pour le fonctionnement d'une machine ou d'une entreprise d'un pays. Cette énergie est assurée par les centrales thermiques à gaz ou nucléaires. Néanmoins, il faut assurer un rendement important afin d'améliorer la rentabilité d'une installation de production. [2]

La détente dans les turbines à vapeur joue un rôle très important pour améliorer le rendement global et minimiser la consommation des carburants. Cette détente est assurée par des condenseurs pour condenser la vapeur et des éjecteurs pour créer le vide et aspirer les incondensables dans le condenseur. [2]

Le travail que nous avons réalisé consiste à montrer l'influence de la pression dans le condenseur sur le rendement de la centrale de Cap-Djinet. Pour cela on va voir l'influence des paramètres de l'eau de refroidissement sur la pression de condenseur.

Le mémoire présenté comporte cinq chapitres structurés comme suit :

Chapitre I la première partie traite de la théorie des installations motrices à vapeur. La deuxième partie de ce chapitre présente une recherche bibliographique qui est basée sur des travaux antérieurs sur les turbines à vapeur.

Chapitre II a pour objet de présenter le vide du condenseur.

Chapitre III est consacré à la présentation et l'interprétation des résultats obtenus sur influence des paramètres de l'eau de mer sur le vide dans le condenseur.

Chapitre IV est consacré au calcul des rendements

Chapitre V est réservé à l'étude économique, et une conclusion générale clôture ce mémoire mettant en valeur les différentes méthodes pour améliorer l'efficacité de fonctionnement de la centrale.

CHAPITRE I :

*Généralités et historique sur
les turbines à vapeur*

I.1.Introduction

Avec l'avènement de la révolution industrielle, l'idée d'exploiter l'énergie de la vapeur a évolué avec le développement de la thermodynamique et de la mécanique des fluides, ainsi les turbines à vapeur conquirent le marché et s'octroyèrent le rôle de producteur massif d'énergie.

I.2.Historique sur les turbines à vapeur [7] :

Après l'extrapolation faite par Giovanni Branca en 1629, de ce qu'aurait été l'invention d'Héron, les premiers appareils industriels à vapeur ou « pompe à feu » sont apparus au XVIIème siècle pour extraire l'eau des galeries des mines grâce aux travaux de Denis Papin, Thomas Savery et Thomas Newcomen. Cependant, la véritable machine à vapeur industrielle, dans le sens large (chemins de fer, navigation, etc.) fut une réalisation de James Watt.

A partir du début du XIXème siècle, des recherches s'opèrent pour améliorer le fonctionnement et le rendement des machines à vapeur et l'idée de machines rotatives commencèrent à germer dans l'esprit de plusieurs inventeurs.

En raison de l'énergie cinétique de l'écoulement de vapeur, la turbine promettait des rendements supérieurs à ceux de la machine à piston de Watt. Elle aussi se profilait à un cout inférieur à cause d'une plus petite taille. Finalement, elle permettait la génération d'un mouvement rotatif sans avoir recours à une bielle.

Des contributions importantes furent apportées par Sir Charles A. Parsons (1854-1931) d'Angleterre, Gustaf Patrick de Laval de Suède (1845-1913), Auguste Rateau (1863-1930) de France et par Charles Gordon Curtis (1860-1953) des Etats- Unis.

Parsons introduisit la turbine à plusieurs étages et il proposa la vente d'une première turbine industrielle vers 1884. Son design consistait en une machine axiale à réaction multi-étages. A peu près à la même époque De Laval développa la turbine à vapeur à impulsion. De Laval, qui était descendant d'une famille française installée en Suède dans le XVIIème siècle est aussi connu par l'invention du séparateur à crème.

Des raffinements ont été proposés par la suite, dont ceux de Rateau, avec une turbine multicellulaire ayant un rapport de pression uniforme pour tous les étages. En 1896 Curtis breveta son modèle de turbine à vapeur et vendit les droits à GE en 1901. La première turbine à gaz américaine en 1899 est également l'une de ses inventions.

I.3.Les installations motrices à vapeur :

I.3.1.Introduction :

La plupart des installations motrices à vapeur ont pour but de produire de l'électricité et cela avec l'utilisation d'un groupe turbo-alternateur. Pour avoir l'énergie de rotation du turbo, la présence d'une série d'organes est nécessaire. Elle assure la transformation de l'énergie portée par la vapeur d'eau surchauffée sous forme d'énergie mécanique.

I.3.2.Représentation d'une installation motrice à vapeur :

La figure ci-dessous représente le schéma du cycle à vapeur de base. Théoriquement, le système est complètement fermé et le fluide moteur c'est l'eau, sous forme liquide et vapeur. Ce système constitue un moteur thermique, qui reçoit à l'intérieur de la chaudière ou (générateur de vapeur) la quantité de chaleur Q_C (2-3) et fournit à l'extérieur, à travers un système de détente de vapeur (turbine à vapeur), de l'énergie mécanique W_T (3 -4). La quantité de chaleur Q_F (4-1) est rejetée au condenseur, la pompe d'alimentation en renvoyant l'eau du condenseur vers la chaudière ferme le cycle. Il est nécessaire de lui fournir un travail W_P (1-2).

Dans la pratique, une véritable installation est bien plus complexe. Il est primordial de mettre en marche, d'arrêter l'installation, d'assurer l'apport de chaleur et le refroidissement et ceci en toute sécurité, de compenser les fuites et d'éviter la corrosion, etc.....

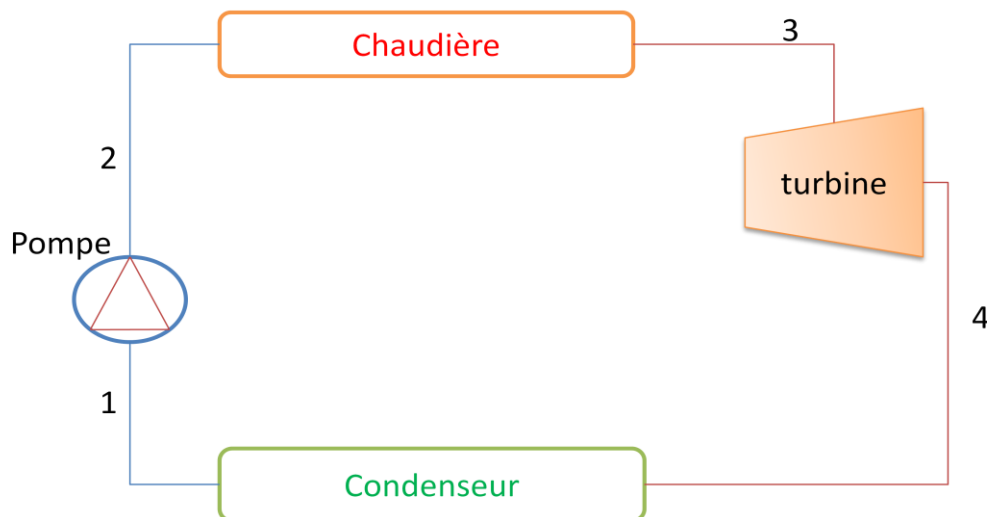


Figure (I-1): Schéma du cycle à vapeur de base.

I.3.3.Description et principe de l'installation motrice à vapeur :

Schéma de principe : la figure ci-contre précise la fonction des principaux éléments constituant l'installation motrice à vapeur.

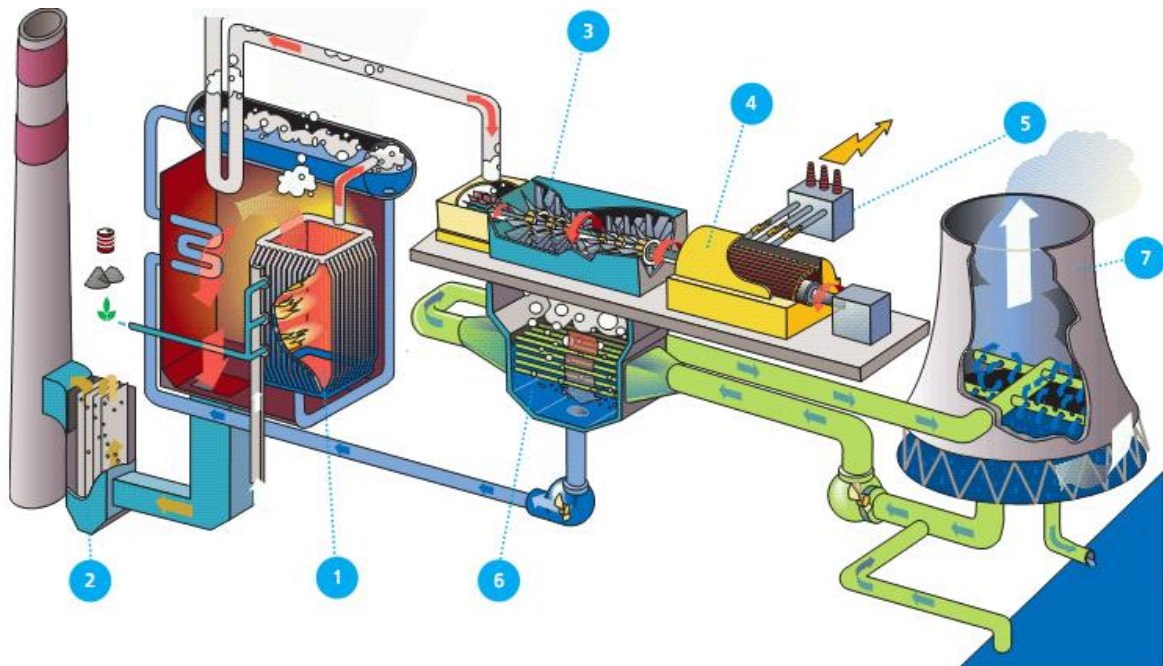


Figure (I-2): Schéma de principe d'une installation motrice à vapeur [17].

1. chaudière à vapeur
2. électro filtre
3. turbine à vapeur
4. alternateur
5. transformateur
6. condenseur
7. tour de refroidissement

I.3.4. Les différentes transformations énergétiques dans une installation motrice à vapeur :

Avant de décrire le fonctionnement de la centrale, il sera bon de rappeler les différentes transformations énergétiques qui ont servi à la production de l'énergie électrique. En gros on a trois (3) transformations :

1. Transformation de l'énergie contenue à l'état latent dans le combustible (énergie chimique) en énergie calorifique.

Chaudière

Energie chimique \longrightarrow Energie calorifique

2. Transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique.

Turbine

• Energie calorifique \longrightarrow Energie mécanique

3. Transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique.

Alternateur

• Energie mécanique \longrightarrow Energie électrique

I.3.5. Description d'une installation motrice à vapeur :

La centrale thermique composée de plusieurs organes pour la production de l'électricité et qui influent directement sur le rendement global, les organes importants sont :

- La chaudière.
- La turbine à vapeur.
- Le condenseur.
- Les pompes.
- L'alternateur.
- Le transformateur.
- Équipements auxiliaires.

I.3.5.1. La chaudière :

La chaudière appelée aussi le générateur de vapeur a pour rôle de transformer l'eau d'alimentation en vapeur surchauffée à haute température en vue d'alimenter le group turboalternateur.

Si on veut obtenir de la vapeur surchauffée (fonctionnement normal), il suffit de positionner les vannes de manière à diriger la vapeur à surchauffer depuis le manifold jusqu'à la surchauffeur. Si l'on désire se servir de la vapeur saturée, la surchauffeur doit être shuntée. Dans ces conditions, il est prévu de refroidir la surchauffeur en faisant circuler de l'eau froide, dérivée du circuit de la tour de refroidissement, à l'intérieure de la surchauffeur.

Le manifold sert de séparateur d'eau liquide et d'eau vapeur pour alimenter le surchauffeur en vapeur sèche. Les gouttelettes en suspension véhiculées par la vapeur depuis le générateur de vapeur saturée se déposent au manifold du fait du ralentissement provoqué par l'élargissement de section. Cette eau liquide est évacuée automatiquement par un purgeur.

I.3.5.2. La turbine à vapeur :

Une turbine à vapeur est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), pour faire tourner un arbre solidaire des pales de la turbine.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif.

I.3.5.3. Le Condenseur :

Le condenseur est un échangeur à contre-courant, c'est-à-dire que l'eau provenant de la tour de refroidissement circule en sens inverse de la vapeur. Le condenseur fonctionne normalement sous vide. Pour éviter toute surpression au condenseur, il dispose d'une soupape de sécurité.

I.3.5.4. Les Pompes :

Il y a quatre types de pompes électriques différentes [7]

La pompe d'alimentation en eau de la chaudière fonctionne continuellement dès la mise en marche.

La pompe d'extraction, des condensats sont commandés manuellement ou automatiquement grâce aux détecteurs de niveau (interrupteurs à flotteur) du bac à condensats.

La pompe à vide est mise en route manuellement. En marche normale, elle fonctionne continuellement. C'est une pompe à anneau liquide qui nécessite une alimentation faible, mais continue en eau.

La pompe de refroidissement qui assure la circulation de l'eau dans la boucle de la tour de refroidissement et de condenseur, est mise en marche manuellement et fonctionne elle aussi continuellement marche normale.

I.3.5.5. L'alternateur

C'est un générateur d'électricité. Il sert à transformer l'énergie mécanique produite par l'arbre de la turbine en énergie électrique. Le courant électrique créé est un courant alternatif.

I.3.5.6. Le transformateur :

Un transformateur électrique est un convertisseur permettant de modifier les valeurs de tension et d'intensité du courant délivrées par une source d'énergie électrique alternative, en un système de tension et de courant de valeurs différentes, mais de même fréquence et de même forme.

I.3.5.7. Équipements auxiliaires :

Il y a autre élément généralement appelé auxiliaires qui remplissent des fonctions nécessaires bien que secondaires par rapport aux éléments majeurs décrits précédemment.

- Des soupapes de sécurité qui s'ouvrent pour laisser passer la vapeur.
- Des soupapes de régulation.
- Des clapets anti-retour.
- Des filtres.
- Des vannes de réglage.

I.4. Étude des cycles pour lesquels le fluide est l'eau

La turbine à vapeur fait partie d'un ensemble d'éléments constituant une centrale thermique ou autres, en phase d'exploitation le fluide moteur, l'eau en occurrence, parcourt en permanence un circuit fermé constitué de ces éléments qui sont en général :

- Générateur de chaleur
- Condenseur
- Turbine

- Pompe...

Il va sans dire que le fluide change de phase pendant qu'il décrit chaque cycle. Il existe plusieurs cycles en exploitation, les principaux sont :

I.4.1.Cycle de RANKINE [5] :

L'eau décrit un cycle fermé mettant en présence les phases vapeur et liquide. Le cycle de RANKINE se déroule totalement en vapeur humide et sans surchauffe.

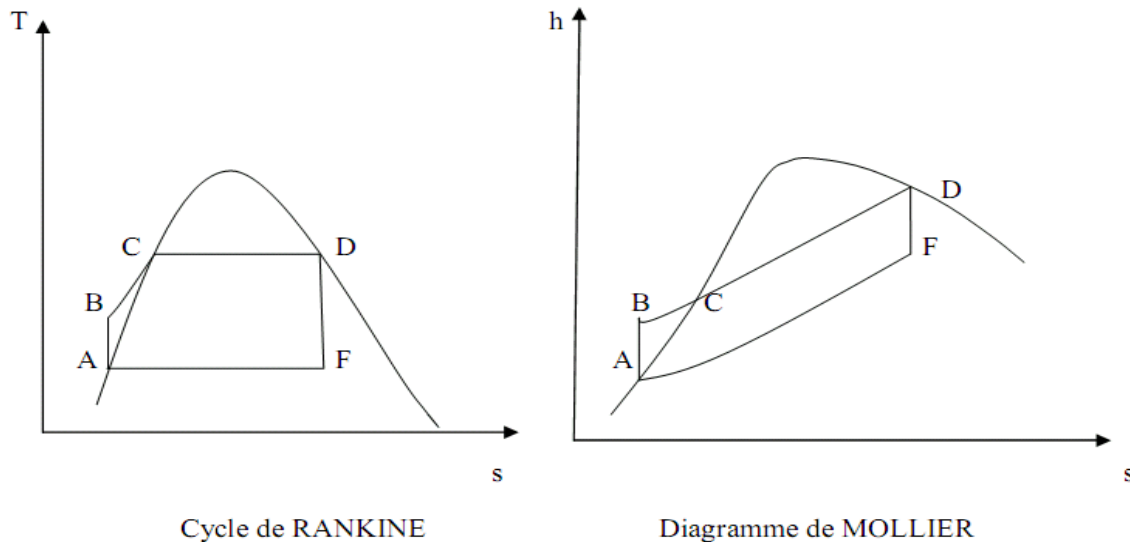


Figure (I-3): Cycle de RANKINE [5]

A-B : compression adiabatique [Phase .Liquide]

B-C : Echauffement isobare

C-D : Vaporisation isobare

D-F : Détente adiabatique dans la turbine

F-A : condensation isobare dans le condenseur.

Ce cycle n'est pas utilisé à cause de son faible rendement.

$$\eta = \frac{\text{Travail recup ére}}{\text{Chaleur depens ée}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$Q_1 = h_D - h_B$: chaleur fournie par la chaudière

$Q_2 = h_F - h_A$ chaleur rejetée au condenseur

I.4.2.Cycle de HIRNE [5] :

La différence de ce cycle avec le cycle de RANKINE réside dans le fait qu'il a une surchauffe (D-E)

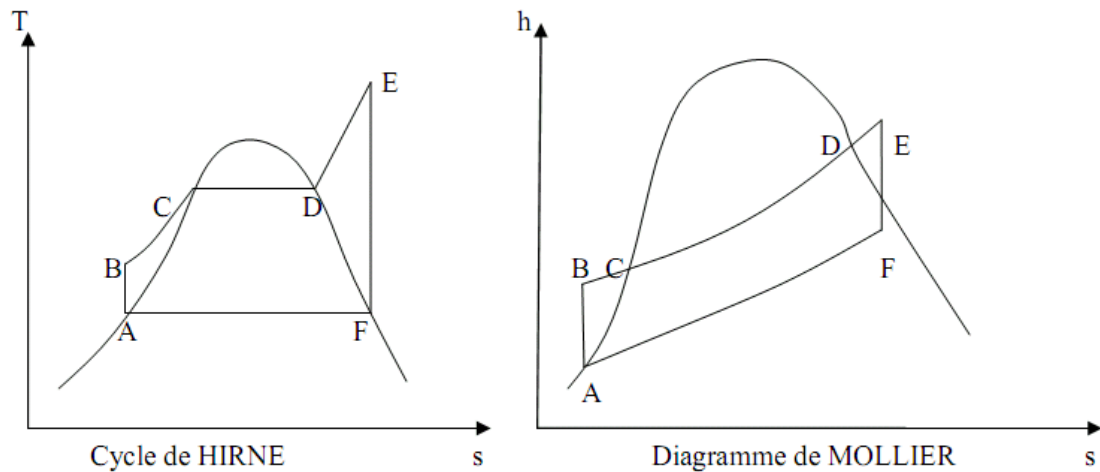


Figure (I-4): Cycle de HIRN [5]

Le rendement de ce cycle est donné par :

$$\eta = \frac{\text{Travail récupéré}}{\text{Chaleur dépensée}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$Q_1 = h_E - h_B$: chaleur reçue par le système.

