

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

En vue de l'Obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie
Mécanique

Thème

INVENTAIRE SUR LA CONDUCTANCE
THERMIQUE ET IMPLICATION ÉCONOMIQUE :
APPLICATION SUR UN MODULE ACTUEL D'UN
CYCLE À VAPEUR DE LA CENTRALE DE CAP
DJINET

Proposé et Dirigé par :
Pr. M.A AIT-ALI

Réalisé par :
Salim OUAIL

Promotion juin 2011

Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi BP182 El-Harrach
16200 Alger (Algérie)

ملخص:

الهدف من هذه الدراسة هو تقييم المواصلة الحرارية للمراجل البخارية والبخار المكثف من دورة البخار لمحطة الطاقة كيب جنات من أجل مقارنتها مع القيم الموافقة لدورة (endoirréversible) على أقصى اقتدار . لتصميم مثل هذا، فمن المعروف أن تصرف الحرارة للمكثف أكبر بقليل من المرجل بسبب عدم الرجوع الداخلية. الصعوبة تكمن هنا في ترتيب مبادلات حرارية المرجل. يتم الحصول على هذا التقييم مع أساليب الكفاءة ($\epsilon - NTU$) من أرصدة الطاقة المقتصد، وسخانات المبخر .

الكلمات المفتاحية: الدورة (endoréversible), دورة البخار, المرجل, غلاية, مكثف, تصرف الحرارة, المقتصد, المبخر.

Résumé :

Le but de cette étude est de déterminer les conductances thermiques des chaudières et condenseur du cycle à vapeur de la Centrale de Cap Djinet afin de les comparer aux valeurs correspondant à une conception de cycle endo-irréversible à puissance maximale. Pour une telle conception, on sait que la conductance du condenseur est légèrement supérieure à celle de la chaudière à cause des irréversibilités internes. La difficulté ici réside dans la complexité de l'arrangement des échangeurs composant la chaudière. Cette évaluation est réalisée avec la méthode des efficacités ($\epsilon - NTU$) à partir des bilans énergétiques de l'économiseur, de l'évaporateur, des surchauffeurs et resurchauffeurs.

Mots clés : Cycle endoreversible, cycle à vapeur, chaudière, condenseur, conductance thermique, économiseur, évaporateur, surchauffeurs, resurchauffeurs.

Abstract

The aim of this study is to evaluate thermal conductances of steam boiler and condenser of the steam turbine cycle of Cap Djinet power station in order to compare them with corresponding values of an endo irreversible cycle at maximum power. For such a design, it is known that thermal conductance of condenser is slightly larger than that of boiler because of internal irreversibility. The difficulty is here in the arrangement of boiler heat exchangers. This evaluation is obtained with the ($\epsilon - NTU$) method from energy balances of economizer, evaporator and super heaters.

Key words: endoreversible cycle- steam cycle-boiler- condenser-thermal conductance- economizer- evaporator-super heater.

Remerciement

Tout d'abord, je remercie le bon Dieu de m'avoir donné l'opportunité pour achever mes études supérieures.

Je tiens à remercier Monsieur M.A. AIT ALI pour sa patience et pour toute l'aide et les conseils avisés qu'il m'a apporté pour réaliser ce travail.

Je tiens à remercier les membres de jury, les enseignants du département génie mécanique et tous les enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique qui ont participé à ma formation, m'ont beaucoup appris et sans lesquels je ne serais pas ce que je suis.

Je tiens à remercier Monsieur Khaled GOURARI qui ma beaucoup aider au cours de mon stage au sein de la centrale de Cap Djinet

Je tiens enfin à remercier tous mes amis ainsi que tous ce qui ont contribué de pré ou de loin à la réalisation de ce travail

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

*A ma très chère **Mère** et mon très cher **Père***

A ceux qui m'ont toujours encouragé pour que je réussisse dans mes études

A ceux qui ont veillé pour mon bien être

A ceux qui m'ont soutenu dans les moments les plus difficiles de ma vie

A ceux que j'aime et je respecte infiniment

Le jour est venu pour leur dire Merci...

Ainsi qu'à mes chers frères Et mes chères sœurs.

A toute la famille OVAIL.

A tous mes amis qui ont toujours été présents et qui n'ont ménagé aucun effort pour me bénéficier avec leur aide et leurs suggestions.

A tous mes camarades du Département de génie Mécanique.

Salim

SOMMAIRE

INTRODUCTION

GENERALE.....1

CHAPITRE I. : DESCRIPTION DE LA CENTRALE DE CAP DJINET

1. Introduction3
2. Principaux équipements constituant la centrale3
 2.1. Générateurs De Vapeur (SGP Autriche) 3
 2.2. Turbine4
 2.3. Pompes4
 2.4. Ventilateurs4
 2.5. Alternateurs (SIEMENS AUTRICHE)5
 2.6. Condenseur5
3. Rôle de la centrale thermique5
4. Groupe turboalternateur (GTA)6
 4.1. Le rôle du groupe turboalternateur6
 4.2. Description du groupe turboalternateur.....6
 4.2.1. Description de la ligne d'arbre.....7
 4.2.2. La turbine à vapeur.....7
 4.2.3. L'Alternateur 10

CHAPITRE II : PRODUCTION ET CONSOMMATION DE L'ENERGIE EN ALGERIE

1. Introduction.....13
2. évolution de la production nationale d'énergie13
 2.1. Evolution de la Production d'énergie primaire.....14
 2.2. Evolution de la Production d'énergie dérivée.....14
3. Historique de la consommation d'électricité.....15
4. Scénario d'évolution de la demande.....16
5. Puissance maximale appelée Hiver/Eté.....17
6. Parc de production d'électricité.....17
 6.1. Parc existant.....17
 6.2. Capacité en développement.....18
7. Les interconnexions existantes.....19
 7.1. Des liaisons existent avec la Tunisie depuis 195319
 7.2. Des liaisons existent avec le Maroc depuis 1988.....19
8. Politique d'investissement.....20
9. Production décentralisée et énergies renouvelables21

CHAPITRE III : GENERALITE

1 introduction23
2 Définition de la conductance thermique.....23
3. Echangeurs de chaleur.....24
 3.1. définition d'un échangeur de chaleur24
 3.2. Différents Types d'échangeurs.....24
 3.2.1.1. Différentes catégories existantes.....24
 3.3. Bilan énergétique d'un échangeur de chaleur.....25
4. Généralités sur les chaudières26
5. Historique des ensembles de chaudière à circulation naturelle de l'eau26
6. Groupes de chaudière.....27
7. Classification et types de chaudières.....27
 7.1. Classification en fonction de la conception.....28

7.1.1. Les chaudières à tubes de fumée.....	28
7.1.2. Les chaudières à tubes d'eau.....	28
7.2. Classification en fonction du type de circulation.....	29
7.2.1. Les chaudières à circulation naturelle.....	29
7.2.2. Les chaudières à circulation assistée.....	29
7.2.3. Les chaudières à circulation forcée.....	30
8. transmission de chaleur dans la chaudière.....	31
8.1. la conduction thermique.....	32
8.2. la convection thermique.....	32
8.3. le rayonnement.....	32
9. Généralités sur les condenseurs.....	33
9.1. Types de condenseur.....	33
9.1.1. Condenseurs par surface.....	33
9.1.2. Condenseurs par mélange.....	34
CHAPITRE IV : DESCRIPTION ET CALCUL DETAILLEE DE LA CHAUDIERE DE LA CENTRALE DE CAP DJINET	
1. Introduction.....	38
2. Description et principe de fonctionnement de la chaudière de Cap Djinet.....	38
2.1. Description du principe.....	39
2.2. Fonctionnement de la chaudière.....	39
2.2.1. Circuit d'eau.....	39
2.2.2. Circuit de vapeur.....	40
2.2.3. Système d'air frais et de gaz de fumée.....	42
3. données relatives à la chaudière de Cap Djinet.....	43
4. Les principaux circuit de la chaudière.....	45
4.1. Circuit eau-vapeur.....	45
4.2. Circuit des gaz de fumée.....	46
5. Calcul thermo-énergétique sur les éléments de la chaudière.....	46
5.1. Bilan énergétique du foyer.....	47
5.2. Evaporateur.....	47
5.3. Surchauffeur secondaire.....	48
5.4. Surchauffeur finale.....	49
5.5. Resurchauffeur secondaire.....	50
5.6. Resurchauffeur primaire.....	52
5.7. Surchauffeur primaire.....	53
5.8. Economiseur.....	54
CHAPITRE V : DESCRIPTION ET CALCUL DETAILLEE DU CONDENSEUR DE LA CENTRALE DE CAP DJINET	
1. Introduction.....	58
2. Fonction du condenseur.....	58
3. Constitution et fonctionnement du condenseur de la centrale.....	59
3.1. Corps.....	59
3.2. Tubage.....	59
3.2.1. Répartition des tubes.....	59
3.3. Réfrigérants d'air.....	60
3.4. Boites à eau.....	60
3.5. Tube de mesure de niveau.....	60
3.6. Ballons d'éclatement des purges.....	61

3.7. Casse-vide	61
4. Circuits raccordés au condenseur.....	62
4.1 Circuit de vapeur de contournement	62
4.2. Circuit d'eau d'extraction	62
4.3. Circuit d'eau de circulation	62
4.4. Installation de mise sous vide	62
4.5. Circuit de condensat secondaire	62
5. bilans énergétiques du condenseur	63
6. Calcul des grandeurs thermo-énergétiques	64
6.1. Calcul du taux de chaleur transféré	64
6.2. Calcul des capacités thermiques	64
6.3. Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}	64
6.4. Calcul de l'efficacité ε	64
6.5. Calcul du NTU.....	64
6.6. Calcul de la conductance thermique C_T	64
6.7. Calcul du coefficient d'échange globale U	64
CHAPITRE VI : RESULTATS ET ANALYSE	
1. Résultats de calcul de la chaudière	66
2. Résultats de calcul du condenseur.....	67
3. Analyse des résultats.....	67
CHAPITRE VII : ESTIMATION DES COUTS DES ECHANGEURS DE LA CHAUDIERE ET DU CONDENSEUR DE LA CENTRALE	
1. Introduction.....	69
2. Méthodes de calcul des couts des échangeurs	69
3. Estimation des couts des échangeurs de chaudière et du condenseur de la central de Cap Djinet	74
CONCLUSION GENERALE	77