$Q_2 = h_f - h_A$: chaleur perdue par le système.

Le but de la surchauffe est l'augmentation de Q_1 et par la même occasion l'augmentation du rendement de ce cycle, par rapport au cycle de RANKINE.

I.4.3.Cycle de HIRN avec resurchauffe [5] :

Il consiste à resurchauffer de nouveau à pression constante, la totalité du Débit de vapeur qui a travaillé dans une partie de la turbine et à la réintroduire dans celle-ci afin de l'y faire travailler à nouveau. Ce procédé procure :

- Une amélioration assez modérée du cycle
- Une augmentation de rendement par la réduction de l'humidité de la vapeur dans la turbine.

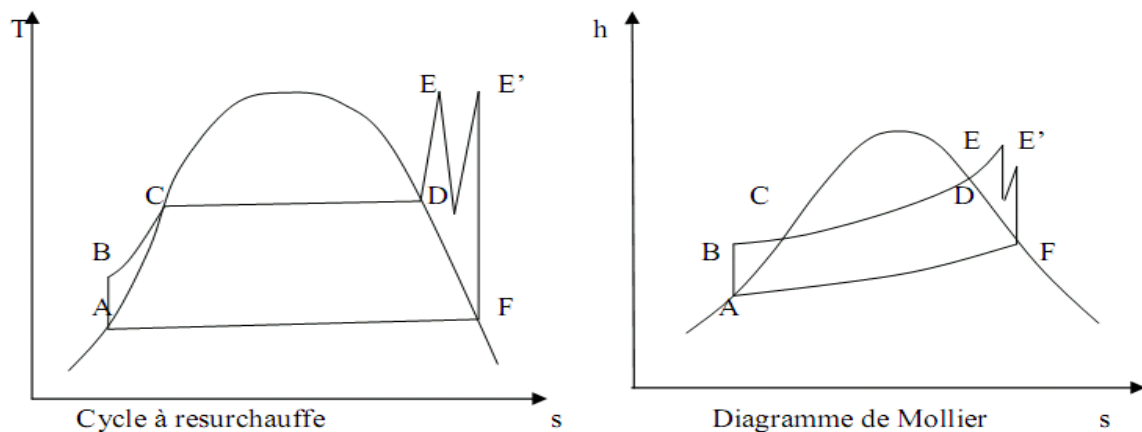


Figure (I-5): Cycle de HIRN avec resurchauffe [5]

I.4.4.Cycle de HIRN avec soutirages [5] :

Ce procédé consiste à récupérer une partie de l'énergie qui aurait été perdue dans le condenseur, en soutirant d'un ou de plusieurs étages intermédiaires de la turbine de la vapeur et s'en servir pour réchauffer le condenseur.

On définit l'efficacité du soutirage par :

$$E = \frac{Q - Q'}{Q}$$

Avec :

Q : Chaleur à fournir sans soutirage

Q' : Chaleur à fournir avec soutirage

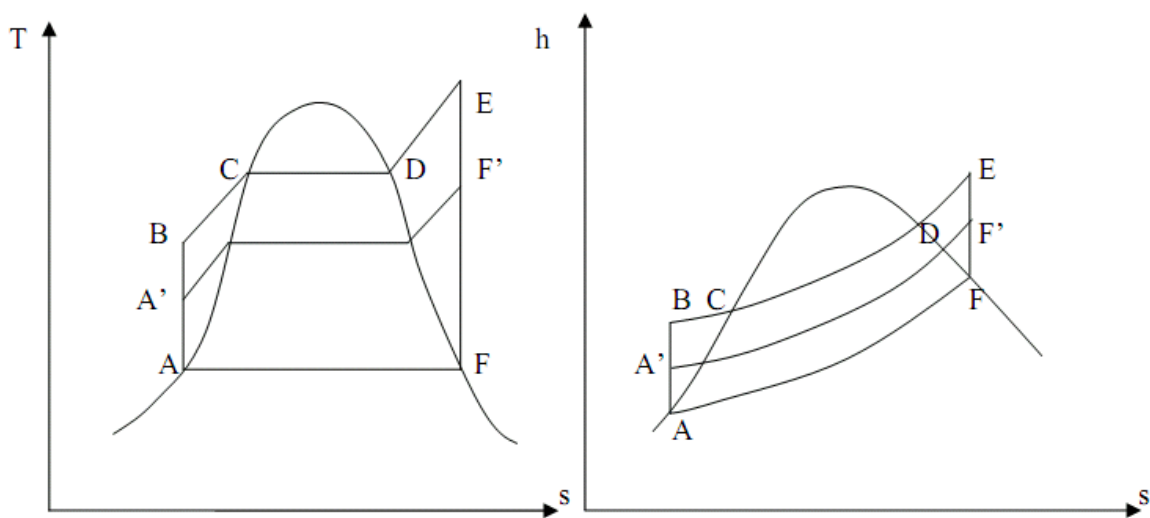


Figure (I-6): Cycle de HIRN avec soutirages [5]:

I.5.Généralités concernant les turbines à vapeur :

I.5.1.Domains d'utilisation :

Les turbines à vapeur sont notamment utilisées dans la production d'électricité à partir d'énergie thermique ou pour la propulsion des bateaux, Dans les systèmes de cogénération c'est à dire utilisant à la fois la chaleur de traitement (celle utilisée lors d'un processus industriel) et l'électricité, la vapeur est portée à haute pression dans une chaudière, puis extraite de la turbine à la pression et à la température exigées par procédé, dans ce cas, la turbine est dite à contrepression. Les turbines à vapeur peuvent être utilisées en cycle combiné avec un générateur de vapeur qui récupère la chaleur. Les unités industrielles sont utilisées pour entraîner des machines, des pompes, des compresseurs et des générateurs. Leur puissance nominale va de quelques centaines de Watts à plus de 1 300 MW [5].

I.5.2.Éléments constituant la turbine à vapeur [14]:

Une turbine est constituée d'un rotor comprenant un arbre sur lequel sont fixées des aubes et d'un stator constitué d'un carter portant des déflecteurs fixes, généralement constitué de deux parties assemblées selon un plan axial. Elle comprend en outre un tore d'admission segmenté et un divergent d'échappement dirigé vers le condenseur. La fonction des déflecteurs fixes est d'assurer tout ou une partie de la détente en formant un réseau de tuyères et de modifier la direction de l'écoulement sortant de l'étage précédent. Elle possède aussi un système d'huile qui assure le graissage des paliers, et des joints qui réduisent les pertes de vapeur tout au long de son trajet. Un système d'étanchéité empêche la vapeur de s'échapper à l'extérieure de la turbine.

La vitesse de rotation est commandée par des soupapes situées aux entrées d'admission de la machine et pilotées par des systèmes de régulation électronique ou mécanique. Une turbine à vapeur comprend un ou plusieurs étages assurant chacun d'eux deux fonctions :

- 1) La détente de la vapeur qui correspond à la conversion de l'énergie potentielle en énergie cinétique.
- 2) La conversion de l'énergie cinétique en couple de rotation de la machine par le biais des aubages mobiles.

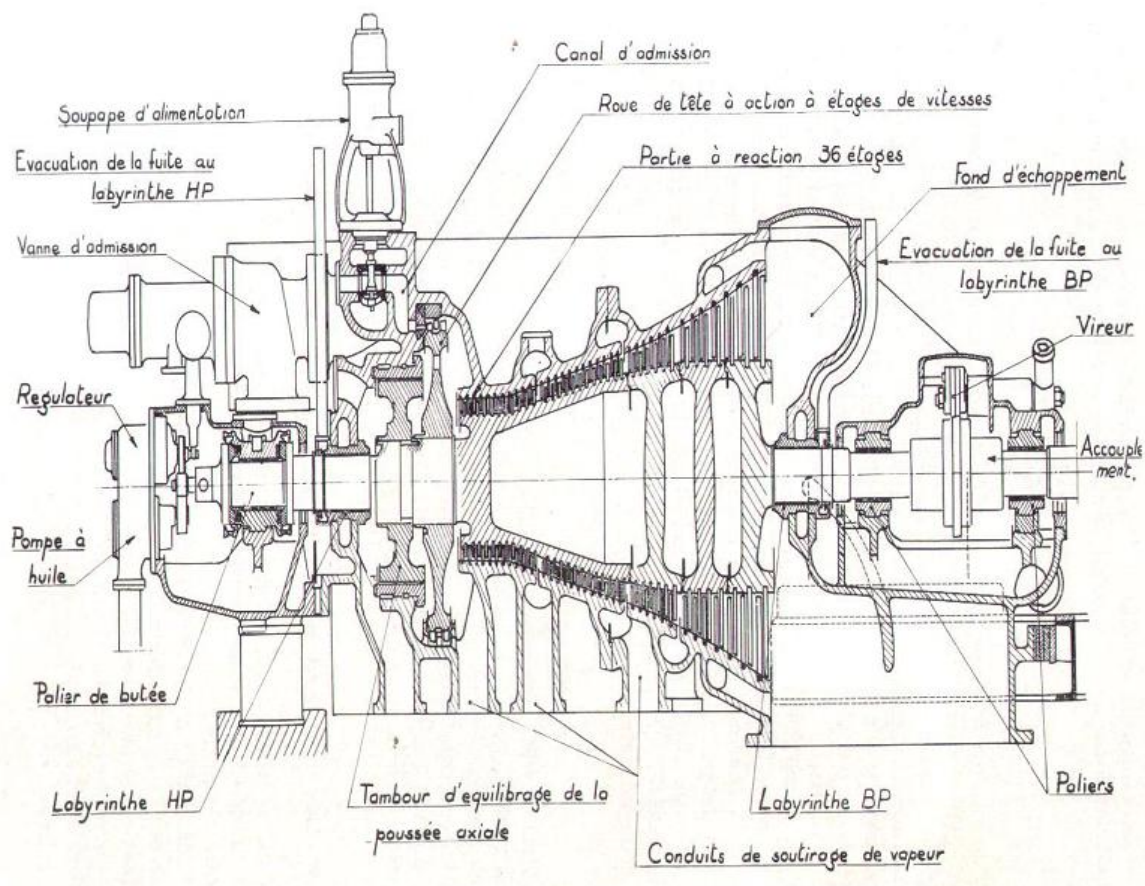


Figure (I-7): Vue en coupe d'une turbine à vapeur. [7]

I.5.3. Classification des turbines :

Les principaux critères de classification sont :

I.5.3.1. Le nombre d'éléments :

- Turbine monocellulaire.
- Turbine multicellulaire.

I.5.3.2. Forme de la veine de vapeur :

- Turbine axiale : le sens de la vapeur se fait parallèlement à l'axe de la turbine.
- Turbine radiale : l'écoulement de la vapeur se fait dans le sens radial.

I.5.3.3. Lieu où s'opère la transformation de détente :

I.5.3.3.a. Turbine à action [14] : dans lesquelles la détente se fait uniquement dans les aubages fixes. Elles sont bien adaptées aux étages à forte pression et se prêtent mieux à la régulation de débit. Leur construction est plus coûteuse et réserve leur emploi aux premiers étages de la turbine.

I.5.3.3.b. Turbine à réaction : la vapeur se détend en partie dans les tuyères et en partie dans les canaux des ailettes motrices. On définit le degré de réaction comme étant le rapport de la chute d'enthalpie, réalisée dans les aubages mobiles, sur la chute totale de l'étage. Généralement ce rapport est égale ou voisin de $\frac{1}{2}$.

I.5.3.4. Du point de vue de l'utilisation :

- Turbine à condensation
- Turbine à contre-pression
- Turbine à soutirage

I.6. Chute d'enthalpie [7] :

Le point représentatif M_A de l'état de la vapeur à l'entrée de la turbine est défini, sur le diagramme de Mollier, par l'intersection de l'isobare P_A (pression de vapeur) et de l'isotherme T_A (température de resurchauffe). Le point représentatif M'_B de l'état de la vapeur à la sortie de la turbine est situé sur l'isobare P_B (pression régnant au condenseur).

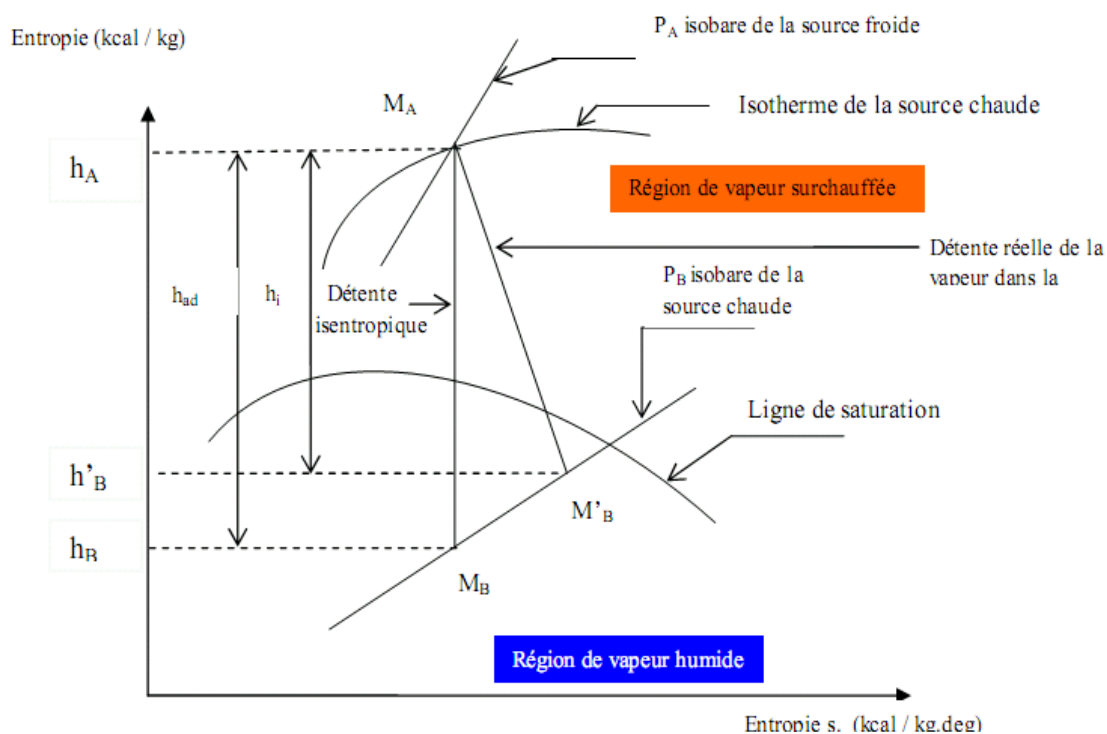


Figure (I-8): Evolution de la vapeur dans la turbine [7]

En fait, il y a dégradation d'énergie thermique dans la turbine, l'entropie du fluide croît, et la position du point M'_B correspond à une énergie effectivement transformée $h_A - h'_B$ inférieure à l'énergie mise à la disposition de la machine. $h'_B - h_B$ représente l'énergie dissipée dans les aubages par frottement fluides, chocs.

I.7.Conclusion :

Les centrales thermiques sont des sources importantes d'énergie électrique qui fonctionnent suivant un cycle thermodynamique dont le rendement dépend particulièrement de la chute d'enthalpie. Cette dernière est représentée par la turbine à vapeur qui est un organe essentielle de la centrale.

CHAPITRE II :

Le vide du condenseur

II.1.Introduction :

Le condenseur de la turbine fait partie du circuit de condensation qui avec le circuit d'eau de circulation et les circuits auxiliaires (installation de mise sous vide) assure la condensation de la vapeur d'échappement de la turbine et sa détente à une contre – pression basse. Nous pouvons classer les condenseurs en deux grandes familles :

— les condenseurs par mélange, comme leur nom l'indique, mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant. Ces derniers restent très peu utilisés du fait de l'impossibilité de mélange entre la vapeur et l'eau de refroidissement ;

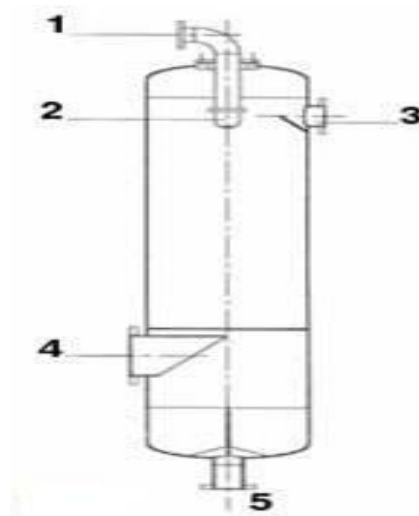


Figure (II-1) : Condenseur par mélange [16]

1. Arrivée d'eau
2. Pulvérisateur
3. Sortie des incondensables
4. Entrée des vapeurs à condenser
5. Sortie des condensats

— les condenseurs par surface, sans contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant, une surface d'échange s'interposant entre eux.

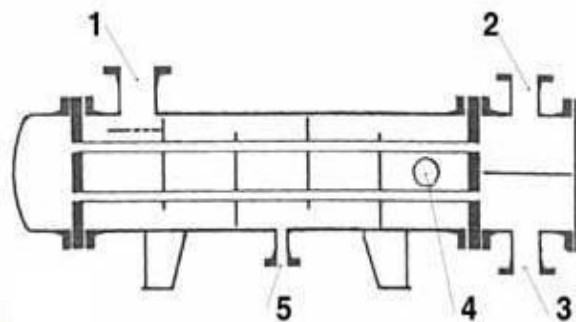


Figure (II-2) : Condenseur par surface [16]

1. Arrivée de vapeur à condenser
2. Sortie d'eau
3. Entrée d'eau
4. Sortie des incondensables
5. Sortie des condensats

II.2. Les condenseurs par surface :

II.2.1. Définition :

Un condenseur par surface est un échangeur de chaleur de type fluide séparé et à faisceau tubulaire figure (II-3). Il est placé directement sous le corps basse pression de la turbine. Il a pour principales fonctions :

- D'assurer la condensation de la vapeur évacuée du corps basse pression de la turbine et de réintroduire le condensat dans le circuit eau vapeur.
- D'augmenter la chute d'enthalpie de la turbine en établissant un rendement de la centrale aussi élevée que possible.
- De dégazer le condensat et d'évacuer les incondensables.

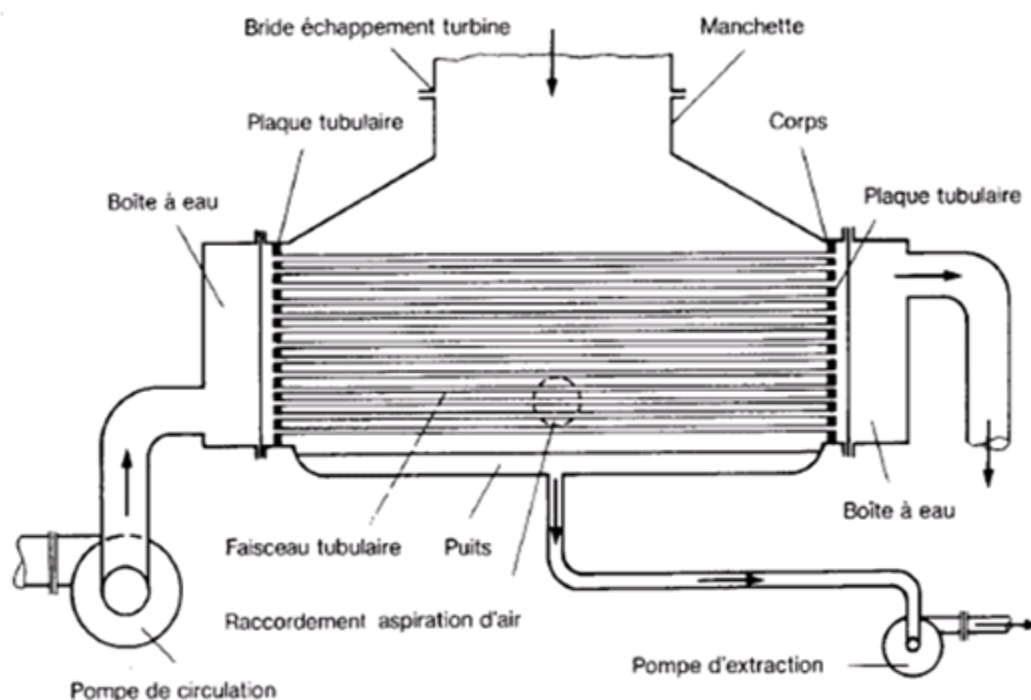


Figure (II-3) : Schéma d'un condenseur par surface

II.2.2. Principe de fonctionnement [6] :

La vapeur d'échappement de la turbine arrive, perpendiculairement, au faisceau tubulaire disposé horizontalement et parcouru intérieurement par l'eau de refroidissement. La vapeur se condense ainsi au contact extérieur des tubes froids. La vapeur condensée recueillie

dans le puits est aspirée par les pompes d'extraction en vue de son utilisation à nouveau pour l'alimentation de la chaudière.

L'eau de circulation d'un débit suffisant pour la condensation de la vapeur est prise à la mer par l'intermédiaire de deux pompes de circulation qui la refoulent à l'intérieur des tubes du faisceau par l'intermédiaire des deux boîtes à eau d'entrée. Sa température augmente pendant sa traversée du faisceau tubulaire jusqu'à atteindre les deux boîtes à eau de sortie. L'eau retourne ensuite à la mer, via le canal de rejet, en aval de l'endroit où elle a été prélevée.

II.2.3.Éléments constitutifs :

Ce condenseur se compose de deux parties. Une partie, destinée à recevoir la vapeur, constituée d'un corps ou enveloppe en acier, d'une manchette en acier raccordant le corps du condenseur à la bride d'échappement de la turbine et d'un puits situé à la partie inférieure du corps du condenseur pour la récupération de la vapeur condensée. L'autre partie sert à véhiculer l'eau de refroidissement. Elle comprend un faisceau tubulaire, quatre plaques tubulaires (deux à l'entrée et deux à la sortie du condenseur) et quatre boîtes à eau (deux d'entrée et deux de sortie).

II.2.3.1. Corps en acier :

Ce corps abrite le faisceau tubulaire, il est réalisé en tôles d'acier. Il doit résister sans déformations aux effets du vide et des charges d'eau. Il est supporté par des ressorts de suspension qui limitent les efforts (traction ou compression) sur la bride d'échappement de la turbine.

II.2.3.2.Faisceau tubulaire [6] :

Il est conçu de sorte que les pertes de charge des flux de vapeur soient aussi faibles que possible. Pour ce faire, les tubes sont disposés en paquets délimitant de larges saignées (espaces dépourvus de tubes) pour l'accès de la vapeur à toutes les parties du faisceau.

Le trajet de l'eau condensée doit être tel qu'il rejoigne le plus directement possible le bas de condenseur, en baignant au minimum les tubes rencontrés afin de réduire l'épaisseur du film de condensat et donc sa résistance thermique. Ceci est réalisé par la disposition GINABAT, qui consiste à disposer les tubes en quinconce avec une inclinaison des nappes. Le condensat qui s'écoule d'un tube rencontre tangentiellement le tube situé en dessous. Le quart environ du périmètre d'un tube est donc intéressé par l'eau condensée du tube situé au-dessus. De plus, des tôles d'écoulement séparent les épis. Elles empêchent que le condensat d'un épi de tubes ne mouille l'épi adjacent, et le conduisent au bas du condenseur.

II.2.3.3. Boîtes à eau [10] :

Un condenseur possède une ou plusieurs boîtes à eau d'entrée d'eau et également de sortie d'eau. Le nombre de ces boîtes dépend du nombre de passes du fluide de refroidissement. Pour les condenseurs des unités de production puissantes, il est prévu qu'un simple parcours de l'eau sans brassage (à cause des pertes de charge), une boîte à eau d'entrée et une de sortie par moitié du condenseur.

L'eau refoulée dans les conduites d'amenée étant à une vitesse élevée (supérieure à 2.5 m/s), le rôle alors de la boîte d'entrée est de canaliser cette eau et d'en diminuer la vitesse à l'entrée des tubes en vue de réduire les pertes de charge et d'éviter des détériorations par érosion-corrosion. C'est la raison pour laquelle les boîtes à eau sont de forme hémisphérique figure (II-4). Celle de sortie a pour rôle de collecter les différents filets d'eau provenant des tubes du faisceau et de les canaliser vers les conduits de rejet.

L'entrée de l'eau de circulation se fait par la partie inférieure de la boîte ; quant à son refoulement au niveau de la boîte de sortie, il se fait par la partie supérieure, pour permettre un remplissage complet du faisceau tubulaire.

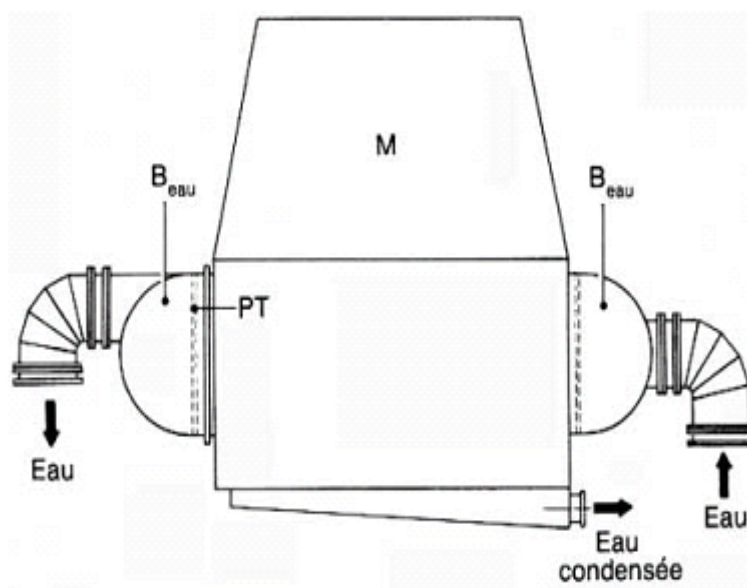


Figure (II-4): Condenseur à boîtes à eau cylindriques [10]

B_{eau} boîte à eau

M manchette d'échauffement

PT plaque tubulaire

II.2.3.4. Dispositifs annexes :

II.2.3.4.a. Circuit de contournement de vapeur :

Lors de la mise à l'arrêt du groupe turbo-alternateur, la vapeur est amenée directement dans le condenseur par une tubulure d'admission soudée à la manchette. Elle est détendue

dans le condenseur par un diaphragme intégré et elle est refroidie par injection de condensat de façon à empêcher tout endommagement des tubes du faisceau.

II.2.3.4.b. Circuit d'injection d'eau d'appoint :

Ce circuit est destiné à compenser les pertes en eau pure (dus essentiellement à l'extraction des incondensables) et en vapeur du cycle pendant la marche de la tranche ou lors de certains incidents.

L'injection s'effectue à partir de deux circuits :

- Le petit appoint : qui compense en continu les pertes, avec de l'eau déminéralisée, mais saturée en oxygène et à une température inférieure à celle régnant dans le condenseur. Cette eau est pulvérisée au contact de la vapeur afin de se réchauffer et de se dégazer.
- Le grand appoint : il se fait au redémarrage de la centrale, après un arrêt nécessitant la reconstitution de l'eau du cycle. Il peut être injecté sans trop d'inconvénients, en partie basse du condenseur.

II.2.3.4.c. Circuit de condensat secondaire :

Les condensats des réchauffeurs sont ramenés au condenseur par l'intermédiaire des ballons d'éclatement des purges.

II.2.3.4.d. installation de mise sous vide :

Lors du démarrage et en cours de service, le condenseur est mis sous vide à l'aide d'éjecteur d'air et de pompe à vide.

II.3. Le vide dans le condenseur :

Le condenseur reçoit non seulement la vapeur humide provenant des derniers étages de la turbine, mais aussi d'inévitables rentrées d'air qui proviennent des imperfections du circuit telles que le manque d'étanchéité dans les endroits de raccord entre l'enveloppe du condenseur et la tubulure d'échappement de la turbine, ainsi qu'à d'autres endroits, par exemple, dans le circuit de vapeur soutirée et de son condensat travaillant sous dépression[2] .

D'autres gaz, par exemple le gaz carbonique et l'ammoniac, peuvent également pénétrer dans le condenseur en quantités dépendant du régime et de la qualité de l'eau.

Étant donné l'introduction de gaz incondensables, la pression régnant au condenseur est égale à la somme des pressions partielles de la vapeur d'eau et des autres gaz. Et d'après la loi de DALTON [2] :

$$P = P_{\text{air}} + P_{\text{vapeur}}$$

La présence des incondensables augmente sensiblement la pression du condenseur ce qui engendre la chute de rendement globale. Il est donc nécessaire d'extraire l'air au moyen d'un appareil de mise sous vide.

II.4.L'importance de vide au condenseur :

La pression et la température à l'échappement turbine sont déterminés par le fonctionnement du condenseur. C'est la température de la source de refroidissement disponible sur le site qui va fixer le "vide" atteignable. (Eau de mer, eau de rivière avec ou sans réfrigérants atmosphériques)

Calcul du gain apporté par l'abaissement de la pression du condenseur [14] :

Chaleur latente de condensation à 100 °C = 2256 kJ/kg

Chaleur latente de condensation à 30 °C = 2431 kJ/kg

Ce qui donne un gain de 175 kJ/kg

Ce gain peut sembler faible mais cela représente 8 % ce qui justifie amplement les efforts pour maintenir la pression et la température au condenseur les plus petites possibles.

II.5.Pression au condenseur :

Le mélange air-vapeur, traverse le faisceau tubulaire à une vitesse peu élevée, la perte de charge qui en résulte est donc faible, ce qui permet de considérer que la pression totale P est sensiblement la même en tout point de condenseur. [6]

$$\text{Log } P = 21.5 - \frac{2976}{T} - 5.262 \text{ Log } T \quad (\text{II-1})$$

Avec T : la température de la vapeur saturée en Kelvin.

P : la pression de la vapeur en bar.

La température dans le condenseur n'est pas uniforme du fait de la variation de celle de l'eau de circulation pendant sa traversée dans le faisceau tubulaire.

Comme la pression partielle de la vapeur varie d'un point à un autre et que la pression totale, P, reste constante donc la pression partielle de l'air est [6] :

— maximale au point le plus froid du condenseur :

$$P = P_{vm} + P_{aM}$$

— minimale au point le plus chaud :

$$P = P_{vM} + P_{am}$$

Ou :

P_{vM} est la pression partielle maximale de la vapeur.

P_{vm} est la pression partielle minimale de la vapeur.

P_{aM} est la pression partielle de l'air maximale.

P_{am} est la pression partielle de l'air minimal.

II.6.Refroidisseurs d'air :

La pression partielle de l'air étant maximale au point le plus froid du condenseur, il est alors avantageux de l'extraire en cet endroit, ce qui permet de réduire son volume ainsi que la

quantité de vapeur entraînée par cet air. Pour cela un point froid est réalisé volontairement en particulierisant certains tubes du faisceau, appelés refroidisseur d'air. Ces tubes, situés dans la partie inférieure du faisceau, sont protégés de la vapeur et du condensat par un caisson, pour leur refroidissement. Le mélange air-vapeur est introduit au bas du caisson pour être dirigé vers la tubulure d'extraction. L'air est ensuite extrait par des éjecteurs (lors du démarrage du condenseur) et par des pompes à vide (condenseur en service). Le nombre de tubes consacrés au refroidissement de l'air est de l'ordre de 1462, soit 10 % du nombre total de tubes.

II.7.Appareils de mise sous vide :

Les appareils de mise sous vide sont les éjecteurs (à vapeur ou à eau) et les pompes à vide. Pour chaque cas, il faudrait distinguer les appareils de mise sous vide rapide et les appareils d'entretien du vide. Au démarrage d'une installation, il s'agit d'abaisser rapidement la pression de l'ensemble, de 1 bar à la pression de service. Cela se fait en deux étapes :

- une mise sous vide par appareil de démarrage jusqu'à 30 % de la pression initiale (1bar) ;
- une mise sous vide finale et un entretien permanent par appareil d'entretien du vide.

II.7.1.Éjecteurs à vapeur :

L'éjecteur est le terme générique qui désigne un appareil à jet capable d'aspirer différents produits : gazeux, liquides et solides. Il permet l'obtention d'une aspiration sans utiliser des pièces mobiles. Il remplace donc les pompes là où des pièces mécaniques en mouvement sont à éviter. Il est particulièrement adapté à l'aspiration de particules de diamètre supérieur à 1,0 μm . [16]

II.7.2.Principe de fonctionnement des éjecteurs à vapeur :

L'éjecteur est un appareil à fonctionnement statique permettant d'obtenir le vide dans une enceinte. Le vide correspond à la pression d'aspiration de la vapeur ou du gaz exigée par les besoins du procédé.

La pression d'aspiration est obtenue grâce aux lois de la thermodynamique et de la mécanique des fluides: un fluide moteur à haut potentiel énergétique est détendu au travers d'une tuyère convergente et divergente et accéléré jusqu'à des vitesses souvent supersoniques.

A la sortie de la tuyère l'énergie potentielle du fluide moteur est transformée en énergie cinétique. A l'entrée du diffuseur le fluide moteur cède une partie de son énergie cinétique au fluide aspiré et le mélange des deux fluides subit une transformation inverse dans laquelle la vitesse est convertie en pression au refoulement du diffuseur.

En résumé, cet appareil permet de comprimer des gaz et des vapeurs (taux de compression optimum : 7 à 8 = rapport de la pression de refoulement à la pression d'aspiration) afin

d'obtenir une pression d'aspiration constante (vide plus ou moins poussé selon les besoins du procédé). [16]

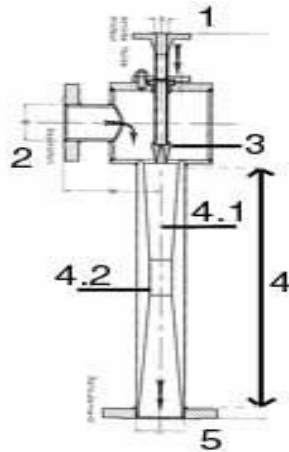


Figure (II-5) : schéma d'un éjecteur [16]

1. Arrivée fluide moteur
2. Mise sous vide – aspiration
3. Tuyère
4. Diffuseur
 - 4.1 Cône de mélange convergent
 - 4.2 Col du diffuseur
5. Refoulement

II.8. Influence du vide dans le condenseur sur le rendement d'une centrale thermique :

La production de l'énergie électrique reste toujours un besoin pour le fonctionnement d'une machine ou d'une entreprise d'un pays. Cette énergie est assurée par les centrales thermiques à gaz ou nucléaires.

Néanmoins, il faut assurer un rendement important afin d'améliorer la rentabilité d'une installation de production. À cet effet, le dégazage du condenseur de la turbine à vapeur dans les centrales thermiques est un facteur très important. [2]

La valeur du vide réalisé dans le condenseur influe considérablement sur l'économie thermique de la centrale. La variation approchée du rendement thermique d'une installation de turbine à vapeur en fonction de la pression finale de vapeur est représentée par la courbe de la figure (II-6).

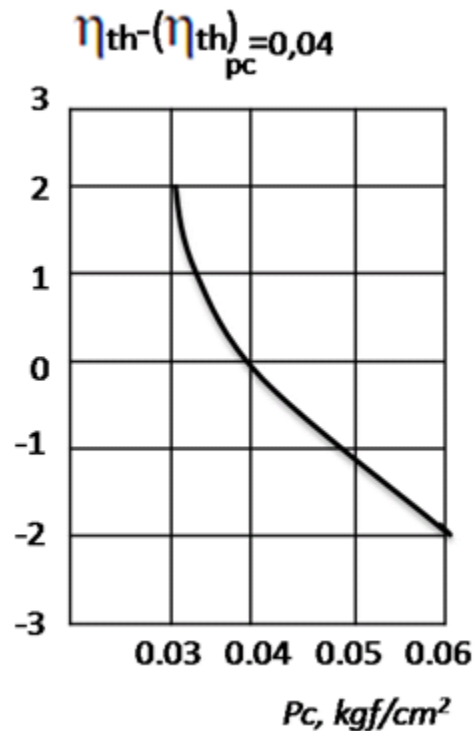


Figure (II-6): Variation du rendement thermique d'une installation de turbine à vapeur en fonction de la pression au condenseur [2]

L'examen de cette courbe montre qu'en réduisant de 0.04 à 0.03 kgf/cm² la pression au condenseur, on peut augmenter de 2 % environ le rendement de l'installation, tandis qu'une augmentation de la pression de 0.04 à 0.05 kgf/cm² entraîne, au contraire, une diminution de plus de 1 % du rendement thermique. [2]

II.9. Conclusion :

Le condenseur joue un rôle très important dans les centrales thermiques, dont le vide augmente la chute d'enthalpie. Il est donc nécessaire d'extraire l'air au moyen d'un appareil de mise sous vide, car la présence des incondensables augmente sensiblement la pression du condenseur ce qui engendre la chute de rendement globale.