Bibliographie

ANNEXE

Liste des figures

Fig. I.1 : une vue extérieur de la centrale de Cap Djinet.....	3
Fig. I.2 : Schéma synoptique d'une tranche thermique de la centrale de Cap Djinet.....	5
Fig. I.3 : Schéma des transformations d'énergie	6
Fig. I.4: Schéma cinématique de la ligne d'arbre.....	7
Fig. I.5 : Corps HP.....	8
Fig. I.6: Corps MP.....	9
Fig. I.7: Corps BP.....	10
Fig. II.1 : Répartition de la production d'énergie primaire.....	14
Fig. II.2 : Répartition de la production d'énergie dérivée.....	15
Fig. II.3 : Historique de la consommation d'électricité.....	15
Fig. II.4 : Evolution des PMA et des consommations d'énergie électrique 2008-2017.....	16
Fig. II.5. : Evolution de la production d'énergie électrique 2008 – 2017.....	16
Fig. II.6 : Structure du parc de production en 2007.....	17
Fig. II.7 : Répartition de la capacité du parc de production par producteur.....	18
Fig. II.8 : interconnexions existantes entre l'Algérie et les pays voisins.....	20
Fig. III.1 : différentes catégories d'échangeur tubulaire.....	25
Fig. III.2 : bilan énergétique autour d'un échangeur de chaleur	25
Fig. III.3: Chaudière à tubes de fumé.	28
Fig.III.4 : Schéma de principe d'une chaudière à circulation naturelle	29
Fig.III.5 : Schéma de principe d'une chaudière à circulation assistée	30
Fig.III.6 : Schéma de principe d'une chaudière à circulation forcée pure.....	31
Fig. III.7 : condenseur par surface.....	34
Fig. III.8 : condenseur par mélange.....	35
Fig. III.8 :diagramme de vitesse optimale de la vapeur et la pression dans un condenseur par mélange.....	35
Fig. IV.1 : Circuit eau-vapeur dans la chaudière.....	45
Fig. IV.2 : Circuit des fumées dans la chaudière.....	46
Fig. IV.3 :Bilan énergétique du foyer.....	47
Fig. V.1 :Constitution générale d'un condenseur par surface de la centrale.....	58
Fig. V.2 : Disposition des faisceaux tubulaires.....	60
Fig. V.3 : Casse-vide.....	62
Fig. V.4 : Bilan énergétique du condenseur.....	64

LISTE DES TABLEAUX

Liste des tableaux

Tableau II.1 : évolution de la production nationale d'énergie.....	13
Tableau II.2 : Evolution de la Production d'énergie primaire	14
Tableau II.3 : Evolution de la Production d'énergie dérivée	15
Tableau II.4 : Historique des PMA Hiver/Eté 2000-2007.....	17
Tableau II.5 : les nouvelles centrales réalisées et en cours de réalisation.....	18
Tableau II.6 :Programme des investissements en moyens de production en énergies renouvelables.....	21
Tableau IV.1 : données de fonctionnement de la chaudière de Cap Djinet	43
Tableau V.1 : données relative au condenseur de la centrale de Cap Djinet.....	63
Tableau VI.1 : résultats de calcul de la chaudière.....	67
Tableau VI.2 : résultats de calcul du condenseur.....	68

Nomenclature

HP :haute pression

MP :moyenne pression

BP :basse pression

GTA :groupe turboalternateur

TEP :tonne équivalent pétrole

MTEP :million tonne équivalent pétrole

PMA : Puissance maximale appelée

TCA : taux de croissance annuel

TH :turbine hydraulique

TG : Turbine à gaz

TV : Turbine à vapeur

CC : Cycle combiné

C_T :conductance thermique

\dot{m} : Débit

C_p : chaleur spécifique

P_n : puissance nominale

\dot{C}_c, \dot{C}_h :capacités thermiques des fluides froid et chaud respectivement

Q : taux de chaleur transféré

Q_{max} :taux de chaleur maximum transféré

ε :efficacité de l'échangeur

C_r : rapport des capacités thermiques

NTU :nombre d'unités transféré

U :coefficient d'échange globale

Indices

v :vapeur

gf : gaz de fumée

NOMENCLATURE

sat : saturation

ev : évaporateur

sur I :surchauffeur primaire

sur II: surchauffeur secondaire

sur III : surchauffeur final

res I : resurchauffeur primaire

res II :resurchauffeur secondaire

ec :économiseur

cond :condenseur

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Introduction générale

L'électricité est un bien de consommation qui est devenu indispensable au bien-être de la population et au développement économique de toute société. A ce titre, il est vital pour un pays qu'un accès à l'électricité soit assuré et que la continuité de sa fourniture soit garantie. Une adéquation entre les capacités de production, de transport et de distribution disponibles à moyen et long terme d'une part et l'évolution de la demande future d'électricité d'autre part est indispensable pour y parvenir.

Cette énergie est produite au moyen de plusieurs technologies comme : installations hydro-électrique, centrales nucléaires, et centrales thermiques. Les centrales thermiques se divisent principalement, selon leurs mode de fonctionnement, en trois catégories : centrales à cycle à vapeur, centrales à cycle à gaz et centrales à cycle combiné. Les centrales à cycles combinés sont des candidats techniquement et économiquement intéressants en raison de leur très bon rendement et de leurs excellentes prestations environnementales lorsqu'on les compare, à puissances égales, aux autres types d'unités utilisant des combustibles fossiles.

A cause de la croissance de la demande en électricité et pour des raisons économiques et environnementale, d'autres technologies de production d'électricité sont apparues ces dernières années, tel que le photovoltaïque, les éoliennes, les centrales hybrides(solaire-gaz) ; l'inconvénient de ces nouvelles technologies c'est en premier lieu que le coût des installations est encore très élevé ; en deuxième lieu la puissance produite est faible par rapport aux centrales traditionnelles ; mais leurs avantages majeurs sont qu'elles utilisent une énergie primaire gratuite et de plus non polluante.

A présent les centrales à vapeur restent toujours un moyen efficace de production de l'énergie électrique. A titre d'exemple, on prend l'Algérie, où 35% de la puissance totale est produite par ce type de centrales.

Un composant majeur de l'investissement des centrales à vapeur concerne la chaudière et le condenseur avec leurs accessoires annexes. Le problème qui se pose aux concepteurs de cycles est celui de leur optimisation économique qui consiste à produire le kWh le moins cher pour les données du projet. Le coût du kWh comprend essentiellement celui de l'investissement (dont celui des échangeurs), celui du combustible et le coût opératoire. Ce dernier est pratiquement constant alors que celui dû à l'investissement peut être déterminant lorsque le coût du combustible est faible, comme c'est le cas en Algérie, où le coût de l'énergie est lourdement subventionné.

L'industrie utilise des techniques d'intensification des échangeurs qui permettent d'augmenter le terme $U.A$ (*conductance thermique*) de façon significative pour un coût donné. Ainsi pour une puissance thermique constante, l'augmentation de U permet :

- ✓ de réduire la surface d'échange A , ce qui implique une réduction substantielle du coût de l'échangeur.
- ✓ de réduire l'écart de température et donc de diminuer les coûts de fonctionnement par un meilleur rendement.

Des études thermiques faites sur le cycle à vapeur endo-réversible ont montré que pour une puissance maximale, les conductances thermiques sont égales dans le condenseur et la chaudière ; alors que pour le cas endo-irréversible, celle du condenseur est légèrement supérieure pour évacuer le surplus d'énergie dissipée. Dans le cadre de ce projet de fin d'étude on considère le module d'une centrale à vapeur de Cap Djinet dans le but de calculer les conductances thermiques et le coefficient d'échanges global des différents échangeurs de la chaudière et du condenseur pour une puissance maximale de $176 MW$. Une fois les résultats obtenus, on fait une vérification de la condition de la puissance maximale d'un cycle endoréversible cité dans le paragraphe ci-dessus ; pour se faire on a adopté le plan de travail suivant :

- Introduction générale
- Description de la centrale de Cap Djinet
- Situation de l'énergie en Algérie
- Généralités sur les échangeurs de chaleurs, chaudières et condenseurs
- Description détaillée de la chaudière de la centrale
- Description détaillée du condenseur de la centrale
- Résultats et analyse
- Conclusion générale

CHAPITRE I

PRÉSENTATION ET

DESCRIPTION DE LA

CENTRALE

1. Introduction

La centrale Thermique de Cap Djinet est située au bord de la mer, à l'est d'Alger, près de la ville de CAP-DJINET, dans la wilaya de BOUMERDES.

La mise en service des groupes s'est effectuée comme suit :

- Groupe 1, couplage sur réseau le 17/06/86
- Groupe 2, couplage sur réseau le 17/09/86
- Groupe 3, couplage sur réseau le 29/11/86
- Groupe 4, couplage sur réseau le 21/02/87

Cette centrale se compose de 4 tranches de type thermique vapeur d'une puissance unitaire de 176 Mw Borne Alternateur (BA). La puissance totale installée est de 704 MW (BA), la puissance fournie au réseau est de 672 Mw Borne Usine (BU). La consommation totale des auxiliaires des 4 tranches et des auxiliaires communs est d'environ 32 MW [1].



Fig. I.1 : Vue extérieure de la centrale de Cap Djinet. [1]

2. Principaux équipements constituant la centrale

La centrale se compose de quatre (4) tranches identiques dont les équipements principaux (stratégiques) sont:

2.1. Générateurs de vapeur (SGP Autriche)

Rôle

Le générateur de vapeur (chaudière) de type pressurisé à circulation naturelle a pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter le groupe turbine alternateur.