CHAPITRE III :

*L'influence des paramètres de
l'eau de mer sur le vide*

La condensation :

III.1. Définition :

La condensation est un processus physique de changement de phase d'un corps pur de l'état vapeur à l'état liquide. Elle se produit lorsque la vapeur se trouve en contact avec un milieu dont la température est inférieure à la température de saturation de la vapeur et s'accompagne d'un dégagement de chaleur important.

III.2. Transmission de chaleur lors de la condensation:

Le transfert de chaleur, aussi bien lors de la condensation de la vapeur à l'état subcritique, en contact avec une paroi à température inférieure à celle de saturation correspondant à la pression de vapeur que lors de l'ébullition d'un liquide, s'accompagne d'un changement de phase de la matière.

De par la formation d'une phase nouvelle sur la paroi dont la masse correspond à la quantité de chaleur condensée, le processus de transfert par convection de la chaleur cédée, définie par la chaleur latente de vaporisation à la paroi est rendu plus compliqué.

Ce type de changement de phase consiste en la formation d'un condensat sur la paroi dont le degré d'extension sur celle-ci définit le type de condensation :

- Condensation en film ou pelliculaire : lorsqu'il se forme sur la paroi un film liquide continu et stable.
- Condensation en gouttes : le condensat ne mouille pas entièrement la surface, mais forme seulement des gouttes, qui nécessitent un agent promoteur. Dans ce cas, une partie seulement de la surface est recouverte de liquide et le coefficient d'échange se trouve plus élevé (environ 5 à 16 fois) que celui de la condensation en film, vu l'importance de la résistance thermique de ce dernier.

Malgré l'échange de chaleur plus important dans la condensation en goutte, dans la pratique, la condensation en film est plus rencontrée. La chaleur libérée par la vapeur transite par conduction à travers l'épaisseur du film vers la paroi puis est transférée à cette dernière par convection. Le coefficient d'échange à la surface de la paroi est d'autant plus grand que l'épaisseur du film est réduite.

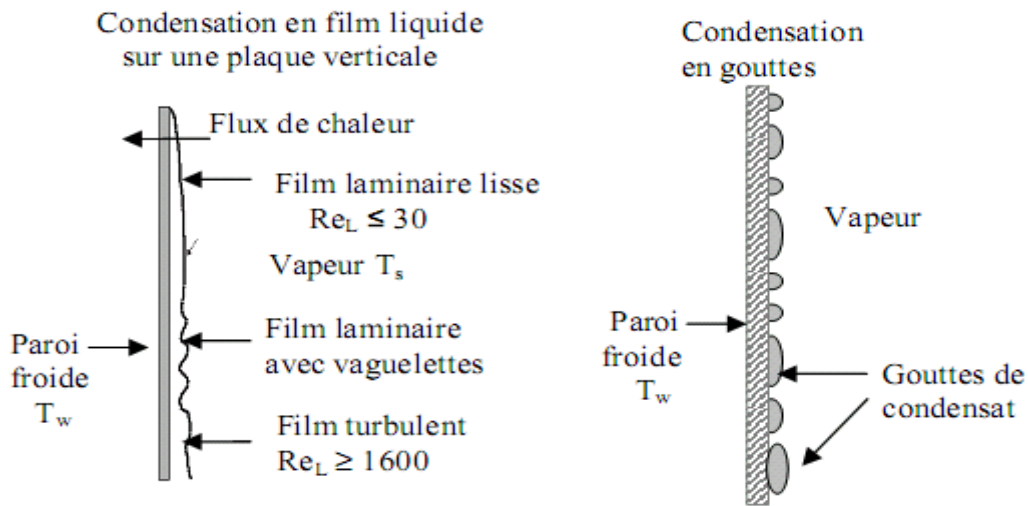


Figure (III-1) : Différents types de condensation [9]

III.3. Condensation en film sur une paroi (théorie de Nusselt) :

En négligeant le sous-refroidissement du film liquide sur la paroi, le flux de chaleur à évacuer de la surface pour condenser une masse m de vapeur pure, saturée, sèche est :

$$\phi = m \cdot L_v \tag{III-1}$$

L_v : la chaleur latente de changement de phase.

En notant :

e_x : l'épaisseur du film liquide à l'abscisse x du sommet de la paroi.

ρ_L : sa masse volumique.

\bar{v} : vitesse moyenne d'écoulement.

L'expression du débit massique de liquide s'écoulant le long de la paroi en supposant égale à l'unité la largeur de la paroi est :

$$\dot{m} = \rho_L (e_x \times 1) \bar{v}$$

D'après la relation de Newton, le flux ϕ s'exprime aussi par :

$$\Phi = h \cdot S_x \cdot (T_L - T_p) \tag{III-2}$$

T_L : température du condensat

Alors on obtient :

$$\Phi = h \cdot S_x \cdot (T_L - T_p) = \rho_L \cdot e_x \cdot \bar{v} \cdot L_v = \dot{m} \cdot L_v \tag{III-3}$$

Ainsi l'évaluation du flux de chaleur transmis à la paroi nécessite la connaissance de la vitesse moyenne \bar{v} du condensat durant son écoulement et de l'épaisseur du film à une distance x du sommet de la paroi où l'expression du coefficient d'échange de chaleur moyen par convection est :

$$h = \frac{1}{x} \int_0^x h_x \cdot dx \tag{III-4}$$

III.4. La condensation sur une surface plane horizontale :

Pour une plaque en position horizontale, l'épaisseur du film de condensat est plus importante au centre de cette plaque que sur les bords.

Pour une plaque plane de largeur ℓ , le coefficient d'échange moyen h peut être évalué à partir de la relation suivante :

$$Nu = 2.43 \cdot \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot L_v \cdot \lambda_l^{-1}}{\mu_l \cdot (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{5}} \cdot F \cdot \left(\frac{\lambda_l \cdot (T_s - T_p)}{\mu_l \cdot L_v} \right) \quad \text{(III-5)}$$

Où F est une fonction donnée par le tableau suivant :

$\frac{\lambda_l \cdot (T_s - T_p)}{\mu_l \cdot L_v}$	0.176	0.381	0.698	2.27	4.08
F	0.329	0.322	0.320	0.285	0.264

Tableau (III-1) : les valeurs de F

III.5. Echange de chaleur dans la condensation en film sur un tube horizontal :

Un tube ou un cylindre horizontal peut être considéré comme une paroi à angle θ variable. Le raisonnement est analogue à celui fait pour la plaque.

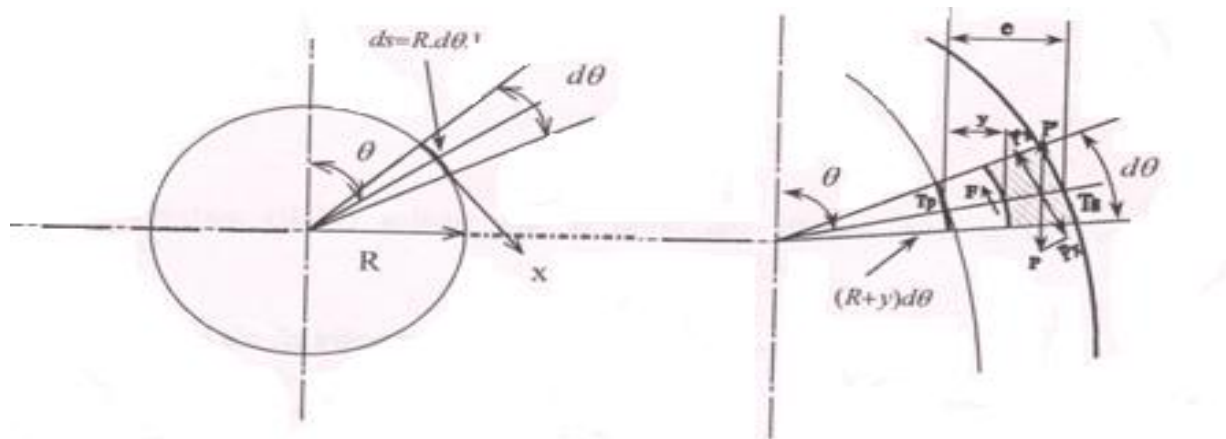


Figure (III-2) : Condensation en film sur la paroi d'un tube lisse horizontal [6]

L'équilibre de la portion de la couche (partie hachurée) conduite à :

$$(\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot (e - y) \cdot (R + y) \sin \theta \cdot d\theta = \mu_l \cdot \frac{dv}{dy} \cdot (R + y) d\theta \quad \text{(III-6)}$$

$$\frac{dv}{dy} = \frac{(\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot (e - y) \cdot \sin \theta}{\mu_l} \quad \text{(III-7)}$$

$$\text{Alors : } v = \frac{(\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot \sin \theta}{\mu_l} \cdot \int_0^y (e - y) dy = \frac{(\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot \sin \theta}{\mu_l} \cdot \left(e \cdot y - \frac{y^2}{2} \right) \quad \text{(III-8)}$$

L'expression de la vitesse moyenne est :

$$v^- = \frac{1}{e} \int_0^e v dy = \frac{(\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot \sin \theta \cdot e^2}{3 \mu_l} \quad \text{(III-9)}$$

Celle de débit massique \dot{m} est :

$$\dot{m} = \rho_L \cdot v^- \cdot S \quad \text{où } S = e \cdot \ell \quad \text{(III-10)}$$

Si la longueur du tube est égale à l'unité alors :

$$\dot{m} = \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_v) \cdot g \cdot \sin \theta \cdot e^3}{3\mu_l} \quad \text{alors : } \frac{d\dot{m}}{d\theta} = \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_v) \cdot g}{3\mu_l} \cdot \frac{d}{d\theta} (e^3 \cdot \sin \theta) \quad \text{(III-11)}$$

De plus, le flux de chaleur reçue par l'élément de surface ds peut s'exprimer par :

$$d\Phi = \frac{\lambda_l \cdot R \cdot d\theta \cdot (T_s - T_p)}{e} = h\theta \cdot R \cdot d\theta \cdot (T_s - T_p) = d\dot{m} \cdot L_v \quad \text{alors:}$$

$$d\dot{m} = \frac{\lambda_l \cdot R \cdot d\theta \cdot (T_s - T_p)}{e \cdot L_v} \quad \text{(III-12)} \quad \text{de plus } h\theta = \frac{\lambda_l}{e} \quad \text{(III-13)}$$

Les équations (III-11) et (III-12) conduisent à :

$$\frac{\rho_L(\rho_L - \rho_v) \cdot g}{3\mu_l} \cdot \frac{d}{d\theta} (e^3 \cdot \sin \theta) \cdot d\theta = \frac{\lambda_l \cdot R \cdot d\theta \cdot (T_s - T_p)}{e \cdot L_v} \quad \text{(III-14)}$$

La résolution de cette équation et la prise en compte la relation (III-13) conduisent à :

$$h = 0.729 \cdot \left[\frac{\lambda_l^3 \cdot L_v \cdot \rho_L(\rho_L - \rho_v) \cdot g}{\mu_l \cdot D \cdot (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{(III-15)}$$

D : représente le diamètre du tube

Remarque : si la condensation se produit sur N tube disposés de sorte que le condensat formé sur un tube s'écoule directement sur le tube qui se trouve au-dessous, le coefficient d'échange pour ce système peut être évalué en remplaçant dans l'expression ci-dessus D par (ND). Comme une certaine turbulence est inévitable dans un système de ce genre cette méthode ne donne que des résultats approchés. L'étude faite par Chen qui suggère que le liquide est sous-refroidi, qu'une condensation supplémentaire se produit sur la couche liquide située entre les tubes, aboutit à l'équation suivante:

$$h = 0.728 \left[1 + 0.2 \frac{C_{p_l}(T_s - T_p)}{L_v} (N-1) \right] \left[\frac{\lambda_l^3 \cdot L_v \cdot \rho_L(\rho_L - \rho_v) \cdot g}{\mu_l \cdot ND \cdot (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \text{(III-16)}$$

Cette relation est en bon accord avec les résultats expérimentaux, pourvu que :

$$\left[(N-1) \frac{C_{p_l}(T_s - T_p)}{L_v} \right] < 2 \quad \text{(III-17)}$$

Les propriétés physiques du film liquide peuvent être rapportées à la température moyenne arithmétique entre la température de la paroi et celle de la vapeur.

III.6. Influence des paramètres de l'eau de mer sur la température de saturation :

III.6.1. L'eau de mer [12] :

L'eau est un composé très abondant dans la nature qui recouvre plus de 70 % de la surface de la terre. On estime qu'il y a sur la planète environ 1.4 Milliard de m^3 d'eau. Cependant, la majeure partie (97 %) de cette eau se présente sous forme d'eau salée dans les mers et les

océans. Compte tenu de sa composition relative stable et du volume énorme qu'elle représente, l'eau de mer constitue une solution électrolytique originale et mérite plus d'attention sur ses propriétés et caractéristiques physicochimiques.

III.6.2. Influence de la température sur les Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer

Dans ce chapitre, on a calculé le condenseur suivant les corrélations simples données par **H.T.El-Dessouky** et **H.M.Ettouney** [3]. Ces corrélations [annexe] donnent les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer et le coefficient de transmission thermique globale k , en ($\text{KJ/m}^2 \text{ s } ^\circ\text{C}$), pour la condensation de vapeur d'eau dans un condenseur refroidi par l'eau de mer :

Incontestablement, les propriétés de l'eau de mer varient en fonction de variation de la température, néanmoins le tableau suivant présente la variation de la conductivité, la chaleur massique à pression constante et la chaleur latente de l'eau de mer en fonction de la température.

Température de l'eau de mer ($^\circ\text{C}$)	Conductivité ($\text{kW/m}^\circ\text{C}$)	C_p ($\text{KJ/Kg}^\circ\text{C}$)	L_v (KJ/Kg)
14	0.4195	4.0123	2468.3883
14.5	0.4205	4.0097	2467.1970
15	0.4214	4.0072	2466.0058
15.5	0.4223	4.0048	2464.8150
16	0.4233	4.0023	2463.6243
16.5	0.4242	3.9999	2462.4339
17	0.4251	3.9974	2461.2436
17.5	0.4261	3.9950	2460.0536
18	0.4270	3.9926	2458.8637
18.5	0.4279	3.9903	2457.6740
19	0.4288	3.9879	2456.4845
19.5	0.4297	3.9855	2455.2951

20	0.4307	3.9832	2454.1058
20.5	0.4316	3.9809	2452.9167
21	0.4325	3.9786	2451.7276
21.5	0.4334	3.9763	2450.5387
22	0.4343	3.9740	2449.3498
22.5	0.4352	3.9718	2448.1610
23	0.4361	3.9695	2446.9723
23.5	0.4370	3.9673	2445.7836

Tableau (III-2): les Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer en fonction de la température

Les résultats du Tableau (III-2) sont présentés dans les figures suivantes

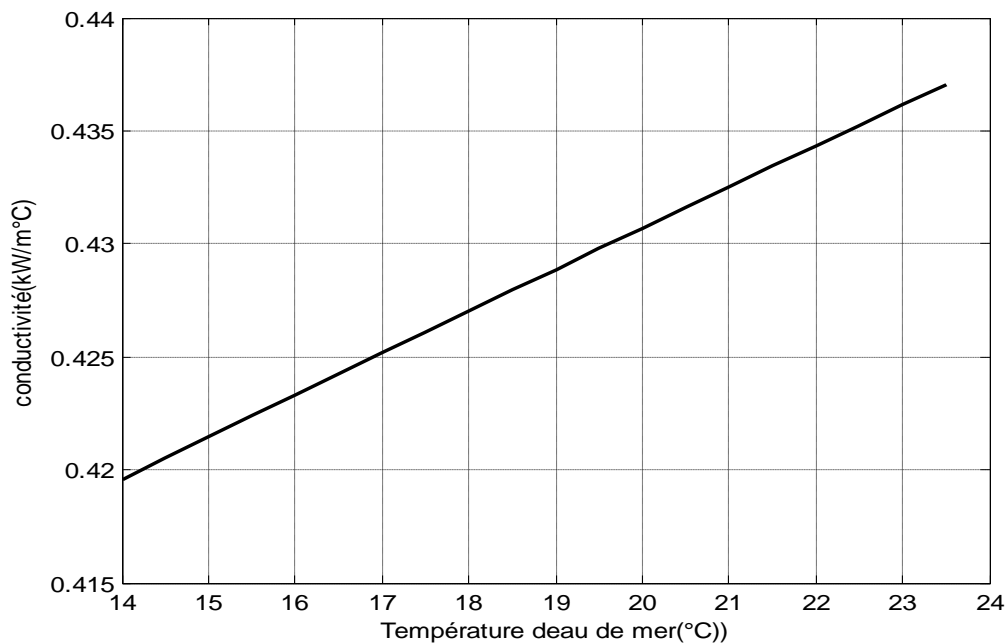


Figure (III-3) : Courbe de la conductivité en fonction de la température d'eau de mer

La figure (III-3) montre la variation de la conductivité thermique de l'eau de mer pour différentes valeurs de température, d'après la figure on constate que la conductivité thermique de l'eau de mer est directement proportionnelle à la température. Avec l'augmentation de la température de 14 °C à 23 °C on a une augmentation de la conductivité de 0.4195 (kW/m°C) à 0.4361 (kW/m°C)

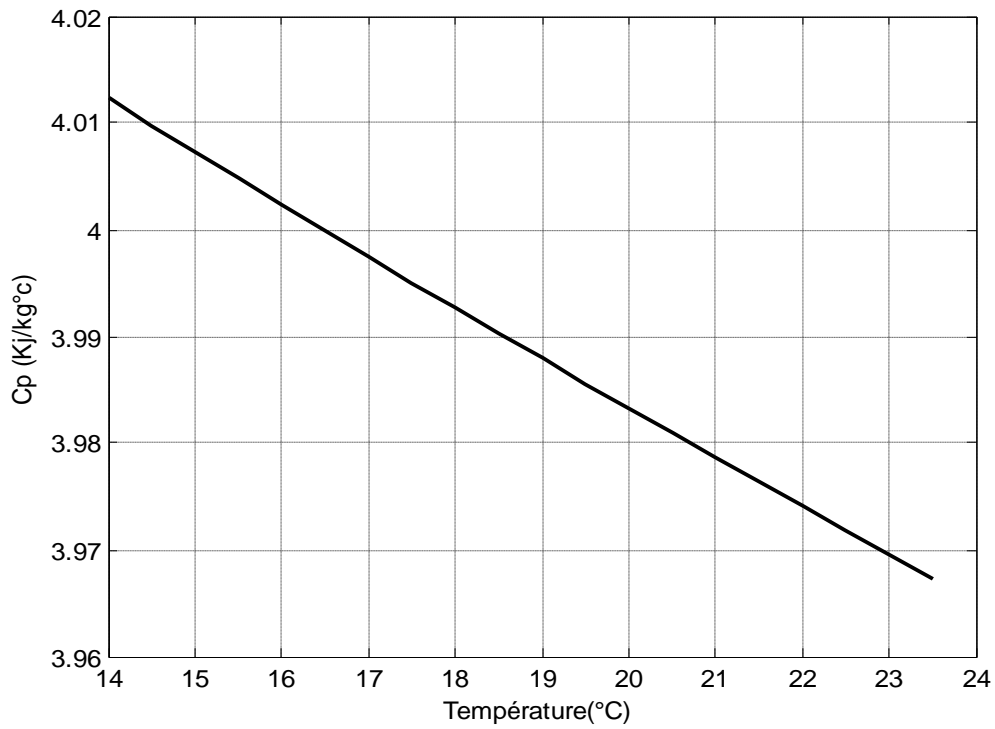
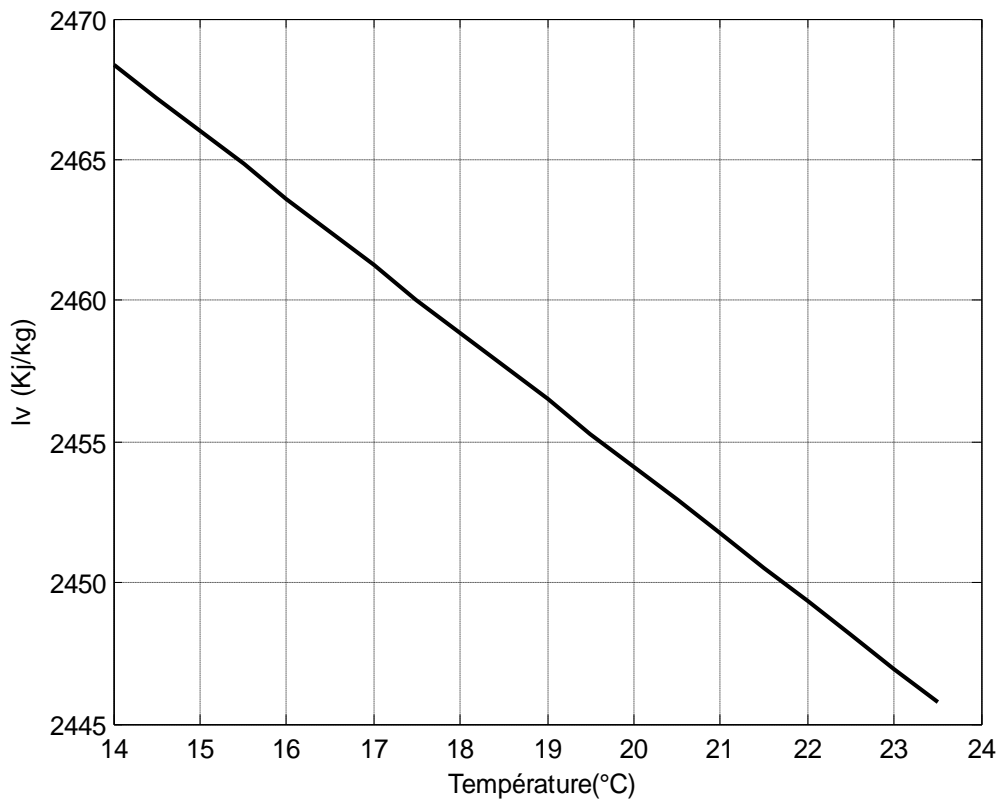


Figure (III-4) : Courbe de chaleur massique à pression constante en fonction de la température d'eau de mer



Figure(III-5) : Courbe de la chaleur latente en fonction de la température d'eau de mer

D'après la figure (III-4), on constate que La chaleur massique à pression constante de l'eau de mer (C_p) est inversement proportionnelle à la température. On observe une diminution de la chaleur massique à pression constante (C_p) de 4.0023 (KJ/Kg°C) à 3.9673 (KJ/Kg°C) lorsque la température varie de 16 °C à 23.5 °C.

La figure (III-5) montre la variation de la chaleur latente de l'eau de mer en fonction de la température. D'après la figure on constate que la chaleur latente de l'eau de mer varie inversement avec la température, dont une augmentation de la température de 14 °C à 23 °C provoque une diminution de la chaleur latente de 2468.3883 (KJ/Kg) à 2446.9723 (KJ/Kg).

III.6.3. Influence de température sur le coefficient d'échange thermique globale (K) :

D'après **H.T.El-Dessouky** et **H.M .Ettouney** [3], le coefficient d'échange thermique global k , en (KJ/m² s °C), pour la condensation de vapeur d'eau dans un condenseur refroidi par l'eau de mer est :

$$K=1,7194+3,2063 \cdot 10^{-3} \cdot T_v+1,5971 \cdot 10^{-5} \cdot T_v^2 -1,9918 \cdot 10^{-7} \cdot T_v^3$$

ET: $T_v=T_b - BPE$

Avec:

T_v =Température de vapeur

T_b = Température d'ébullition

BPE= élévation du point d'ébullition

Avec : $BPE = AX + BX^2 + CX^3$

$$A = (8.325 \times 10^{-2} + 1.883 \times 10^{-4} T + 4.02 \times 10^{-6} T^2)$$

$$B = (-7.625 \times 10^{-4} + 9.02 \times 10^{-5} T - 5.2 \times 10^{-7} T^2)$$

$$C = (1.522 \times 10^{-4} - 3 \times 10^{-6} T - 3 \times 10^{-8} T^2)$$

Avec:

T: la température de l'eau de mer

X : la salinité de l'eau de mer

Les résultats sont regroupés dans le tableau suivant :

Température de l'eau de mer (°C)	K (KJ/m ² s °C)
14	1.8894
14.5	1.8954
15	1.9013
15.5	1.9071

16	1.9128
16.5	1.9184
17	1.9238
17.5	1.9292
18	1.9344
18.5	1.9395
19	1.9444
19.5	1.9492
20	1.9538
20.5	1.9583
21	1.9626
21.5	1.9667
22	1.9706
22.5	1.9743
23	1.9779
23.5	1.9812

Tableau (III-3): le coefficient d'échange thermique global (K) en fonction de la température

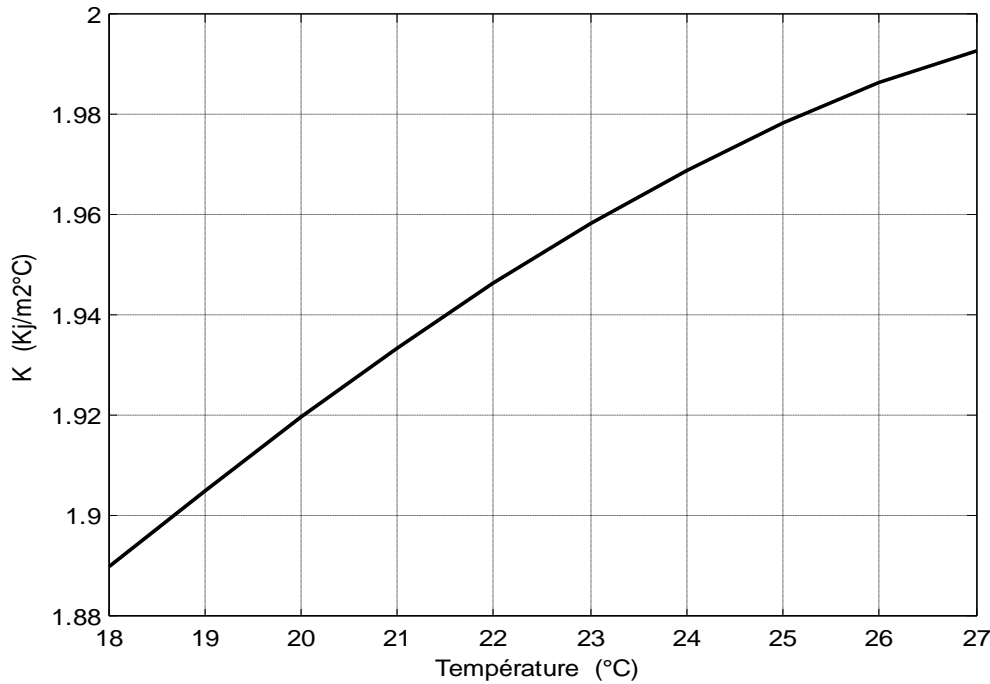


Figure (III-6) : Courbe du coefficient d'échange globale en fonction de température de l'eau de mer

La figure (III-6) présente la variation du coefficient d'échange en fonction de température de l'eau de mer. D'après la figure on constate que le coefficient d'échange global augmente avec l'augmentation de la température de l'eau de mer, dont une augmentation de 14 °C à 23 °C provoque une augmentation du coefficient d'échange globale de 1.8894 (KJ/m² s °C) à 1.9779 (KJ/m² s °C). Cette augmentation de K est expliquée par l'augmentation de la conductivité thermique de l'eau de mer.

III.6.4. Influence de température de l'eau de mer sur la température de saturation :

La température de saturation varie sensiblement avec la variation de la température de l'eau de mer selon la relation [1]:

$$\varphi = kS \Delta T_{LM} \tag{III-18}$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_f - T_e}{\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f}} \tag{III-19}$$

$$\varphi = C_p \cdot q_{mer} \cdot (T_f - T_e) \Rightarrow T_f - T_e = \frac{\varphi}{C_p \cdot q_{mer}} \tag{III-20}$$

D après la relation:(III-17) $\Rightarrow \Delta T_{LM} = \frac{\varphi}{K S}$ (III-21)

Donc:

$$\frac{\varphi}{KS} = \frac{T_f - T_e}{\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f}} \quad \text{(III-22)}$$

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} = \frac{(T_f - T_e)KS}{\varphi} \quad \text{avec : } (T_f - T_e) = \frac{\varphi}{C_p q_{\text{mer}}} \quad \text{(III-23)}$$

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} = \frac{\varphi KS}{C_p q_{\text{mer}}} \quad \text{(III-24)}$$

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} = \frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}} \quad \text{(III-25)}$$

$$\frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} = e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}} \quad \text{(III-26)}$$

$$T_s - T_e = (T_s - T_f) e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}} \quad \text{(III-27)}$$

$$T_s - T_e = (T_s - T_e + T_e - T_f) e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}} \quad \text{(III-28)}$$

$$T_s - T_e = (T_s - T_e - \frac{\varphi}{C_p q_{\text{mer}}}) e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}} \quad \text{(III-29)}$$

$$(T_s - T_e) (1 - e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}}) = \frac{-\varphi e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}}}{C_p q_{\text{mer}}} \quad \text{(III-30)}$$

$$T_s - T_e = \frac{\varphi e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}}}{C_p q_{\text{mer}} (e^{\frac{KS}{C_p q_{\text{mer}}}} - 1)} \quad \text{[2]} \quad \text{(III-31)}$$

Où

T_e : Température d'entrée d'eau de mer

T_s : Température de saturation de la vapeur

T_f : Température de sortie de l'eau de mer du condenseur

q_{mer} : débit de l'eau de circulation (eau de mer)

S : surface d'échange

K : coefficient d'échange de chaleur

Surface d'échange (par rapport au diamètre extérieur des tubes)	10 101 m ²
Diamètre des tubes	19 mm
Epaisseur des tubes	0.7 mm
Matériau des tubes	Titane
Vitesse d'eau dans les tubes	1.8 m/s
Vitesse maximale admissible de l'eau dans les tubes	2.5 m/s

Tableau (III-4) : caractéristiques du condenseur de la centrale de Cap-Djinet [13]

Les résultats sont regroupés dans le tableau suivant :

Température de l'eau de mer (°C)	K (KJ/m ² s °C)	Température de saturation (°C)
14	1.8894	29.9055
14.5	1.8954	30.3653
15	1.9013	30.8259
15.5	1.9071	31.2873
16	1.9128	31.7495
16.5	1.9184	32.2126
17	1.9238	32.6765
17.5	1.9292	33.1414
18	1.9344	33.6072
18.5	1.9395	34.0740
19	1.9444	34.5417
19.5	1.9492	35.0104
20	1.9538	35.4801
20.5	1.9583	35.9508
21	1.9626	36.4226
21.5	1.9667	36.8955
22	1.9706	37.3695
22.5	1.9743	37.8446
23	1.9779	38.3208
23.5	1.9812	38.7983

Tableau (III-5): Température de saturation en fonction de la température de l'eau de mer

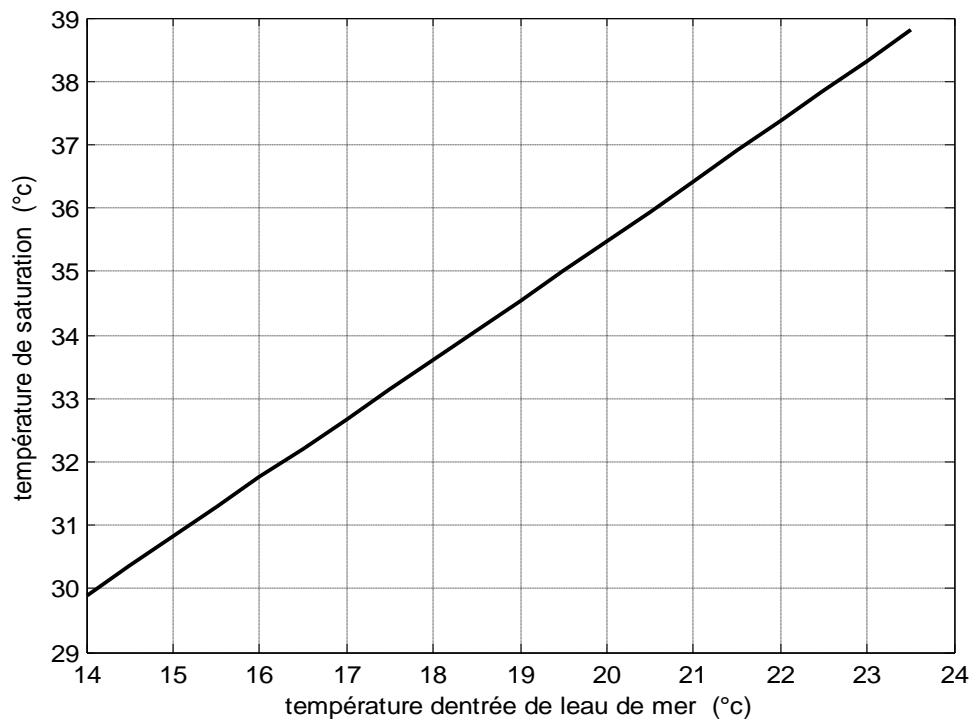


Figure (III-7) : Courbe de température de saturation en fonction de température de l'eau de mer

D'après la figure (III-7) on constate que la température de saturation augmente avec l'augmentation de la température de l'eau de mer, dont une augmentation de 14 °C à 20 °C provoque une augmentation de la température de saturation de 8.57 °C, et elle continue d'augmenter jusqu'à 38.798 °C lorsque la température de l'eau de mer égal 23.5 °C.

III.6.5. Influence du débit de l'eau de mer sur la température de saturation :

La température de saturation varie en fonction de variation de débit de l'eau de mer suivant la relation (III-31), néanmoins le tableau suivant présente la variation de la température de saturation en fonction de débit de l'eau de mer.

débit de l'eau de mer (Kg/s)	K (KJ/m ² s °C)	Température de saturation (°C)
6800	1.9485	34.2400
6850	1.9530	34.1766
6900	1.9573	34.1148
6950	1.9614	34.0546
7000	1.9653	33.9962

7050	1.9691	33.9394
7100	1.9727	33.8844
7150	1.9761	33.8310
7200	1.9793	33.7793

Tableau (III-6):Température de saturation en fonction du débit de l'eau de mer

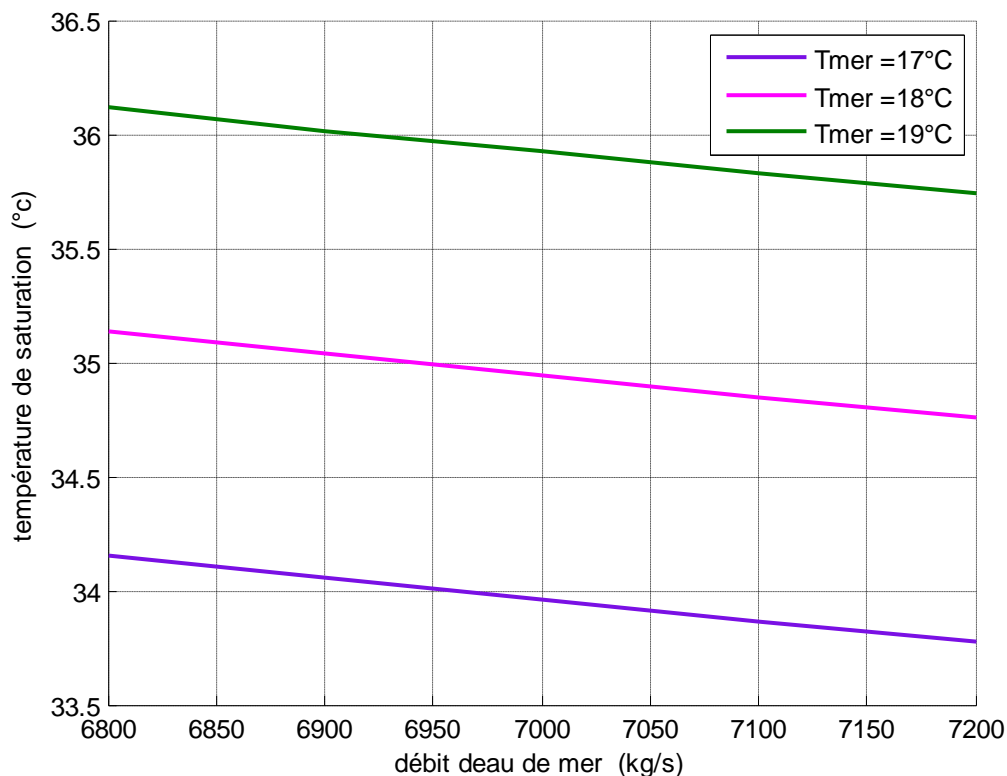


Figure (III-8): Courbes de température de saturation en fonction du débit d'eau de mer

La température de saturation est inversement proportionnelle au débit de l'eau de mer d'après le figure (III-8) cette augmentation du débit de l'eau de refroidissement de 6800(kg/s) à7000 (kg/s) provoque une diminution de la température du saturation de 34.240 °C jusqu'à 33.996 °C, et la température de saturation de diminuer jusqu'à 33.779 °C lorsque le débit de l'eau de mer égal 7200(Kg/s) et température de l'eau de mer = 17)°C.