Constitution

- ✓ Chambre de combustion formée par les tubes écrans (faisceau de vaporisateurs).
- ✓ Ballon (réservoir) et un économiseur
- ✓ (03) Surchauffeurs et (02) resurchauffeurs.
- ✓ (03) Désurchauffeurs par injection d'eau pour la régulation de la température de la vapeur.
- ✓ (04) Colonnes de descentes.
- ✓ (08) Brûleurs de combustion mixte gaz/fuel.

2.2. Turbine

- ✓ Turbine à trois corps : HP, MP et BP
- ✓ Nombre de soutirages de vapeur : 06 ; alimentant trois réchauffeurs BP, la bêche alimentaire et deux réchauffeurs HP.

2.3. Pompes

-  **Deux pompes d'extraction** : Assurent le transfert de l'eau du puis du condenseur jusqu'à la bêche alimentaire en passant par les trois (03) réchauffeurs BP (débit nominal d'une pompe **414 m³/h**).
-  **Trois Pompes d'alimentation** : servent à alimenter la chaudière à partir de la bêche alimentaire (débit de **3 x 261,6 m³/h**)
-  **Deux pompes de circulation** de **12 000 m³/h** chacune, qui refoulent l'eau de mer jusqu'au condenseur.

2.4. Ventilateurs

-  **(02) Ventilateurs de recyclage** : ont pour rôle de recycler, en fonction de la charge, une partie des fumées issues de la combustion afin de régler la température à la sortie du resurchauffeur.
-  **(02) Ventilateurs de soufflage** : ont pour rôle de fournir l'air de combustion nécessaire au générateur de vapeur.

2.5. Alternateurs (SIEMENS AUTRICHE)

Les alternateurs sont à refroidissement à l'hydrogène sous pression de 03 bars en circuit fermé, l'hydrogène étant lui-même refroidi à l'eau d'extraction.

2.6. Condenseur

Son rôle est d'assurer la condensation de la vapeur évacuée du corps BP de la turbine par la circulation de l'eau de mer de refroidissement (débit de 2 x 12000 m³/h).

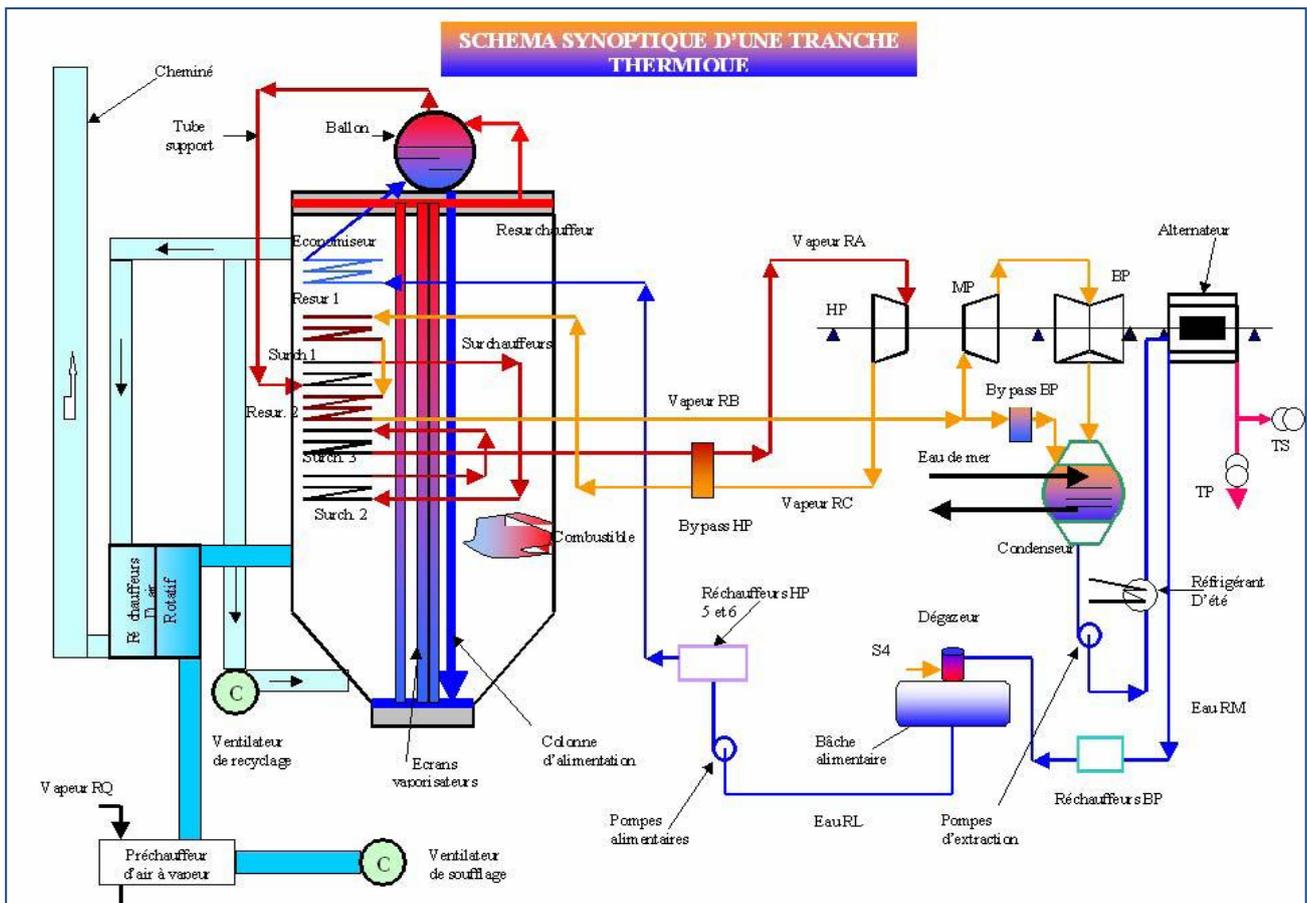


Fig. I.2 : Schéma synoptique d'une tranche thermique de la centrale de Cap Djinet[2]

3. Rôle de la centrale thermique

Le rôle d'une centrale thermique est de transformer l'énergie chimique contenue dans un combustible, en énergie électrique en passant par l'intermédiaire de l'énergie thermique et mécanique. Cette transformation s'opère dans divers appareils en utilisant les propriétés physiques de l'eau sous ses diverses formes liquide et vapeur.

Ces transformations sont données par le schéma suivant :

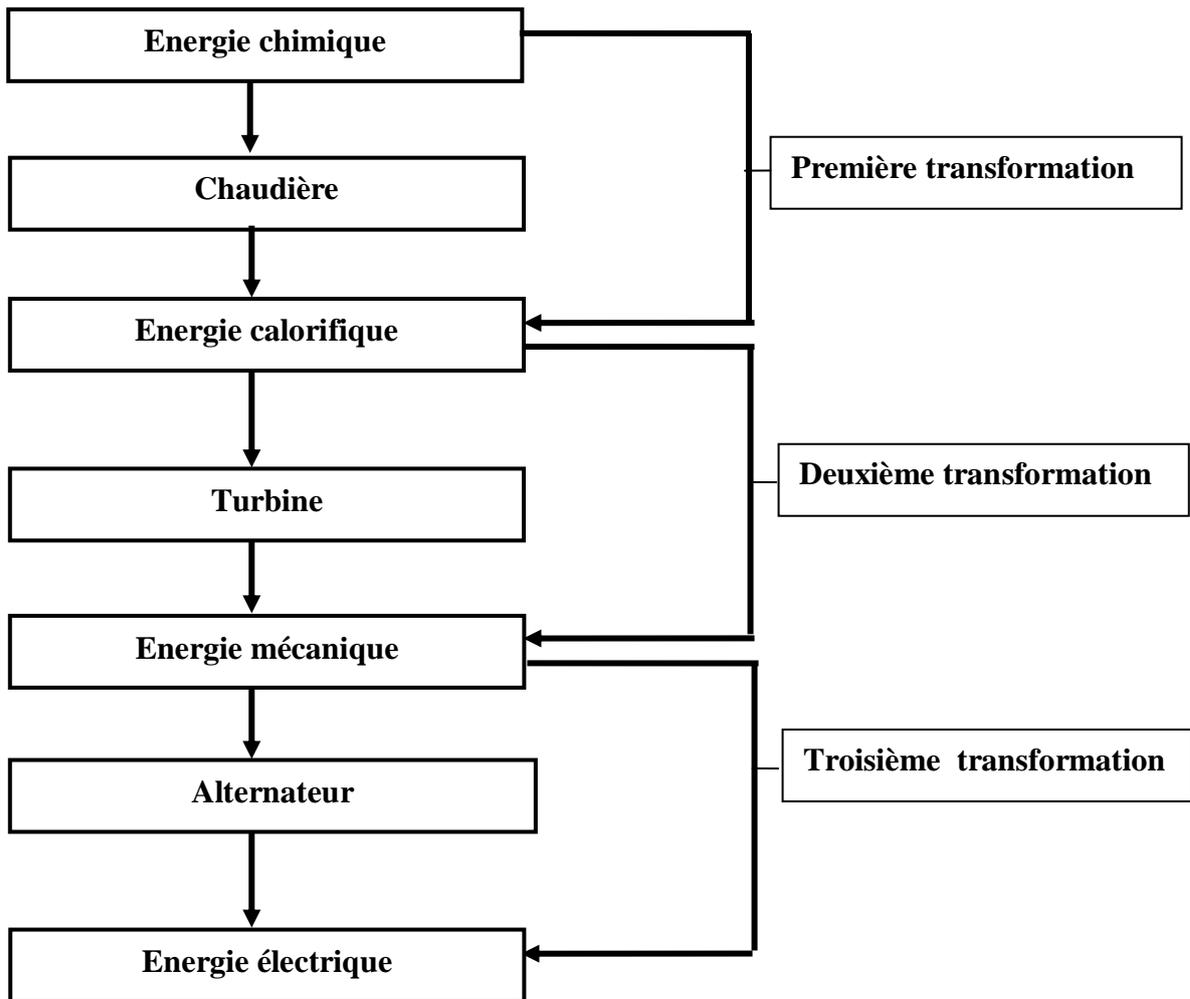


Fig. I.3 : Schéma des transformations d'énergie du combustible

4. Groupe turboalternateur (GTA) [3]

4.1. Le rôle du groupe turboalternateur

Le groupe turboalternateur joue un rôle fondamental dans la production de l'électricité, son but est de transformer l'énergie hydraulique ou thermique en énergie électrique.