III.7. L'encrassement [11] :

III.7.1.Définition :

L'encrassement peut être défini comme le dépôt de matière ou de substances non désirées sur les surfaces d'échange. Ce dépôt, qui évolue dans le temps, oppose une résistance supplémentaire à l'échange thermique entre les fluides et la paroi qui les sépare, provoquant

ainsi une diminution de la puissance thermique de l'échangeur. Il existe plusieurs types d'encrassement :

- **L'encrassement particulaire** : La plupart des fluides industriels transportent des matières inorganiques en suspension. Le dépôt, inévitable, d'une partie de ces particules sur la surface d'échange puis leur accumulation, crée l'encrassement particulaire.

- **L'entartrage** : Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin (croûte calcaire) à partir d'une solution liquide et qui apparaît dans les échangeurs où circule de l'eau à une température élevée.

- **L'encrassement biologique** : Il est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange. Il peut être causé par trois grands types de micro-organisme : les bactéries, les algues et les champignons.

Ce type d'encrassement est particulièrement observé dans les tubes d'échangeur où l'eau de mer est utilisée comme fluide réfrigérant tel que le condenseur de la centrale de Cap Djinet. Celui-ci est plus sensible à ce type d'encrassement du fait que, contrairement aux tubes à base de cuivre, les tubes en titane ne sont pas toxiques pour les micro-organismes (dû à l'absence de produit de corrosion), ce qui les rend plus sujets à l'encrassement biologique.

- La corrosion : L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de cette réaction se déposent et créent ainsi l'encrassement.

III.7.2. Notions fondamentales concernant l'encrassement :

III.7.2.1. Résistance d'encrassement :

Le coefficient global de transfert thermique K d'un échangeur comporte cinq termes relatifs aux résistances rencontrées de part et d'autre de la paroi et qui sont responsables de l'écart de température entre les deux fluides [11] :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_e} + \frac{S_e}{S_i} \frac{1}{h_i} + R_p \frac{S_e}{S_m} + R_e + \frac{S_e}{S_i} R_i$$

Les trois premiers termes de cette expression représentent la résistance globale de l'échangeur propre: $\frac{1}{K_0}$. [11]

Le rapport $\frac{S_e}{S_i}$ représente la correction de surface nécessaire pour rapporter à la surface extérieure, les résistances élémentaires (dans le cas d'un cylindre, $\frac{S_e}{S_i}$ est le rapport des diamètres)

III.7.2.2. Phases d'apparition et de développement de l'encrassement :

En général cinq phases sont considérées dans l'apparition et le développement de l'encrassement :

- **Initiation** : Cette phase correspond au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.

- **Transport des particules en suspension dans le fluide jusqu'au voisinage de la paroi** : Ce transport peut être mécanique, dû à l'impact des particules sur un obstacle, diffusif par mouvement turbulent ou bien généré par champs de force intérieur thermique ou électrique. Dans de nombreux cas, ces différents mécanismes peuvent coexister.

- **Adhésion des particules** : Toutes les particules amenées au voisinage de la paroi n'adhèrent pas obligatoirement sur celle-ci. Les phénomènes sont essentiellement contrôlés par les forces d'adhésion et de cohésion du dépôt.

- **Réentraînement des particules déposées** : Certaines des particules déposées peuvent être réentraînées sous forme d'agglomérats arrachés à la couche de dépôt sous l'action des forces aérodynamiques.

- **Vieillessement du dépôt** : Il s'agit d'un changement de structure chimique ou cristalline du dépôt, il y a alors diminution des forces d'adhésion du dépôt qui peut être arraché sous l'action des forces aérodynamiques.

Le mécanisme de réentraînement est un équilibre entre les forces de cisaillement à la paroi et les forces d'adhésion du dépôt sur la surface.

III.7.3. Conséquence pratique :

Il existe actuellement dans l'industrie, différentes attitudes face aux problèmes d'encrassement des échangeurs. L'attitude à adopter se détermine par des considérations techniques et économiques, mais dans tous les cas, l'encrassement doit être pris en compte, d'abord lors du dimensionnement de l'échangeur puis lors de son exploitation.

III.7.3.1. Dimensionnement de l'échangeur :

Les résistances d'encrassement entraîne un surdimensionnement de l'échangeur par rapport à celui effectué dans les conditions de fonctionnement propre.

En effet un échangeur de puissance Φ , l'équation de base est :

$$\Phi = K_0 S_0 \Delta T_{LM} \quad (1)$$

Dans les conditions encrassantes, cette expression devient :

$$\Phi = K S_d \Delta T_{LM} \quad (2)$$

Avec :

S_0 : la surface d'échange de l'échangeur propre.

S_d : la surface d'échange lorsque la résistance d'encrassement est prise en compte.

K : le coefficient d'échange en conditions encrassantes, il peut être exprimé sous la forme [11] :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_0} + R \quad (3)$$

Des équations (1) et (2) il est obtenu :

$$K_0 \cdot S_0 = K \cdot S_d \quad (4)$$

En remplaçant K par son expression, donnée par la relation (3) l'équation (4) devient [11]

$$K_0 \cdot S_0 = \frac{1}{\frac{1}{K_0} + R} \cdot S_d$$

$$\frac{S_d}{S_0} - 1 = K_0 \cdot R$$

Cette dernière équation est représentée graphiquement sur la figure où il est remarqué que l'influence de l'encrassement est d'autant plus importante que le coefficient d'échange global K_0 est élevé

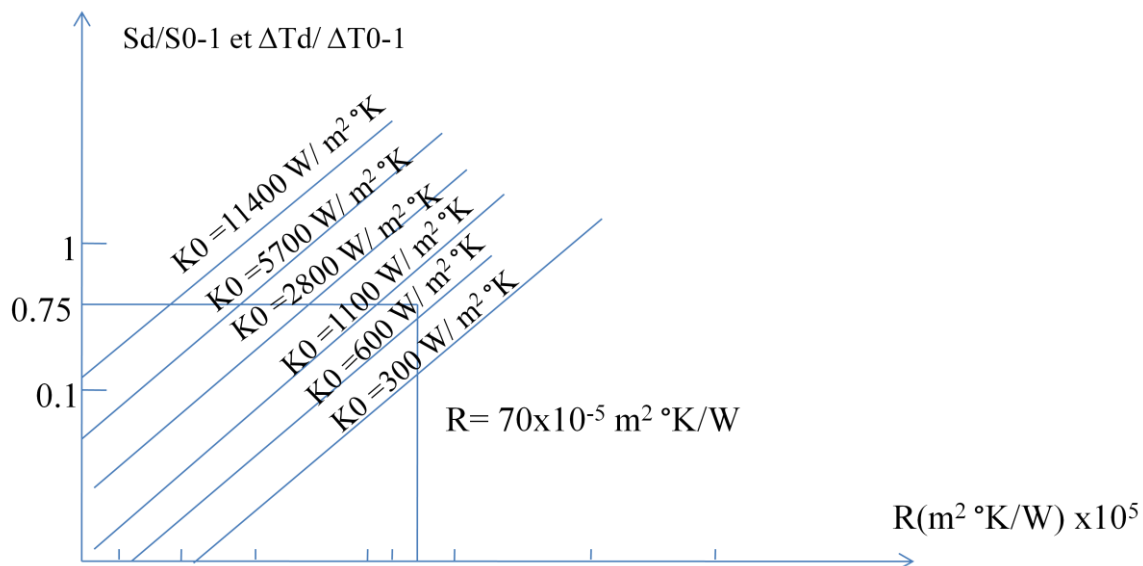


Figure (III-9): Influence de la résistance d'encrassement sur le dimensionnement de la surface d'échange [11].

III.7.4. Paramètres physiques permettant de réduire la tendance à l'encrassement :

Il y a un certain nombre de paramètres qu'il est possible de tenter d'ajuster pour réduire la tendance à l'encrassement, il s'agit notamment :

- d'empêcher la formation de zones stagnantes (zones où les vitesses de circulation sont faibles), qui favorisent les dépôts d'encrassement.
- D'augmenter le plus possible la vitesse de circulation du fluide dans les tubes de l'échangeur. Ce qui diminuera l'importance du dépôt de matières encrassantes et de favoriser le réentraînement de celle-ci. Bien entendu, la vitesse retenue reste limitée par les contraintes de perte de charge et les risques d'érosion – corrosion.

- D'utiliser des surfaces d'échanges peu rugueuses. En effet, les surfaces rugueuses ont tendance à favoriser les dépôts, particulièrement lors de la phase d'initiation de l'encrassement. Par contre, par la suite, le dépôt modifie la rugosité de la surface et ce n'est plus la rugosité initiale qui contrôle le phénomène, mais celle du dépôt.
- De limiter la corrosion des matériaux constituant la surface d'échange. La méthode la plus radicale est celle qui consiste à utiliser des matériaux présentant une bonne tenue à la corrosion, tels que : les alliages cuivreux à base de nickel ou de préférence le titane.

III.8. Nettoyage en continu des condenseurs :

Les procédés mécaniques de prévention de l'encrassement pendant le fonctionnement de l'échangeur peuvent améliorer de façon significative les performances de l'appareil, et permettent d'augmenter le temps de service entre deux arrêts maintenance.

III.8.1. Appareils de nettoyage :

Les appareils de nettoyage font partie du matériel auxiliaire indispensable au fonctionnement du condenseur. Un condenseur étant refroidi à l'eau brute (mer, rivière, etc.), les tubes subissent toujours, à plus ou moins longue échéance, un encrassement qui, par diminution du coefficient de transmission thermique, finit par empêcher la transmission de toutes les calories, compte tenu de la surface installée. Il est donc indispensable de nettoyer les tubes des condenseurs. Cela se fait en général par deux méthodes [10] :

— pour les petits condenseurs, le nettoyage se fait manuellement ; on place dans chaque tube de petits bouchons que l'on propulse à l'aide d'un pistolet à air comprimé.

— pour les gros condenseurs, le système précédent devenant rapidement long et fastidieux dès que le nombre de tubes atteint quelques dizaines de milliers, on installe de plus en plus des systèmes de nettoyage continus. Ce système consiste à brancher sur le circuit d'eau de réfrigération un circuit annexe en parallèle (Figure III-10) où circulent de petites boules de caoutchouc enrobé qui, du fait de la perte de charge dans les tubes, se répartissent entre tous les tubes et les traversent de manière continue, les nettoyant au passage. À la sortie, une grille récupère les boules qui sont réinjectées dans le circuit d'entrée.

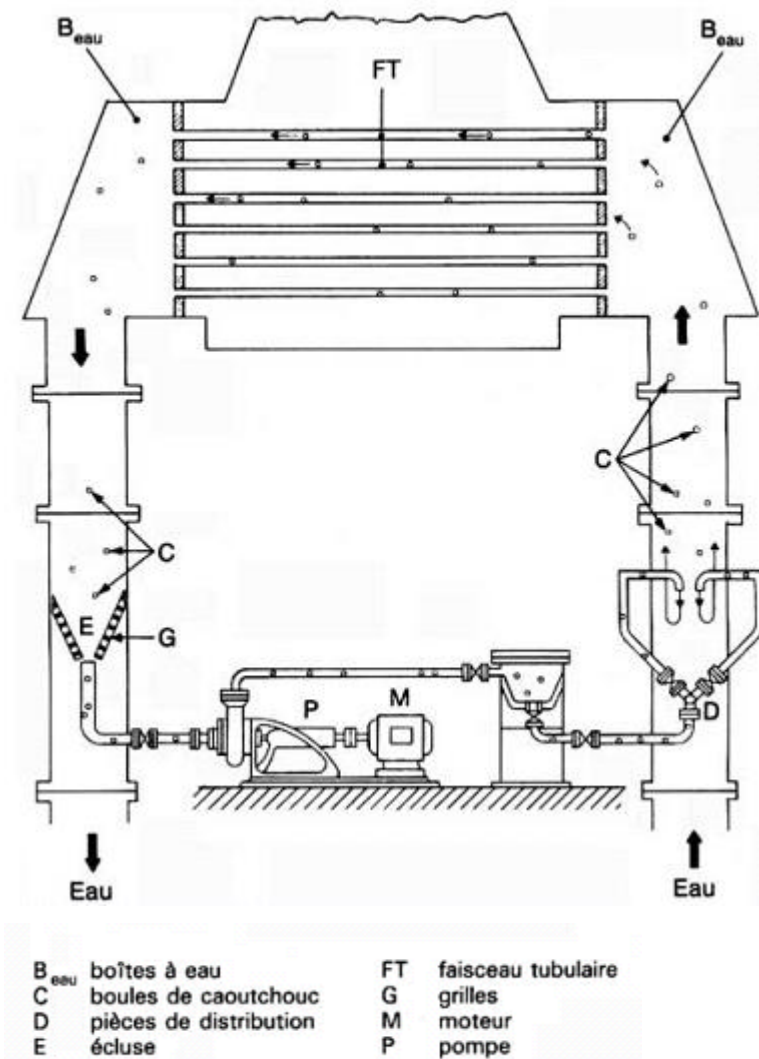


Figure (III-10): Fonctionnement d'un dispositif de nettoyage continu [10]

III.9. Conclusion :

Les paramètres de l'eau de mer (la température et le débit) ont une influence importante sur la température de saturation, plus le débit de l'eau de mer important et la température faible, plus la température de saturation faible. Une augmentation du coefficient d'échange peut être obtenue par le nettoyage continu des tubes du condenseur.

CHAPITRE IV :

*L'influence de la
température de saturation
sur le rendement de la
centrale*

Présentation de la centrale :

IV.1.Introduction :

La centrale de Cap-Djinet est composée de quatre tranches de production avec un fonctionnement de 24h/24h, chaque deux blocs ont une salle de commande commune, la puissance produite par une tranche est de 176MW pour une charge de 100 %, qui est la puissance nominale aux bornes de l'alternateur. La tension nominale délivrée est de 15,5KV, l'intensité du courant est de 8195A. A travers un transformateur, elle alimente le réseau de tension 220KV avec une fréquence de 50 Hz. [13]

Le principal combustible utilisé dans la chaudière de la centrale de cap Djinet est le gaz naturel de HASSI R' MEL acheminé par gazoduc arrive avec une pression de 60 bars à un débit de 160000 m³/h est détendu jusqu'à 6 bars, le fuel sous produit de raffinerie est le carburant secondaire stocké dans deux grands réservoirs de 10 000 m³.

La centrale thermique de Cap Djinet est composée de plusieurs organes importants qui influent directement sur le rendement thermique global de la centrale, ces organes sont [13] :

- La turbine
- La chaudière
- Le condenseur
- Les éjecteurs de vapeur
- Les pompes d'extraction et d'alimentation
- Les réchauffeurs

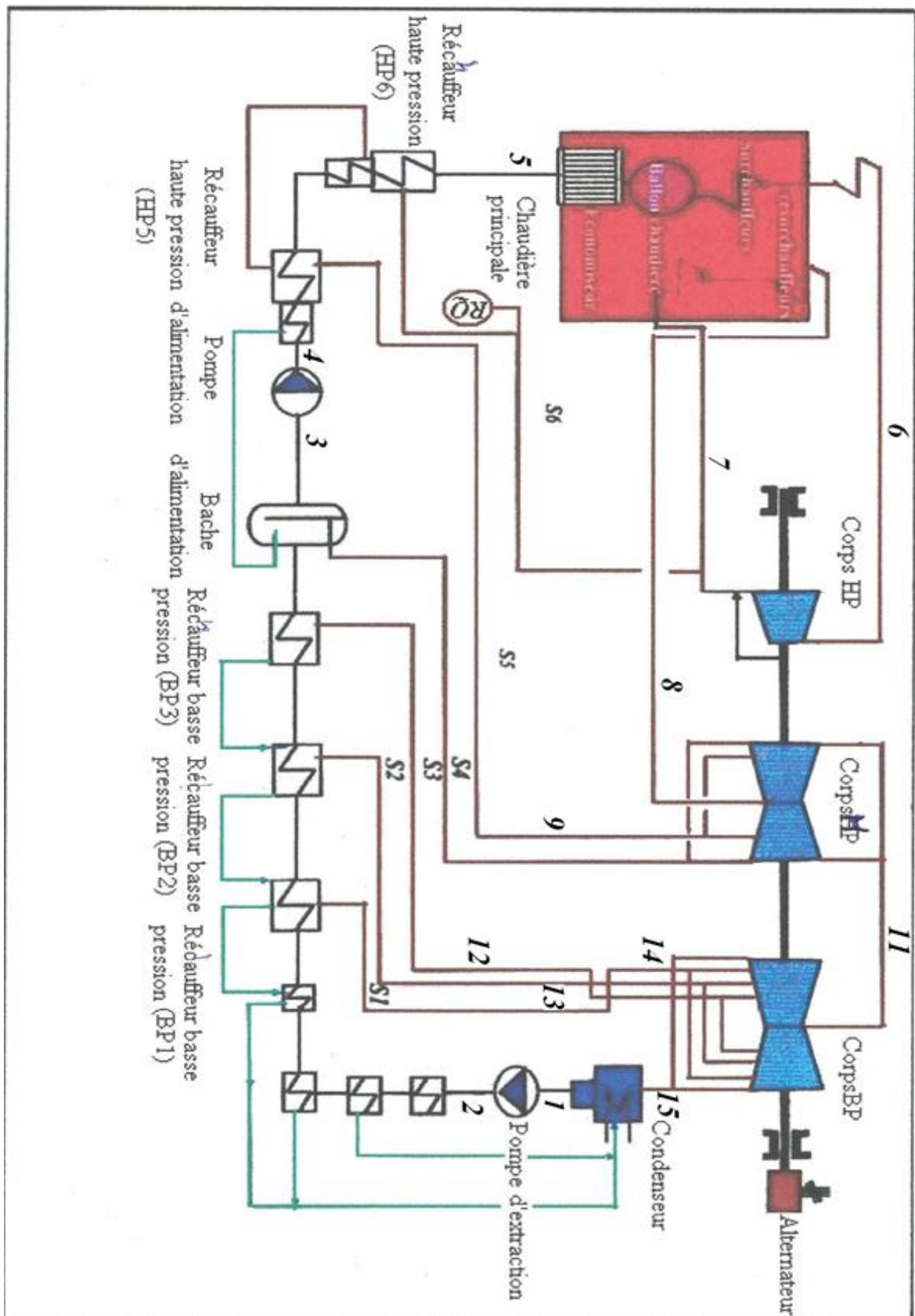


Figure (VI-1) : Schéma descriptif du cycle eau vapeur de la centrale thermique de Cap Djinet [8]