4.2. Description du groupe turboalternateur

Dispositif composé d'une turbine qui transmet l'énergie mécanique de la vapeur au rotor de l'alternateur pour le faire tourner et crée un courant électrique ; il se trouve dans la salle des machines.

4.2.1. Description de la ligne d'arbre

La turbine, l'alternateur et l'excitatrice sont montés sur la même ligne d'arbre qui comporte :

- 04 paliers turbine.
- 02 paliers alternateur.
- 01 palier excitatrice.

La température maximale de fonctionnement des paliers est de 95°C.

La température limite de fonctionnement est de 120°C

La vitesse de rotation est de 3000 tr/min.

La longueur de la ligne d'arbre est de 32 m

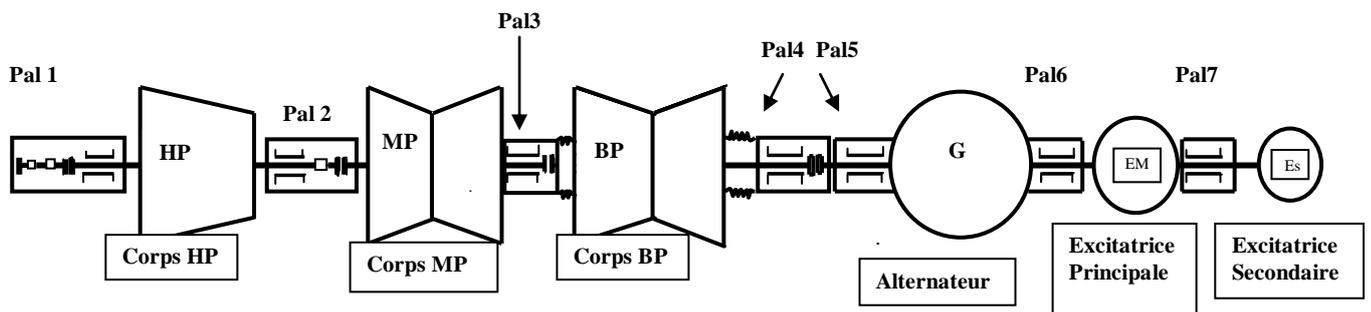


Fig. I.4: Schéma cinématique de la ligne d'arbre

4.2.2. La turbine à vapeur[3]

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau.

✚ Rôle :

La turbine transforme l'énergie thermique contenue dans la vapeur provenant de la chaudière (l'énergie thermique) en un mouvement de rotation de l'arbre (énergie mécanique de rotation). Le travail mécanique obtenu sert à entraîner l'alternateur

✚ Caractéristiques :

- ✓ Numéro de la machine : N°117327 ;
- ✓ Longueur : 13.725 m ;
- ✓ Pression : 138.2 bars ;
- ✓ Température vapeur : 535 °C ;
- ✓ Vitesse de rotation : 3 000 tr/mn ;
- ✓ Fréquence : 50 Hz ;
- ✓ Pression de la vapeur d'échappement : 0,05 bar ;

- ✓ Puissance : 176 MW ;
- ✓ Poids : 500 tonnes

+ Constitution

1/Aubages

Hormis l'étage de réglage, toute la turbine est du type à réaction. Les aubes mobiles des corps HP sont fraisées dans la masse avec un pied en forme de marteau et tenon. Les derniers étages de corps BP sont dotés d'aubes à profil gauche venues de matrice dont le pied en forme de sapin ou de marteau double est émanché dans les rainures correspondantes de l'arbre. Les aubes directrices des corps HP et MP soumises à de fortes sollicitations sont fraisées dans la masse avec un pied en forme de marteau et un tenon comme les aubes mobiles. Les autres aubes directrices ont un pied en forme de crochet et un tenon rivé. Les trois derniers étages du corps BP sont constitués par des couronnes d'aubes directrices en tôle.

2/ Corps HP

Le corps HP (haute pression) de la turbine est une construction en tonneau, il est équipé d'un étage de réglage pour régularisation par groupe de tuyères. Quatre ensembles combinés vannes d'arrêt/ soupapes régulatrices sont associés à autant de groupes de tuyères, ils sont disposés de chaque côté du corps.

La vapeur conduite à la turbine par l'intermédiaire des tuyauteries parvient aux soupapes régulatrices après avoir traversé les vannes d'arrêt. A partir de ces soupapes la vapeur s'écoule dans l'enveloppe.

Des clapets anti-retour sont montés sur les tuyauteries sur les tuyauteries de resurchauffe entre le corps HP et le resurchauffeur pour empêcher le reflux chaud du resurchauffeur vers le corps MP.



Fig. I.5 : Corps HP

+ Caractéristiques du corps HP

- ✓ Corps : à simple flux
- ✓ Débit vapeur : 532 T/h

✓ Pression vapeur	: 138 bars
✓ Température vapeur	: 535 °C
✓ Etage de réglage à action	: 1
✓ Etages de réglage à réaction	: 23
✓ Poids	: 4 910 kg

3/Corps MP

Le corps MP est à double flux. L'enveloppe externe possède un plan de joint horizontal ; elle porte l'enveloppe interne montée de façon à ne pas entraver les dilatations thermiques.

Les aubes directrices sont logées dans l'enveloppe interne et la vapeur resurchauffée pénètre au milieu de l'enveloppe interne par le bas et le haut. La présence de l'enveloppe interne limite les caractéristiques élevées de la vapeur à la zone d'admission de cette enveloppe, alors que le joint horizontal de l'enveloppe n'est exposé qu'aux faibles pressions et à la température réduite de la vapeur à la sortie de l'enveloppe interne.



Fig. I.6: Corps MP

✚ Caractéristiques du corps MP

- Corps double flux
- Nombre d'étages à réaction: 2x 19
- Pression d'admission..... : 35.9 bar
- Température d'admission : 535 °C
- Débit vapeur..... : 467.9 T/h

4/Corps BP

Le corps BP (basse pression) est du type à double flux. Il s'agit d'une construction mécano-soudée comprenant une carcasse et une double enveloppe. La vapeur provenant du

corps MP pénètre dans le corps interne de l'enveloppe double en amont des aubages BP par les pipes d'admission disposées de part et d'autre part du corps BP. Des compensateurs sont montés sur les gaines de vapeur pour éviter la déformation sous l'effet de dilatation thermique.



Fig. I.7: Corps BP

✚ Caractéristiques du corps BP

✓ Nombre d'étages	: 2 x 8
✓ Pression admission	: 5.5 bars
✓ Température admission vapeur	: 282 °C
✓ Débit vapeur	: 406 T/h
✓ Hauteur de l'ailette du dernier étage	: 676.3 mm
✓ Poids du corps BP équipé	: 6 810.3 kg

4.2.3. L'Alternateur [4]

L'alternateur est un générateur qui transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique ; c'est une machine tournante destinée à produire un courant alternatif sinusoïdal. Son fonctionnement est proche de celui d'une génératrice de bicyclette à cette différence près qu'il pèse plusieurs dizaines de tonnes ; l'alternateur est couplé avec la turbine.

✚ Constitution

a. Le rotor :

Le rotor ou appelé **inducteur**, c'est la partie mobile de la machine. Son corps est tiré d'une seule pièce forgée en acier à haute perméabilité magnétique. Environ 2/3 de sa circonférence est occupée par l'enroulement de l'excitation.

Les bobines concentrées de l'enroulement sont ainsi disposées de façon à obtenir une distribution du champ magnétique à l'entrefer presque sinusoïdale.

b. Le stator :

Appelé couramment, **l'induit** est formé de tôles isolées et empilées les unes sur les autres, de sorte à constituer un cylindre, dans lequel tourne l'inducteur. Sur la surface interne de ce cylindre sont disposés les conducteurs où prend naissance la force électromotrice (f.e.m) générée. Il est constitué de :

• Carcasse

Dimensionnée, avec des passages des gaz de réfrigération, pour résister à la pression qu'ils exercent d'une part et d'autre part pour maintenir le poids des parties internes.

• Noyau magnétique

Conçu à base de tôle en acier doux collées et isolées entre elles, afin de minimiser les courants de Foucault et les pertes par hystérésis.

• Enroulement

Il est de type triphasé imbriqué, constitué de conducteurs élémentaires en cuivre, dont l'isolation principale est en papier de mica. A chaque encoche creusée dans le noyau sont logées deux barres dans le but d'atteindre un enroulement comportant plus de conducteurs par pôles et par phase.

c. Les Paliers :

Ce sont des paliers - flasques boulonnés aux deux extrémités de la carcasse. Ils sont munis de coussinets à rotule isolés électriquement du palier lui même.

L'huile de graissage des paliers est prélevée du circuit de graissage de la turbine.

✚ Caractéristiques de l'alternateur

- Tension nominale : 15,5 KV ;
- La longueur : 7,340m ;
- $\cos \Phi = 0,8$;
- Excitation : à diodes tournantes ;
- Poids du stator complet : 198 tonnes

CHAPITRE II

PRODUCTION ET

CONSOMMATION DE

L'ÉNERGIE EN ALGÉRIE

1. Introduction

A cause de la croissance de consommation annuelle en électricité, la Commission de Régulation de l'Electricité et du Gaz (CREG) a établi un programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité conformément à l'article 8 de la loi n°02-01 du 05 février 2002 relative à l'électricité et à la distribution du gaz par canalisations. Le projet de programme indicatif a été examiné et validé par le COPEG (comité de programmation des investissements dans les secteurs de l'électricité et la distribution du gaz) lors de sa session du 14 décembre 2005 puis approuvé par le Comité de Direction de la CREG lors de sa réunion du 7 janvier 2006 ; il a ensuite été approuvé par le Ministre de l'Energie et des Mines conformément à l'article 8 de la loi n° 02-01 par décision n°349 du 25 février 2006.

L'élaboration du programme indicatif est intégrée dans une méthodologie d'analyse à long terme des investissements nécessaires en moyens de production de l'électricité, qui comporte deux phases [6] :

a) L'élaboration, en deux étapes, des prévisions de la demande d'électricité :

- La première étape détermine les prévisions de consommation annuelle d'énergie des clients par niveau de tension (haute, moyenne et basse tensions).
- La seconde phase permet de traduire ces prévisions d'énergie en prévisions de puissance grâce à des facteurs de modulation (coefficients saisonniers, coefficients de pondération, courbes de charge...).

b) **La détermination des besoins en moyen de production d'électricité** a pour objectif d'indiquer, sur une période de 10 ans, les capacités de production d'électricité qui doivent être mises en service chaque année pour assurer l'adéquation entre l'offre et la demande d'électricité avec un niveau de fiabilité spécifié.

2. Evolution de production national d'énergie

L'évolution de la production nationale d'énergie entre 2008 et 2009 se présente dans le tableau suivant :

Tableau II.1 : Evolution de la production nationale d'énergie[6]

Production d'énergie (10 ³ TPEP)	2008	2009	(%) TVA
Energie primaire	175 290	164 375	-6.2
Energie dérivée	57 123	57 992	+1.5

Le tableau de la page précédente relève une baisse de la production d'énergie primaire et une légère progression de l'énergie dérivée.

2.1. Evolution de la Production d'énergie primaire

L'année 2009 a enregistré une baisse de la production d'énergie primaire qui passe de 175 MTEP en 2008 à 164 MTEP en 2009. Cette baisse est due pratiquement à la baisse de la production des hydrocarbures : pétrole brut (-7,3%), condensat (-10,8%), GN (-4,8%) et celle du GPL aux champs (-3,3%). La production des combustibles solides et de l'électricité hydraulique ont augmenté respectivement de (+15,1%) et (+17,7%).

Tableau II.2 : Evolution de la Production d'énergie primaire[6]

Production d'énergies primaires (10 ³ TPE)	2008		2009		(%) TVA
	Quantité	%	Quantité	%	
Combustible solide	50	0	57	0	+15.1
Pétrole brut	67 744	38.6	62 823	38.1	-7.3
Condensat	14 814	8.5	13 221	8.0	-10.8
Gaz naturel	83 041	47.4	78 938	48.2	-4.8
GPL champ	9 563	5.5	9 244	5.6	-3.3
Electricité hydraulique	78	0	92	0	+17.7
Total	175 290	100	164 375	100.0	-6.2

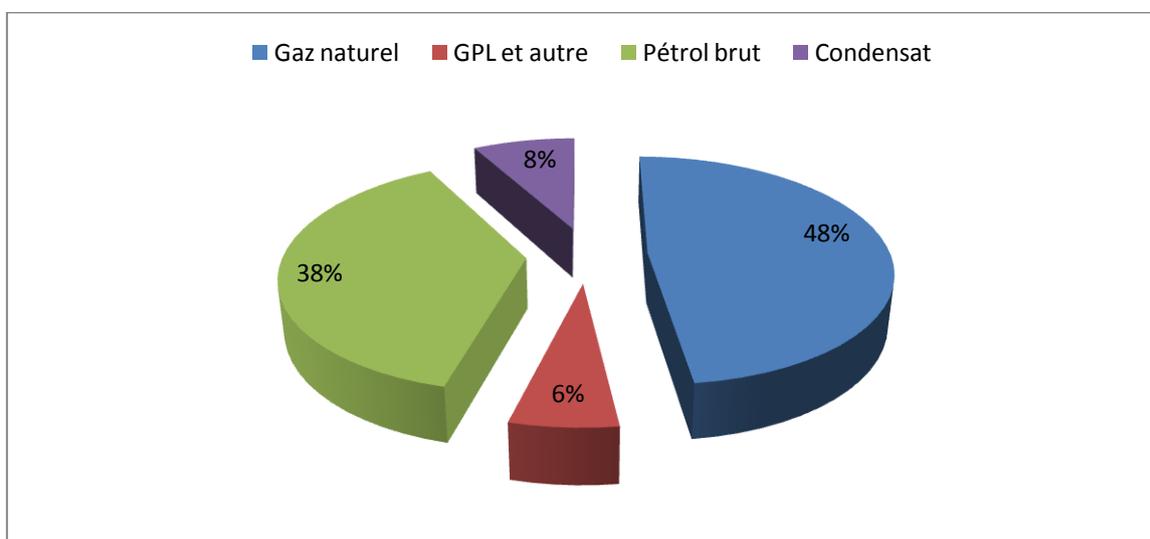


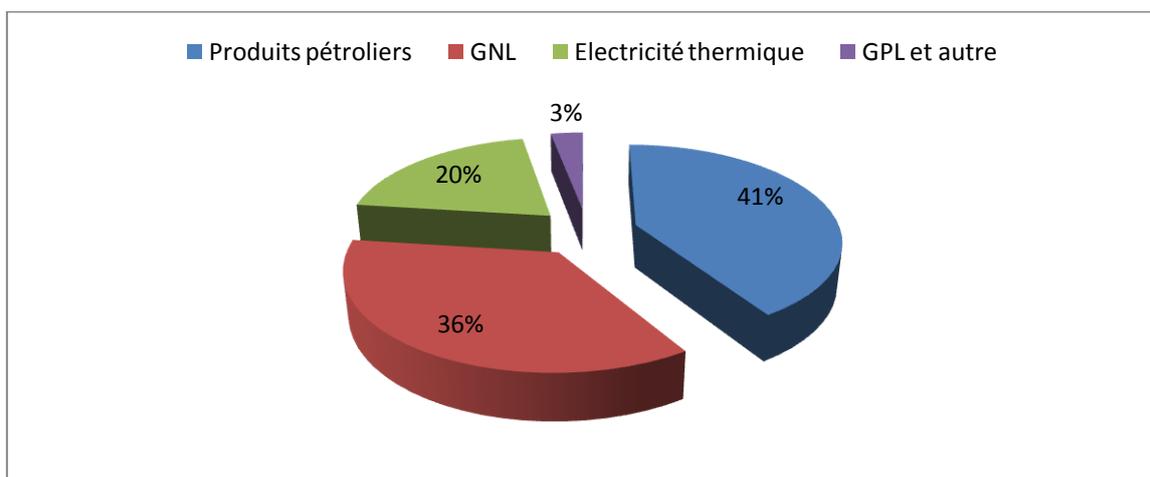
Fig. II.1 : Répartition de la production d'énergie primaire

2.2. Evolution de la Production d'énergie dérivée

La production d'énergie dérivée a connu une légère augmentation, passant de 57,1 MTEP en 2008 à 58,0 MTEP en 2009, se traduisant par une hausse de 2,2% pour les produits pétroliers, 3,3% pour l'électricité thermique et de 16,8% pour le Gaz sidérurgique.

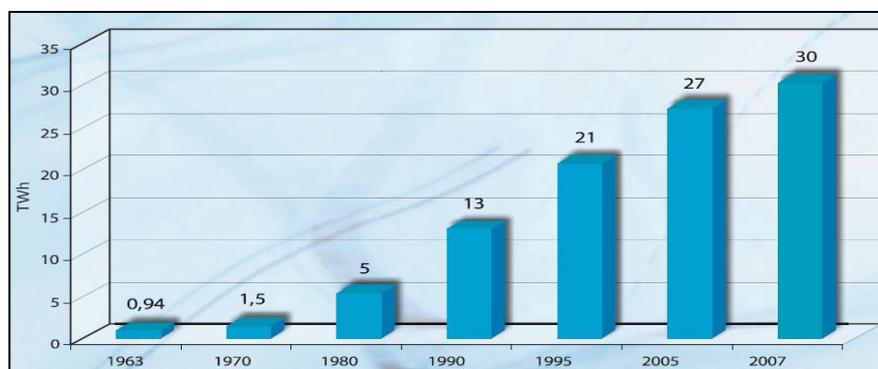
Tableau II.3 : Evolution de la Production d'énergie dérivée[6]

Production d'énergies dérivées (10 ³ TEP)	2008		2009		(%) TVA
	Quantité	%	Quantité	%	
Produits pétroliers	23 788	41.6	24 311	41.9	+2.2
GNL	20 500	35.9	20 704	35.7	+1.0
GPL	1226	2.1	1 194	2.1	-2.6
Electricité thermique	11 080	19.4	11 446	19.7	+3.3
Coke sidérurgique	342	0.6	139	0.2	-59.3
Gaz sidérurgique	120	0.2	140	0.2	+16.8
Ethane	67	0.1	59	0.1	-11.7
Total	57 123	100	57 992	100	+1.5

**Fig. II.2** : Répartition de la production d'énergie dérivée

3. Historique de la consommation d'électricité

La croissance de la consommation de l'électricité en Algérie a atteint son niveau le plus élevé dans les années soixante-dix, avec un taux de croissance annuelle moyen de 13 % enregistré de 1970 à 1980. Durant la dernière décennie, cette croissance a été pratiquement stable autour d'un taux annuel moyen de 5,6 %.

**Fig. II.3** : Historique de la consommation d'électricité[7]

4. Scénario d'évolution de la demande

Les prévisions de la demande ont été établies sur la base des hypothèses socioéconomiques et techniques pour le passage des énergies aux puissances. En tenant compte de l'ensemble des hypothèses, les prévisions de la consommation d'énergie électrique, de la production d'électricité et de la puissance maximale appelée sur la période d'étude sont données sur les figures suivantes. Il en ressort :

- **Pour le scénario moyen**, des taux de croissance annuels moyens de **7,8 %** pour la consommation, **7,3 %** pour l'énergie produite et **6,9 %** pour la puissance maximale appelée.
- **Pour le scénario fort**, des taux de croissance annuels moyens de **9,1 %** pour la consommation, **8,7 %** pour l'énergie produite et **8,1 %** pour la puissance maximale appelée.