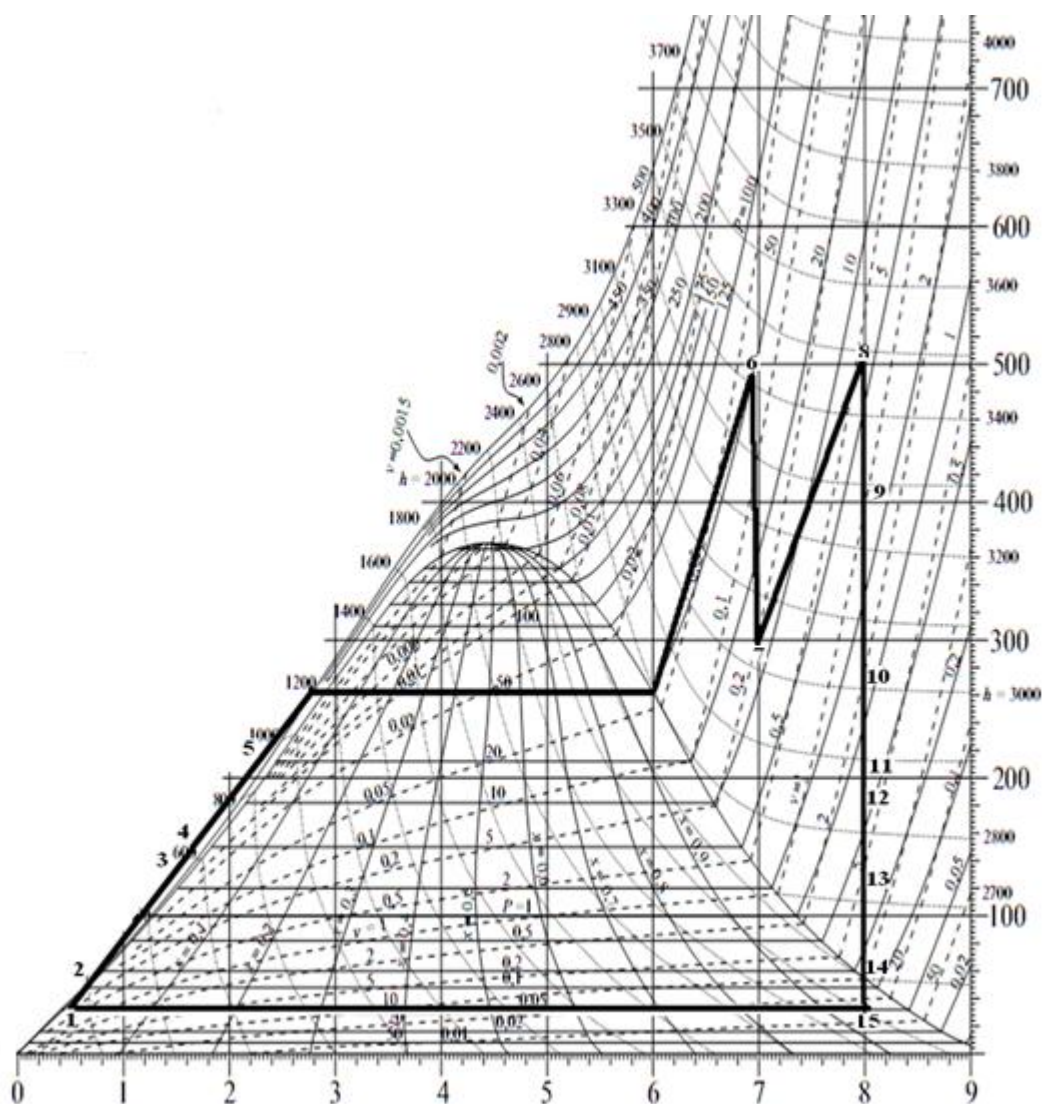


Figure (IV-2) Diagramme (T.S)

IV.2. Calcul du rendement avec une température de saturation $T_s = 29\text{ }^\circ\text{C}$

IV.2.1. Introduction :

Le dégazage du condenseur est assuré par des éjecteurs de vapeur, qui sont alimentés par des soutirages de la turbine afin de les mettre en service et en fonctionnement continu. Le fonctionnement en deux éjecteurs présente un vide très poussé par rapport à celle d'un seul éjecteur, de même que les valeurs de la température de condensation. Une température de condensation très basse signifie que l'énergie évacuée au milieu extérieur diminue, ce qui augmente le rendement global du central.

Points	T (°C)	P (bars)	h (KJ/Kg)
1	29	0.0402	121.573
2	31.98	19.9	135.839
3	133.53	3.5	561.425
4	137.1	165	578.515
5	230	160	993.218
6	541.7	140.2	3436.76
7	331	27.45	3076.373
8	529	25	3526.74
9	422	13.48	3305.656
10	284.1	3.7	3034.766
11	191	3.7	3034.766
12	184.1	1.52	2854.808
13	85.67	0.558	2653.234
14	49.2	0.116	2590.707
15	29	0.0402	2554.245

Tableau (IV-1) : la pression et l'enthalpie pour $T_s = 29\text{ °C}$

Le débit de fonctionnement est $q_{mg} = 104.717 \text{ kg/s}$

Les débits des fuites sont :

À l'entrée de HP

$$q_{fe1} = 0.49 \text{ kg/s}$$

$$q_{fe2} = 0.147 \text{ kg/s}$$

$$q_{fe3} = 0.006 \text{ kg/s}$$

$$q' = 3.199 \text{ kg/s}$$

À la sortie de HP

$$q_{fs1} = 0.49 \text{ kg/s}$$

$$q_{fs2} = 0.112 \text{ kg/s}$$

$$q_{fs3} = 0.005 \text{ kg/s}$$

À la sortie de MP

$$q_{fs1} = 0.295 \text{ kg/s}$$

$$q_{fs2} = 0.024 \text{ kg/s}$$

$$q_{fs3} = 0.391 \text{ kg/s}$$

$$q_{fs4} = 0.032 \text{ kg/s}$$

À la sortie de BP

$$q_{fs} = 0.044 \text{ kg/s}$$

Le débit qui entre au corps BP

$$q_{eb} = 0.22 \text{ kg/s}$$

Le débit qui entre au condenseur

$$q_{ec} = 0.097 \text{ kg/s}$$

Les débits des soutirages

$$q_{s1} = 0.1241 \text{ kg/s}$$

$$q_{s2} = 4.433 \text{ kg/s}$$

$$q_{s3} = 4.104 \text{ kg/s}$$

$$q_{s4} = 4.888 \text{ kg/s}$$

$$q_{s5} = 6.949 \text{ kg/s}$$

$$q_{s6} = 8.789 \text{ kg/s}$$

Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière :

$$Q_{ch} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + q_6)\right)$$

$$Q_{ch} = (3436.76 - 993.218) + (3526.74 - 3076.373) \left(1 - \frac{1}{104.717} (1.25 + 8.789)\right)$$

$$Q_{ch} = 2616.64 \text{ KW}$$

Calcul du travail des pompes :

$$w_{pnet} = w_{p1}/\eta_{ex} + w_{p2}/\eta_{al}$$

P1 : la pompe d'extraction

P2 : la pompe d'alimentation

$$w_{p1} = \dot{v} \Delta p_2^1$$

$$\text{Avec : } \dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\Rightarrow w_{p1} = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \Delta p_2^1 = \frac{104.717}{1000} \cdot (19.9 - 0.0402) = 2.0796$$

$$w_{p1} = 2.0796 \text{ KW}$$

$$w_{p2} = 578.515 - 561.425$$

$$w_{p2} = 17.09 \text{ KW}$$

$$w_{pnet} = w_{p1}/\eta_{ex} + w_{p2}/\eta_{al}$$

$$w_{pnet} = 2.0796/0.71 + 17.09/0.77 = 2.93 + 22.19$$

$$w_{pnet} = 25.12 \text{ KW}$$

Calcul du travail de turbine :

$$w_T = w_{HP} + w_{MP} + w_{BP}$$

$$w_{HP} = (h_6 - h_7) \left(1 - \frac{1}{qmg} (q_{fe1} + q_{fe2} + q_{fe3} + q')\right)$$

$$w_{HP} = 347.05 \text{ KW}$$

$$w_{MP} = \Delta h_9^8 \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + q_{s6})\right) + \Delta h_{10}^9 \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + q_{s6} + q_{s5})\right) + \Delta h_{11}^{10} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + q_{s6} + q_{s5} + q_{s4})\right)$$

$$w_{MP} = 199.86 + 230.89 = 430.1 \text{ KW}$$

$$w_{BP} = \Delta h_{12}^{11} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{13}^{12} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{14}^{13} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s2} + q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{15}^{14} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s1} + q_{s2} + q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right)$$

$$w_{BP} = 141.45 + 154.405 + 45.27 + 36.46 = 377.58$$

$$w_{BP} = 377.58 \text{ KW}$$

$$w_T = w_{HP} + w_{MP} + w_{BP}$$

$$w_T = 347.05 + 430.12 + 377.59 = 1154.76 \text{ KW}$$

IV.2.2. Calcul du rendement thermique de la centrale :

On a :

Le rendement mécanique de la turbine $\eta_T = 0.98$

Le rendement de la chaudière $\eta_{ch} = 0.87$

$$\eta = \frac{\eta_T w_T - w_p}{Q_{ch} / \eta_{ch}}$$

$$\eta = \frac{0.98 \times 1154.76 - 25.12}{2616.64 / 0.87} = 0.3679$$

$$\eta = 36.79 \%$$

IV.3. Calcul du rendement avec température de saturation $T_s = 32 \text{ °C}$

Avec $T_s = 32 \text{ °C}$

La température à l'entrée du condenseur $T_1 = 32 \text{ °C}$

Donc :

$$p_1 = 0.0477 \text{ (bar)} \text{ et } h_1 = 134.119 \text{ (KJ/Kg)}$$

La température à la sortie du condenseur $T_{15} = 32 \text{ °C}$

$$p_{15} = 0.0477 \text{ (bar)} \text{ et } h_{15} = 2559.664 \text{ (KJ/Kg)}$$

on a :

$$w_{p1} = \dot{v} \Delta p_2^1$$

$$\text{Avec : } \dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\Rightarrow w_{p1} = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \Delta p_2^1 = \frac{104.717}{1000} \cdot (19.9 - 0.0477) = 2.0788$$

$$w_{p1} = 2.0788 \text{ KW}$$

$$w_{pnet} = w_{p1}/\eta_{ex} + w_{p2}/\eta_{al}$$

$$w_{pnet} = 2.0788/0.71 + 17.09/0.77 = 2.93 + 22.19$$

$$w_{pnet} = 25.12 \text{ KW}$$

$$w_{BP} = \Delta h_{12}^{11} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{13}^{12} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{14}^{13} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s2} + q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{15}^{14} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s1} + q_{s2} + q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right)$$

$$w_{BP} = 141.45 + 154.405 + 45.27 + 22.41 = 363.53 \text{ KW}$$

$$w_T = 347.05 + 430.12 + 363.53 = 1140.7 \text{ KW}$$

Calcul du rendement thermique de la centrale :

$$\eta = \frac{0.98 \times 1140.7 - 25.12}{2616.64/0.87} = 0.3633$$

$$\eta = 36.33 \%$$

IV.4. Calcul du rendement avec température de saturation $T_s = 35 \text{ °C}$

Avec $T_s = 35 \text{ °C}$

La température à l'entrée du condenseur $T_1 = 35 \text{ °C}$

Donc :

$$p_1 = 0.0564 \text{ (bar)} \text{ et } h_1 = 146.662 \text{ (KJ/Kg)}$$

La température à la sortie du condenseur $T_{15} = 35 \text{ °C}$

$$p_{15}=0.0564(\text{bar}) \text{ et } h_{15}=2565.074 \text{ (KJ/Kg)}$$

Donc :

$$w_{p1} = \dot{v} \Delta p_2^1$$

$$\text{Avec : } \dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\Rightarrow w_{p1} = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \Delta p_2^1 = \frac{104.717}{1000} \cdot (19.9 - 0.0564) = 2.0779$$

$$w_{p1} = 2.0779 \text{ KW}$$

$$w_{pnet} = w_{p1}/\eta_{ex} + w_{p2}/\eta_{al}$$

$$w_{pnet} = 2.0779/0.71 + 17.09/0.77 = 2.92 + 22.19$$

$$w_{pnet} = 25.11 \text{ KW}$$

$$w_{BP} = \Delta h_{12}^{11} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{13}^{12} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{14}^{13} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s2} + q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right) + \Delta h_{15}^{14} \left(1 - \frac{1}{qmg} (\sum q_{fHP} + \sum q_{fMP} + \sum q_{s1} + q_{s2} + q_{s3} + q_{s4} + q_{s5} + q_{s6} - q_{eb})\right)$$

$$w_{BP} = 141.45 + 154.405 + 45.27 + 18.51 = 359.63 \text{ KW}$$

$$w_T = 347.05 + 430.12 + 359.63 = 1136.8 \text{ KW}$$

Calcul du rendement thermique de la centrale :

$$\eta = \frac{0.98 \times 1136.8 - 25.11}{2616.64 / 0.87} = 0.3621$$

$$\eta = 36.21 \%$$

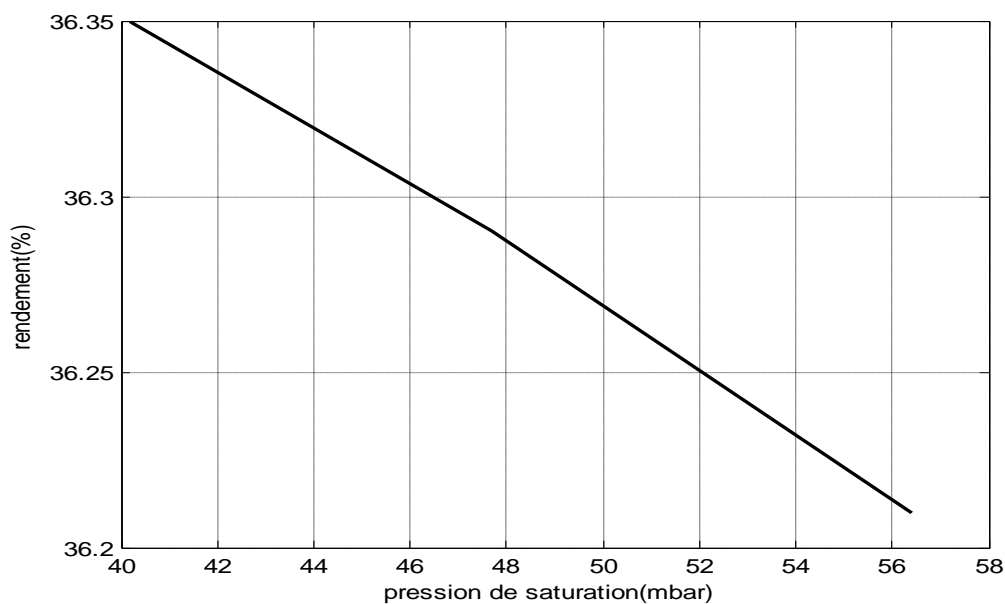


Figure (IV-3) : Courbe de rendement en fonction de pression de saturation

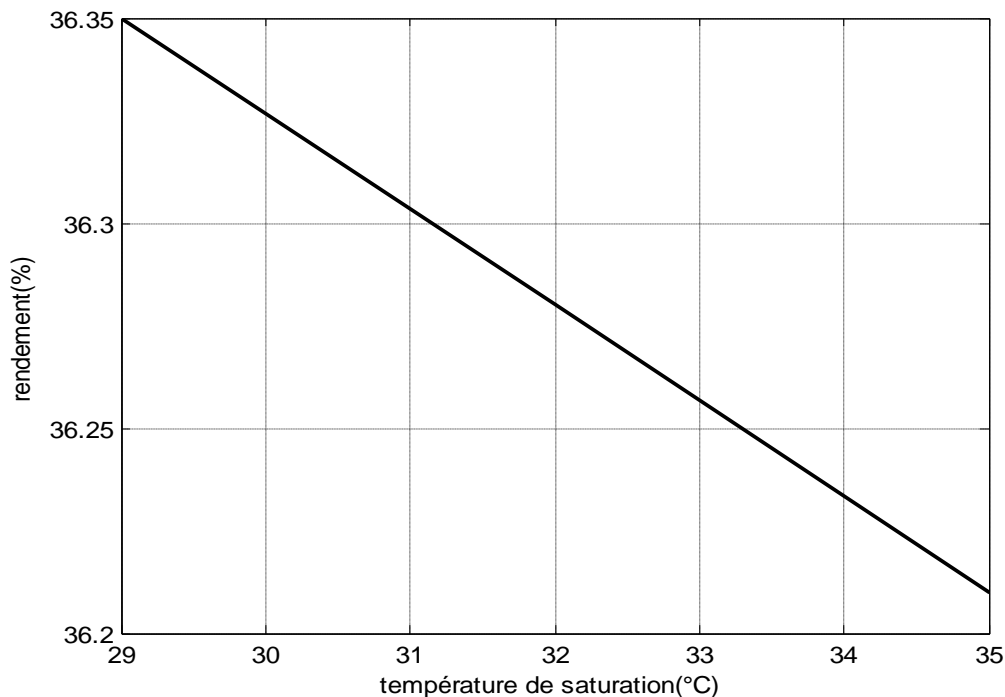


Figure (IV-4) : Courbe du rendement en fonction de température de saturation

La valeur du vide réalisé dans le condenseur (pression de saturation) influe considérablement sur l'économie de la centrale. La figure (IV-3) montre qu'en réduisant de 0.0564 bar à 0.0402bar la pression au condenseur (pression de saturation), on peut augmenter de 0.58 % le rendement de l'installation, tandis qu'une augmentation de la pression de saturation de 0.0477 bar à 0.564bar entraîne, au contraire, une diminution de 0.12 % du rendement de la centrale.