Fig. II.4 : Evolution des PMA et des consommations d'énergie électrique 2008-2017 [6]

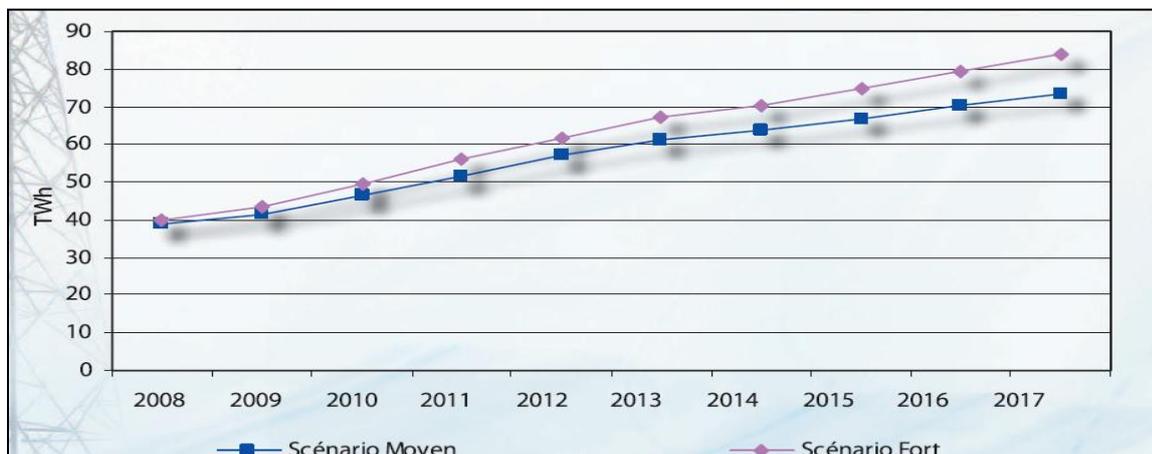


Fig. II.5. : Evolution de la production d'énergie électrique 2008 – 2017 [6]

5. Puissance maximale appelée Hiver/Eté

La planification des moyens de production s'appuie sur des prévisions de la demande traduites en prévision de puissances maximales appelées annuelles hivernales. Cependant, les changements observés sur la courbe de charge durant ces dernières années et l'évolution des puissances maximales appelées de l'été, qui devient plus rapide que celle de l'hiver, induisant ainsi le rapprochement des pointes de l'été de celles de l'hiver, incitent à un examen des bilans production/consommation tenant compte des puissances maximales appelées de l'été et de l'hiver.

Tableau II.4 : Historique des PMA Hiver/Eté 2000-2007 [6]

	Hiver PMA (MW)	Eté PMA (MW)
2000	4617	3739
2001	4791	3913
2002	4965	4261
2003	5206	4547
2004	5541	4841
2005	5921	5239
2006	6057	5485
2007	6572	5885

6. Parc de production d'électricité[6]

6.1. Parc existant

La puissance totale installée sur le réseau interconnecté national existant à fin 2007 était de **6876 MW**, dont 2435 MW en turbines à vapeur (TV), 3386 MW en turbines à gaz (TG), 825 MW en cycle combiné (CC) et 230 MW en hydraulique (TH). La répartition par filière est donnée sur la figure suivante.

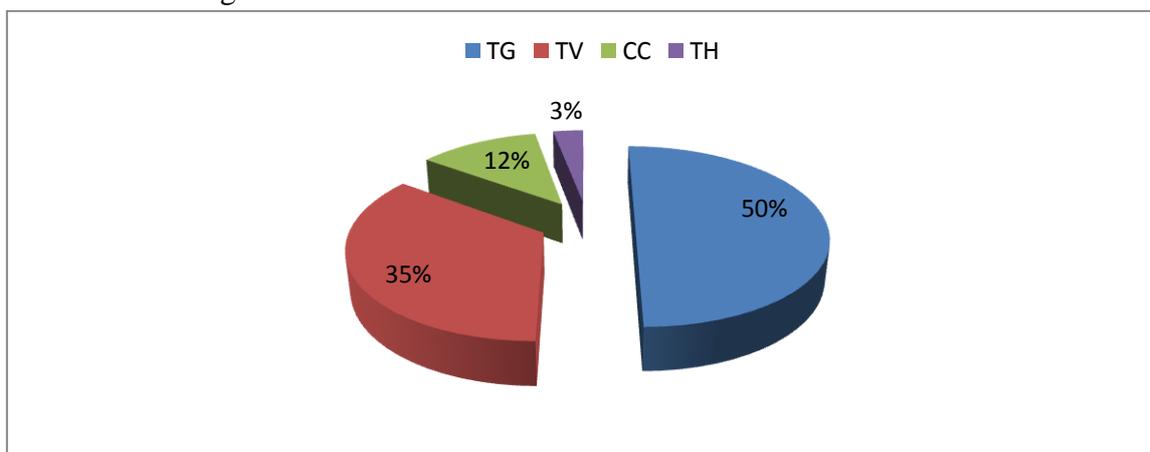


Fig. II.6 : Structure du parc de production en 2007[6]

Cette capacité est répartie entre Sonelgaz Production Electricité (SPE), qui détient 76 % du parc de production, et les trois autres producteurs : Sharikat Kahrabaa Skikda (SKS), Sharikat Kahrabaa wa Maa d'Arzew (KAHRAMA) et Sharikat Kahrbaa de Berrouaghia (SKB) qui se partagent le solde de 24 %.

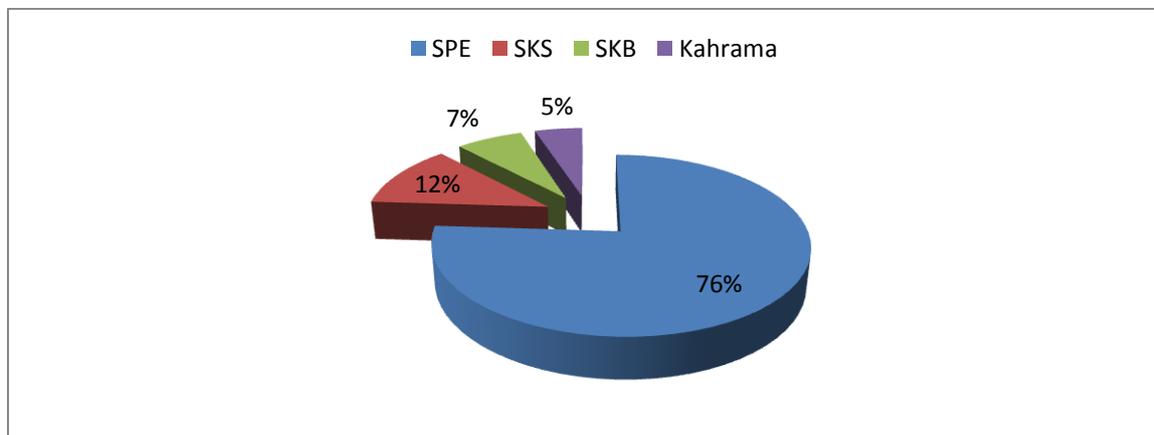


Fig. II.7 : Répartition de la capacité du parc de production par producteur[6]

Pour rappel, depuis le dernier plan indicatif (2006-2015), il a été mis en service trois nouvelles centrales, à savoir la centrale turbine à gaz de 345 MW de KAHRAMA en juin 2006, la centrale à cycle combiné de 825 MW de SKS en juillet 2006 et la centrale turbine à gaz de 485 MW de SKB en août 2007.

6.2. Capacité en développement

Une capacité globale de **5676 MW** est actuellement en cours de réalisation.

Il s'agit :

- Des actions de remplacement et de réhabilitation des moyens de production de SPE, décidées dans le cadre du plan d'urgence retenu pour SPE, qui consiste en la réalisation de 1780 MW de type turbine à gaz.
- Le développement de 3896 MW, nécessaires pour faire face à l'évolution de la charge.
- la construction de la centrale hybride gaz/solaire Solar Power Plant (SPP1) de 150 MW au sud du pays, dans la région de Hassi R'Mel.

Le tableau ci-dessous énumère les nouvelles centrales réalisées et en cours de réalisation :

Tableau II.5 : les nouvelles centrales réalisées et en cours de réalisation [6]

Centrale	Type	Puissance nominale (MW)
Oran Est	TG	2×37.5
Relizane	TG1 TG2 TG3	3×155
Arbaa	TG1 TG2 TG3 TG4	4×140
Alger port	TG1 TG2	2×35.5
M'sila	TG1 TG2	2×215
Annaba	TG1 TG2	2×35.5
Batna	TG1 TG2	2×127
Hadjret ennous	CC	3×400
Terga	CC	3×400
K.Edraouch	CC	3×400
Hassi R'Mel	Hybride (CTG Solaire)	150 MW (25 MW Solaire)

7. Les interconnexions existantes [7]

7.1. Des liaisons existent avec la Tunisie depuis 1953 :

- El Aouinet– Tadjerouine (1952) en 90 kV
- El Kala - Fernana (1954) en 90 kV
- El Aouinet – Tadjerouine (1980) e 220 kV
- Djebel Onk – Metlaoui (1984) en 150 kV

7.2. Des liaisons existent avec le Maroc depuis 1988 :

- Ghazaouet – Oujda (1988) en 220 kV
- Tlemcen – Oujda (1992) en 220 kV

La figure II-8 de la page suivante, nous montre les interconnexions existantes entre l'Algérie et les pays voisins.

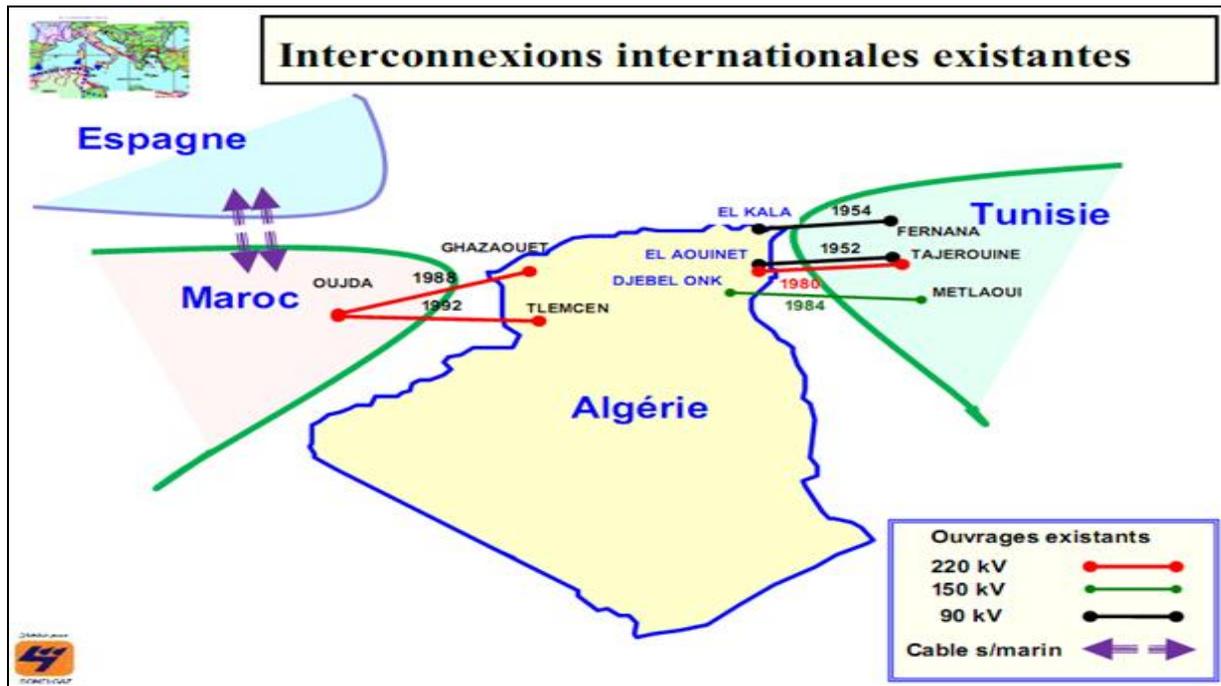


Fig. II.8 : interconnexions existantes entre l'Algérie et les pays voisins

8. Politique d'investissement [6]

Le développement du parc proposé dans le présent programme a été déterminé sur la base d'une stratégie privilégiant l'utilisation du gaz naturel comme combustible principal, en cohérence avec les orientations de la politique énergétique nationale qui prévoient l'introduction des énergies solaire et éolienne, de la cogénération et du nucléaire. Cette dernière filière est considérée au-delà de la période couverte par cette étude.

Aussi, les technologies retenues pour les nouveaux investissements dans la production d'électricité pour le réseau national interconnecté sont celles de la filière gaz : les turbines à gaz (TG) et les cycles combinés (CC). Ce choix semble être le plus approprié pour cette période, tant pour des considérations techniques et économiques qu'environnementales.

Les turbines à gaz se justifient, pour un fonctionnement en pointe, par leur rapidité de démarrage et leur faible coût d'investissement. Les cycles combinés sont des candidats techniquement et économiquement intéressants pour un fonctionnement en base, en raison de leur très bon rendement et de leurs excellentes prestations environnementales lorsqu'on les compare, à puissances égales, aux autres types d'unités utilisant des combustibles fossiles. Ainsi, les moyens de production candidats retenus sont les turbines à gaz de palier 100 et 200 MW et les cycles combinés de palier 400 MW.

9. Production décentralisée et énergies renouvelables[7]

L'introduction des énergies renouvelables en Algérie peut se faire selon les approches suivantes :

1. Complément à l'électrification rurale pour l'alimentation en électricité de sites isolés.
2. Hybridation des centrales diesel existantes ou nouvelles par des systèmes photovoltaïques ou par des éoliennes, selon le site et la puissance.
3. Approche dictée par des considérations de politique énergétique, de veille technologique ou de conformité à des engagements environnementaux.

Cette approche concerne notamment les filières solaire thermique, éolienne et cogénération.

4. La valorisation à l'exportation de l'électricité produite à partir de ces filières n'est pas prévue dans ce programme.

La politique énergétique préconise l'accroissement de la contribution des énergies renouvelables dans le bilan énergétique national ainsi que l'encouragement des systèmes énergétiques à haut rendement. Le scénario proposé est fondé sur une montée progressive de ces énergies dans le bilan énergétique national.

Tableau II.6 : Programme des investissements en moyens de production en énergies renouvelables

Année		2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
Solaire thermique	MW		30	30	100	100	100	100	170	170
	GWh		60	60	200	200	200	200	340	340
	% bilan production		0.144	0.129	0.386	0.351	0.328	0.315	0.510	0.485
Eolien	MW			10	10	20	20	40	60	80
	GWh			20	20	40	40	80	120	160
	% bilan production			0.039	0.035	0.066	0.063	0.120	0.171	0.218
Cogénération	MW		50	100	100	150	200	250	300	450
	GWh		350	700	700	1050	1400	1750	2100	3150
	% bilan production		0.753	1.353	1.228	1.720	0.206	2.624	2.999	4.285
Photovoltaïque	MW	0.5	1.1	1.6	2.1	2.6	3.1	3.6	4.1	5.1
	GWh	0.345	2.2	3.2	4.2	5.2	6.2	7.2	8.2	10.2
	% bilan production	0.001	0.005	0.006	0.007	0.009	0.010	0.011	0.012	0.014
Programme Enr	MW	0.5	81.1	141.6	212.1	272.6	323.1	393.6	534.1	705.1
	GWh	0.345	412.2	783.2	924.2	1292.2	1646.2	2037.2	2568.2	3660.2
	% bilan production	0.001	0.885	1.513	1.621	2.122	2.594	3.055	3.667	4.979

CHAPITRE III

GENERALITES

1. introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur.

L'industrie utilise des techniques d'intensification qui permettent d'augmenter le terme $U.A$ ($U.A$: *conductance thermique*) de façon significative. Ainsi pour une puissance thermique constante, l'augmentation de U permet :

- ✓ de réduire la surface d'échange A , une réduction substantielle du coût de l'appareil étant généralement obtenue.
- ✓ de réduire l'écart de température et donc de diminuer les coûts de fonctionnement [8].

2. Définition de la conductance thermique

La Conductance thermique (notée souvent UA) est une grandeur physique caractérisant un échange thermique conductif en régime statique (c'est-à-dire: le flux de chaleur traversant un milieu conductif). Elle est définie comme l'inverse de la résistance thermique

$$C_T = UA = AU = 1/R$$

Avec :

- U - coefficient d'échange globale ($W/(m^2.K)$)
- A - surface d'échange (m^2)
- R - résistance thermique (k/w)
- C_T -conductance thermique (W/K)

En vu de la grande importance de cette grandeur physique (Conductance thermique) qui est la caractéristique essentielle d'un échangeur de chaleur, nous allons dans ce qui suit présenter les différents principaux échangeurs existant dans l'industrie.

3. Echangeurs de chaleur

3.1. Définition :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides [9].

3.2. Différents Types d'échangeurs

Les deux principaux types des échangeurs utilisés dans l'industrie sont :

- Les échangeurs tubes et calendres.
- Les échangeurs à plaques.
- Les échangeurs faisceaux.
- Les échangeurs compacts.

Dans les sections suivantes, nous allons présenter les différentes catégories d'échangeurs tubulaires.

3.2.1. Echangeurs tubulaires

3.2.1.1. Différentes catégories existantes

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- **échangeur monotube**, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín ;
- **échangeur coaxial**, dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur;
- **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :
 - **échangeur à tubes séparés** : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé, [9]
 - **échangeur à tubes rapprochés** : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
 - **échangeur à tubes ailettés** : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique entre liquides et gaz.
 - **échangeur à tubes et calendrier**: c'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

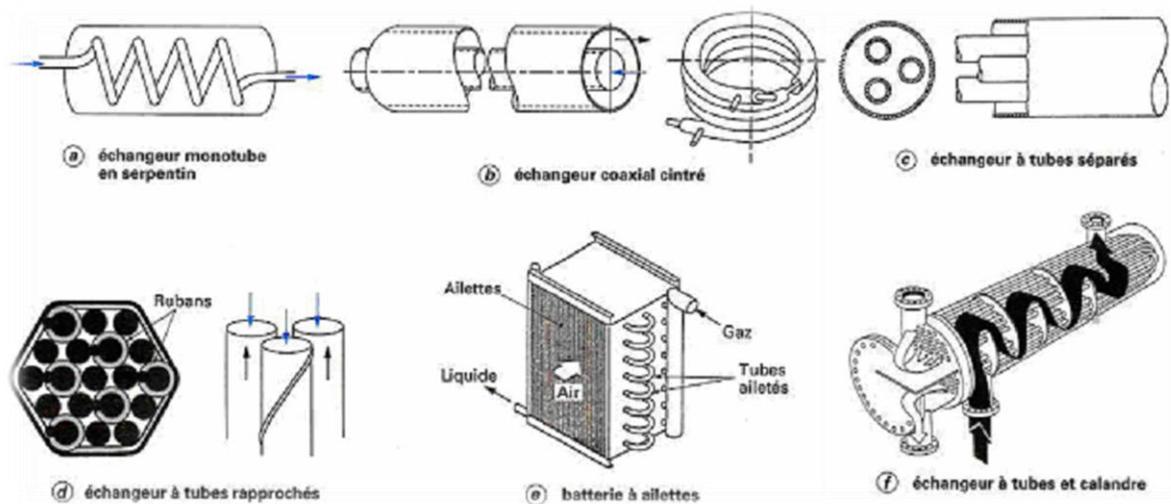


Fig. III.1 : différentes catégories d'échangeurs tubulaires. [9]

3.3. Bilan énergétique d'un échangeur de chaleur



Fig. III.2 : bilan énergétique autour d'un échangeur de chaleur co-courants.