IV.5.Conclusion :

La diminution de la température de saturation a une influence remarquable sur l'économie du central. D'après les résultats obtenus dans ce chapitre on a vu que plus la température de saturation est faible, plus l'économie de l'installation est grande. Parce que si la température de saturation augmente il faut une surface d'échange importante dans le condenseur pour la diminuer, ce qui signifie un grand débit. Cela résulte en une augmentation de la consommation de l'énergie électrique nécessaire à l'entraînement des pompes de circulation.

CHAPITRE V :

Etude économique

V.1.Introduction :

Le principal combustible utilisé dans la centrale de cap Djinet est le gaz naturel de HASSI R'MEL acheminé par gazoduc arrive avec une pression de 60 bars à un débit de 160000 m³/h est détendu jusqu'à 6 bars, le coût du gaz représente 90 % des charges de la centrale [13], une dégradation du rendement à un impact direct sur les dépenses annuel.

V.2.Caractéristiques physiques et chimiques du gaz :

Les caractéristiques chimiques du gaz sont :

Constituants		Pourcentage moléculaire
Hélium	Hé	0.19
Azote	N ₂	5.85
Dioxyde de carbone	CO ₂	0.21
Méthane	CH ₄	83.5
Ethane	C ₂ H ₆	6.9
Propane	C ₃ H ₈	2.10
Isobutane	iC ₄ H ₁₀	0.35

Tableau (V-1) : Les caractéristiques chimiques du gaz

Les caractéristiques physiques du gaz sont :

- Pouvoir calorifique inférieur PCI = 35195,6 KJ/m³ pour (T=15 °C et P=1bar)
- Pouvoir calorifique supérieur PCS = 39208,4 KJ/m³ pour (T=15 °C et P=1bar)
- Rapport de chaleur spécifique à pression constante et à volume constant Cp/Cv=1, 26

V.3.Le coût de gaz annuel :

La centrale de Cap-Djinet est composée de quatre tranches de production (ng) avec un fonctionnement (nh) de 24h/24h, et 365 jours par an (nj). La puissance produite par une tranche est de 176 MW pour une charge de 100 %, qui est la puissance nominale aux bornes de l'alternateur. [13]

Donc le coût de gaz annuel (cg) est :

$$cg = (ng). (ch). (nh). (nj). (pé)$$

Avec :

(ng) : représente le nombre de groupe dans la centrale de Cap-Djinet, dont elle est composée de quatre tranches identiques de production

(ch) = 2.5 th : consommation de chaleur pour produire 1Kwh.

1th = 106 cal.

(nh) : représente nombre des heures par jour

nh = 24

(nj) : représente le nombre des jours par an.

$$N_j = 365$$

(pé) : représente la puissance électrique moyenne fournie par groupe.

Donc :

$$\text{Le coût de gaz annuel (cg)} = 2.5 \times 4 \times 120000 \times 365 \times 24 = 10512.10^6$$

$$cg = 10512.10^6$$

Le prix de la thermie-gaz (pt) étant :

$$pt = 0.1451 \text{ DA/th}$$

V.4.L'impact de variation de la température de saturation sur l'énergie produite :

V.4.1.L'énergie produite par le centrale avec la température de saturation $T_s=29^\circ\text{C}$

$$\eta_1 = \frac{\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur}}{\text{pertes}}$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = \eta_1 \cdot \text{pertes}$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = 0.3679 \cdot 2616.64 = 962.662$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = 962.662 \text{ KJ/Kg}$$

V.4.2.L'énergie produite par le centrale avec la température de saturation $T_s=32^\circ\text{C}$

$$\eta_2 = \frac{\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur}}{\text{pertes}}$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = \eta_2 \cdot \text{pertes}$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = 0.3633 \cdot 2616.64 = 950.625$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = 950.625 \text{ KJ/Kg}$$

V.4.3.L'énergie produite par le centrale avec la température de saturation $T_s=35^\circ\text{C}$

$$\eta_3 = \frac{\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur}}{\text{pertes}}$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = \eta_3 \cdot \text{pertes}$$

$$\text{Gain net apporté par le groupe turboalternateur} = 0.3621 \cdot 2616.64 = 947.485$$

$$\text{Gains nets apportés par le groupe turboalternateur} = 947.485 \text{ KJ/Kg}$$

V.5 Calcule les pertes du central dû à la variation de la température de saturation :

V.5.1.Les pertes dû à la variation de la température de saturation de 29°C à 32°C :

Lorsque la température de saturation égal à 29°C le rendement du central est 36.76 %, et

lorsque la température de saturation égal à 32°C le rendement du central est 36.33 %.

Donc, les pertes = $(\eta_1 - \eta_2) \cdot (cg) \cdot (pt)$

$$\Rightarrow \text{les pertes} = (36.76 - 36.33) / 100 \cdot 10512.10^6 \cdot 0.1451 = 6558752.16$$

$$\text{Les pertes} = 6558752.16 \text{ DA/an}$$

V.5.1. Les pertes dû à la variation de la température de saturation de 29 °C à 35 °C :

Lorsque la température de saturation égal à 29 °C le rendement du central est 36.76 %, et lorsque la température de saturation égal à 35 °C le rendement du central est 36.21 %.

Donc, les pertes = $(\eta_1 - \eta_3) \cdot (cg) \cdot (pt)$

$$\Rightarrow \text{les pertes} = (36.76 - 36.21) / 100 \cdot 10512 \cdot 10^6 \cdot 0.1451 = 8389101.6$$

Les pertes = 8389101.6 DA/an

V.6. Conclusion :

La température de saturation au condenseur joue un rôle très important pour améliorer le rendement global, et minimiser la consommation des carburants, et surtout minimiser le coût de vaporisation de l'eau de circulation.

INTRODUCTION
GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

La production d'électricité, qu'elle soit assurée par un ou plusieurs centrales utilisant de l'énergie renouvelable ou conventionnelle, reste l'un des plus importants segments dans l'architecture globale du secteur électrique. En Algérie, l'énergie électrique produite, principalement, à partir du gaz naturel. La part de la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les 96 %, le reste des énergies employées se répartit entre le gasoil dans les centrales diesel et l'eau dans les centrales hydroélectriques

L'énergie électrique reste toujours un besoin primordial pour le fonctionnement d'une machine ou d'une entreprise d'un pays. Cette énergie est assurée par les centrales thermiques à gaz ou nucléaires. Néanmoins, il faut assurer un rendement important afin d'améliorer la rentabilité d'une installation de production. [2]

La détente dans les turbines à vapeur joue un rôle très important pour améliorer le rendement global et minimiser la consommation des carburants. Cette détente est assurée par des condenseurs pour condenser la vapeur et des éjecteurs pour créer le vide et aspirer les incondensables dans le condenseur. [2]

Le travail que nous avons réalisé consiste à montrer l'influence de la pression dans le condenseur sur le rendement de la centrale de Cap-Djinet. Pour cela on va voir l'influence des paramètres de l'eau de refroidissement sur la pression de condenseur.

Le mémoire présenté comporte cinq chapitres structurés comme suit :

Chapitre I la première partie traite de la théorie des installations motrices à vapeur. La deuxième partie de ce chapitre présente une recherche bibliographique qui est basée sur des travaux antérieurs sur les turbines à vapeur.

Chapitre II a pour objet de présenter le vide du condenseur.

Chapitre III est consacré à la présentation et l'interprétation des résultats obtenus sur influence des paramètres de l'eau de mer sur le vide dans le condenseur.

Chapitre IV est consacré au calcul des rendements

Chapitre V est réservé à l'étude économique, et une conclusion générale clôture ce mémoire mettant en valeur les différentes méthodes pour améliorer l'efficacité de fonctionnement de la centrale.

Références bibliographiques

- [1] : M.HAMZAOUI, M.BALISTROU , M.HACHEMI, «Etude unidimensionnel d'un éjecteur de dégazage et de mise sous vide dans les condenseurs des centrales de production de l'électricité », communication, laboratoire énergétique, mécanique et ingénieries (LEMI) université de Boumerdès 2011
- [2]: Technique soviétique, «Les centrales nucléaires», deuxième édition, édition mir Moscou.1983
- [3]: H.T.El-Dessouky et H.M .Ettouney, «Fundamentals of Salt Water Desalination», ELSEVIER 2002
- [4] : Lucien Vivier, «Turbine à vapeur à gaz », Edition Albain Michel. Paris 1965.
- [5] : Cour, département aéronautique de l'université de Blida, 2010.
- [6] : F.ayad, R.hassani, «Etude du condenseur de la centrale thermique de Cap-Djinet», Mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou 2009, 108 pages.
- [7] : K. Lekadir, A. Kherkhour, «Etude d'une turbine à vapeur à action», Mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou 2000, 63 pages.
- [8] : Baouane Taous, Aissiouene Kaissa , «Analyse et amélioration des performances d'une unité de dessalement MSF par soutirage de vapeur auxiliaire », Mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou 2008, 59 pages.
- [9] : MEROUANI Lazhar, «Etude des transferts de chaleur et de masse lors de la condensation en film liquide», Thèse Doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2011, 148 pages.
- [10] : William LÉVY, « Condenseurs par surface dans les centrales thermiques», Techniques deL'ingénieur. B1540.
- [11] : C.Duffau, J.M.Grillot, J.M.Navarro, R.Vidil, «L'encrassement dans les échangeurs», Greth, réédition février 1991.
- [12] : Olivier le Calvé, «propriétés physiques du milieu marin», institut des sciences de l'ingénieur de Toulon et du Var.

- [13] : KWU : Service de formation professionnelle, fichier de la centrale thermique de Cap-Djinet, Numéro d'enregistrement 5525.
- [14] : Encyclopédie Universalis 2012
- [15] : Extrait de, «Systèmes Energétiques», tome 2, Presses de l'Ecole des Mines de Paris.
- [16] : Site web www.concepticam.com , Janvier 2012.
- [17] : Site web www.electrabel.com , télécharger 2004

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXE

Annexe

Les corrélations pour les propriétés thermodynamique de l'eau de mer :

La chaleur spécifique à pression constante de L'eau de mer est donnée par la corrélation suivante :

$$C_p = (A + BT + CT^2 + DT^3) 10^{-3}$$

Les variables A, B, C et D sont évalués en fonction de la salinité de l'eau comme suit:

$$A = 4206.8 - 6.6197 X + 1.2288 \times 10^{-2} X^2$$

$$B = -1.1262 + 5.4178 \times 10^{-2} X - 2.2719 \times 10^{-4} X^2$$

$$C = 1.2026 \times 10^{-2} - 5.3566 \times 10^{-4} X + 1.8906 \times 10^{-6} X^2$$

$$D = 6.8777 \times 10^{-7} + 1.517 \times 10^{-6} X - 4.4268 \times 10^{-9} X^2$$

Où C_p en kJ/kg °C, T en ° C, et X est la salinité de l'eau en gm/kg d'eau de mer

T (°C)	Salinity ppm						
	10000	20000	30000	40000	50000	60000	70000
10	4.14	4.078	4.022	3.968	3.916	3.866	3.818
15	4.13	4.078	4.023	3.971	3.92	3.871	3.824
20	4.13	4.078	4.025	3.973	3.923	3.875	3.829
25	4.13	4.078	4.026	3.976	3.927	3.879	3.834
30	4.13	4.078	4.027	3.978	3.93	3.883	3.838
35	4.13	4.078	4.029	3.98	3.933	3.887	3.842
40	4.13	4.079	4.03	3.982	3.935	3.89	3.845
45	4.13	4.08	4.032	3.984	3.938	3.893	3.849
50	4.13	4.082	4.033	3.986	3.94	3.895	3.851
55	4.13	4.083	4.035	3.989	3.943	3.898	3.854
60	4.13	4.085	4.038	3.991	3.945	3.901	3.857
65	4.14	4.087	4.04	3.994	3.948	3.903	3.86
70	4.14	4.09	4.043	3.997	3.951	3.906	3.862
75	4.14	4.093	4.046	4	3.954	3.909	3.865
80	4.15	4.097	4.05	4.003	3.957	3.912	3.868
85	4.15	4.101	4.053	4.007	3.961	3.915	3.871
90	4.15	4.105	4.058	4.011	3.964	3.919	3.874
95	4.16	4.11	4.062	4.015	3.969	3.923	3.878
100	4.17	4.116	4.068	4.02	3.973	3.927	3.882
105	4.17	4.122	4.073	4.025	3.978	3.932	3.887
110	4.18	4.129	4.08	4.031	3.984	3.937	3.892

La conductivité thermique de L'eau de mer est donnée par :

$$\text{Log}_{10}(k) = \text{Log}_{10}(240 + AX) + 0.434 [2.3 - (343.5 + BX / T + 273.15)] [1 - (T + 273.15 / 647.3 + CX)]^{1/3}$$

Où k est la conductivité thermique en W/m°C, X est la salinité en gm/kg d'eau, T est la température en °C. Les constantes A, B, et C sont égaux à 2×10^{-4} , 3.7×10^{-2} , et 3×10^{-2} , respectivement.

T (°C)	Salinity (gm/kg)						
	10	20	30	40	50	60	70
10	0.5877	0.5872	0.5866	0.586	0.5855	0.5849	0.5844
15	0.5955	0.595	0.5944	0.5939	0.5933	0.5928	0.5922
20	0.603	0.6024	0.6019	0.6013	0.6008	0.6003	0.5997
25	0.61	0.6095	0.609	0.6084	0.6079	0.6074	0.6068
30	0.6168	0.6162	0.6157	0.6152	0.6147	0.6141	0.6136
35	0.6231	0.6226	0.6221	0.6216	0.621	0.6205	0.62
40	0.6291	0.6286	0.6281	0.6276	0.6271	0.6266	0.6261
45	0.6347	0.6343	0.6338	0.6333	0.6328	0.6323	0.6318
50	0.6401	0.6396	0.6391	0.6386	0.6381	0.6377	0.6372
55	0.645	0.6446	0.6441	0.6436	0.6432	0.6427	0.6422
60	0.6497	0.6492	0.6488	0.6483	0.6478	0.6474	0.6469
65	0.654	0.6535	0.6531	0.6527	0.6522	0.6518	0.6513
70	0.658	0.6575	0.6571	0.6567	0.6563	0.6558	0.6554
75	0.6616	0.6612	0.6608	0.6604	0.66	0.6596	0.6591
80	0.665	0.6646	0.6642	0.6638	0.6634	0.663	0.6626
85	0.6681	0.6677	0.6673	0.6669	0.6665	0.6661	0.6657
90	0.6708	0.6704	0.6701	0.6697	0.6693	0.6689	0.6686
95	0.6733	0.6729	0.6725	0.6722	0.6718	0.6715	0.6711
100	0.6754	0.6751	0.6747	0.6744	0.674	0.6737	0.6733
105	0.6773	0.677	0.6766	0.6763	0.676	0.6756	0.6753
110	0.6789	0.6786	0.6783	0.6779	0.6776	0.6773	0.677

La corrélation pour enthalpie de l'eau liquide saturée est donnée par :

$$H = -0.033635409 + 4.207557011 T - 6.200339 \times 10^{-4} T^2 + 4.459374 \times 10^{-6} T^3$$

T est la température en °C et H est l'enthalpie en kJ/kg.

T (°C)	Calculated Enthalpy (kJ/kg)	Enthalpy from Steam Tables (kJ/kg)	Percentage Error
5	20.98921	20.98	0.043881
10	41.98439	41.99	0.013359
15	62.98526	62.98	0.039278
20	83.90517	83.94	0.041498
25	104.8374	104.87	0.031042
30	125.7554	125.77	0.011571
35	146.6625	146.66	0.001714
40	167.562	167.54	0.013126
45	188.4572	188.42	0.019755
50	209.3516	209.31	0.019852
55	230.2483	230.2	0.020993
60	251.1509	251.11	0.016283
65	272.0626	272.03	0.011978
70	292.9868	292.96	0.009133
75	313.9267	313.91	0.005335
80	334.8859	334.88	0.001764
85	355.8676	355.88	0.00349
90	376.8751	376.9	0.006605
95	397.9118	397.94	0.007079
100	418.9811	419.02	0.009283
105	440.0863	440.13	0.009938
110	461.2307	461.27	0.00853
115	482.4176	482.46	0.008783
120	503.6505	503.69	0.007839
125	524.9327	524.96	0.005205
130	546.2674	546.29	0.004128
135	567.6582	567.67	0.002083
140	589.1082	589.11	0.000305
145	610.6209	610.61	0.001782
150	632.1995	632.18	0.003091
155	653.8475	653.82	0.004212
160	675.5682	675.53	0.005657
165	697.3649	697.32	0.006441
170	719.241	719.2	0.005699
175	741.1998	741.16	0.005365
180	763.2446	763.21	0.004534
185	785.3788	785.36	0.002399
190	807.6058	807.61	0.000517
195	829.9289	829.96	0.003747
200	852.3514	852.43	0.00922

La corrélation pour la chaleur latente est donnée par :

$$L_v = 2501.897149 - 2.407064037 \cdot T + 1.192217 \times 10^{-3} \cdot T^2 - 1.5863 \times 10^{-5} \cdot T^3$$

T (°C)	Calculated Latent Heat (kJ/kg)	Latent Heat from Steam Tables (kJ/kg)	Percentage Error
5	2489.89	2489.56	0.013241
10	2477.93	2477.75	0.007259
15	2466.006	2465.93	0.003078
20	2454.106	2454.12	0.000577
25	2442.218	2442.3	0.003365
30	2430.33	2430.48	0.006175
35	2418.43	2418.62	0.007845
40	2406.507	2406.72	0.008854
45	2394.548	2394.77	0.009271
50	2382.542	2382.75	0.008746
55	2370.476	2370.66	0.007767
60	2358.339	2358.48	0.005984
65	2346.119	2346.21	0.00389
70	2333.804	2333.84	0.001563
75	2321.381	2321.37	0.000489
80	2308.84	2308.78	0.002614
85	2296.169	2296.05	0.005166
90	2283.354	2283.19	0.007192
95	2270.385	2270.19	0.008602
100	2257.25	2257.03	0.009743
105	2243.936	2243.7	0.010528
110	2230.432	2230.2	0.010415
115	2216.726	2216.5	0.010206
120	2202.806	2202.61	0.008904
125	2188.66	2188.5	0.007316
130	2174.276	2174.17	0.004888
135	2159.643	2159.59	0.002441
140	2144.748	2144.76	0.00058
145	2129.579	2129.65	0.00334
150	2114.125	2114.26	0.006395
155	2098.373	2098.57	0.009369
160	2082.313	2082.56	0.01187
165	2065.931	2066.21	0.013499
170	2049.216	2049.5	0.013838
175	2032.157	2032.42	0.01295
180	2014.74	2014.95	0.010402