Pour faire un bilan énergétique autour d'un échangeur de chaleur on prend en considération les chaleurs spécifiques, les débits et les températures des deux fluides circulant dans les conduites, bien évidemment ces grandeurs sont présent à l'entrée et à la sortie de chaque conduite. Le bilan s'établi comme selon la formule suivante :

$$\dot{m}_h C_{ph} (T_{h,o} - T_{h,i}) = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,i} - T_{c,o})$$

Tel que :

$T_{h,o}$: Température du fluide chaud à la sortie.

$T_{h,i}$: Température du fluide chaud à l'entrée.

$T_{c,i}$: Température du fluide froid à l'entrée.

$T_{c,o}$: température du fluide froid à la sortie.

\dot{m}_h , \dot{m}_e : les débits des fluides chaud et froid respectivement.

C_{ph} , C_{pc} : les chaleurs spécifiques moyennes des fluides chaud et froid respectivement

4. Généralités sur les chaudières

Une chaudière est un échangeur particulier, ou un ensemble d'échangeurs, conçue pour transformer de l'eau en vapeur en utilisant une source de chaleur définie, pour porter le fluide caloporteur à une température désirée.

Les principales utilisations industrielles sont en premier lieu la production d'énergie motrice et électricité par détente dans une turbine, mais aussi l'emploi comme matière première ou comme source de chaleur intermédiaire dans presque toutes les branches : industrie chimique, alimentaire, papetière, textile ... etc.

5. Historique des ensembles de chaudière à circulation naturelle de l'eau

Le développement de la construction des chaudières dans l'industrie a commencé par les chaudières cylindriques, dans lesquelles on produisait de la vapeur à basse pression. Ces chaudières peuvent avoir un débit de 1 à 1,5 t/h. La fabrication des chaudières cylindriques consommait beaucoup d'acier, et leur rendement thermique était faible.

Le développement de l'industrie, l'accroissement des besoins de la vapeur et la nécessité d'obtenir la vapeur à plus haute température et plus haute pression ont conduit les constructeurs de chaudières à réaliser des chaudières plus performantes et ayant de plus grands débits de vapeur. Ces chaudières ont été d'abord des chaudières à tubes de fumées et ensuite des chaudières à tubes d'eau. Dans ces deux types de chaudières, on commença à utiliser comme surface de chauffe des tubes qui aboutirent ensuite à la construction de chaudières plus robustes.

Dans les chaudières à tubes de fumées, qui sont bien connues depuis plus de 100 ans, les fumées circulent à l'intérieur des tubes, et l'eau baigne ces tubes à l'extérieur. Dans les chaudières à tubes d'eau au contraire, l'eau circule à l'intérieur des tubes et les fumées à l'extérieur. A l'heure actuelle, on utilise largement les deux catégories de chaudières dans l'ensemble de l'économie, les chaudières à tubes de fumées sont employées dans les petites installations « jusqu'à 2 à 5 t/h », et les chaudières à tubes d'eau sont employées dans les installations de moyennes et grandes puissances. [21]

6. Groupes chaudière

Un groupe chaudière comprend : le générateur de vapeur (appelé habituellement la chaudière à vapeur), les surchauffeurs et resurchauffeurs de vapeur, le réchauffeur d'eau ou économiseur, le réchauffeur d'air, le foyer ou les dispositifs de chauffe, la maçonnerie, la carcasse, etc.

Les dispositifs ou organes de chauffe sont destinés à faire brûler le combustible. Dans les foyers de chaudières, le phénomène de combustion est habituellement associé aux phénomènes de transmission de chaleur. Dans ce but, la surface de chauffe est installée en partie dans le foyer. Dans la plupart des ensembles de chaudière, les parois des foyers sont recouvertes de tubes d'eau qui constituent des écrans d'eau ou des surfaces de chauffe par rayonnement. Ces tubes des écrans d'eau sont parcourus par l'eau qui s'échauffe par rayonnement à partir des brûleurs, bout et se transforme en vapeur.

La vapeur est produite non seulement dans les écrans d'eau, mais également dans les surfaces de chauffe par convection, surfaces qui sont placées dans le foyer et dans les passages de gaz. Dans les groupes modernes de chaudière, les surfaces de chauffe par convection sont constituées par des tubes d'eau, de même que les surfaces de chauffe par rayonnement.

7. Classification et types de chaudières

C'est une gageure que de vouloir établir une classification simple des chaudières industrielles, celles-ci faisant intervenir trop de critères non significatifs lorsqu'ils sont pris isolément, trop de variantes et trop de combinaisons possibles. Il est évident que chaque modèle de chaudière possède, de par sa conception et ses dimensions en général, une limitation en capacité de production de vapeur ; mais il est bien rare de buter sur tous les critères de limitation en même temps. Il suffit souvent de changer un paramètre pour étendre sensiblement la plage d'utilisation.

Voici quelques critères de classification des chaudières industrielles :

- Classification en fonction de la réglementation
- Classification en fonction de la conception
- Classification en fonction de la puissance thermique
- Classification en fonction des assemblages mécaniques
- Classification en fonction du type de circulation

Dans la suite on va s'intéresser aux deux critères principaux de classifications qui sont :

- Classification en fonction de la conception
- Classification en fonction du type de circulation

7.1. Classification en fonction de la conception

7.1.1. Les chaudières à tubes de fumée

Ce type de chaudière peut fournir un débit de vapeur saturée de 1 à 25 tonnes/heure, en basse et moyenne pression. Le combustible utilisé est soit du gaz, soit du fuel.

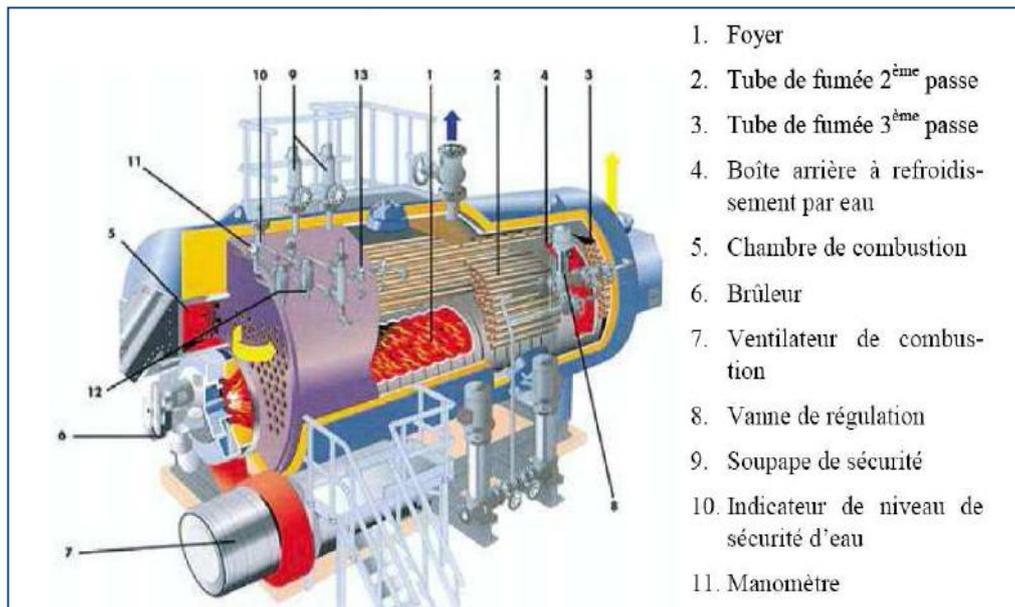


Fig. III.3: Chaudière à tubes de fumée.

Dans ce type de chaudières, les fumées circulent à l'intérieur des tubes et l'eau baigne ces tubes à l'extérieur [10]. L'avantage principal est la réduction des pertes thermiques vers l'ambiante ; l'inconvénient est la perte de pression importante subie par les gaz dans les tubes, ce qui nécessite de comprimer à une pression élevée l'air de combustion.

7.1.2. Les chaudières à tubes d'eau

Ce type de chaudière peut fournir un débit de vapeur saturée supérieur à 20 tonnes/heure, en moyenne et haute pression. L'eau circule à l'intérieur des tubes et les fumées à l'extérieur. Les chaudières à tubes d'eau sont employées dans les installations de moyennes et grandes puissances. Les avantages thermiques et hydrodynamiques sont inverses de ceux des chaudières à tubes de fumées. [10]

7.2. Classification en fonction du type de circulation

7.2.1. Les chaudières à circulation naturelle

Dans les chaudières à circulation naturelle, la circulation du fluide dans l'évaporateur est assurée par la différence de densité entre l'eau qui descend du ballon et le mélange eau-vapeur qui remonte vers le ballon (voir Figure.III.4 ci-dessous). La circulation naturelle est d'autant meilleure que la différence de hauteur entre le ballon et les tubes est grande. Dans le ballon, il y a séparation des phases : la phase vapeur est envoyée vers une éventuelle surchauffe tandis que l'eau à la base du ballon est renvoyée vers l'évaporateur.

La circulation est d'autant plus intense que la différence de masse volumique entre l'eau et la vapeur est plus grande. L'effet de circulation naturelle diminue donc progressivement lorsque l'on se rapproche de la pression critique de 221 bars. Pratiquement, son domaine d'application se situe au-dessous de 190 bars, pression à laquelle elle reste satisfaisante et sûre. Les chaudières à circulation naturelle n'ayant pas de pompe de circulation à l'évaporateur, présentent l'avantage d'une faible consommation électrique et de coûts de maintenance limités. [11]

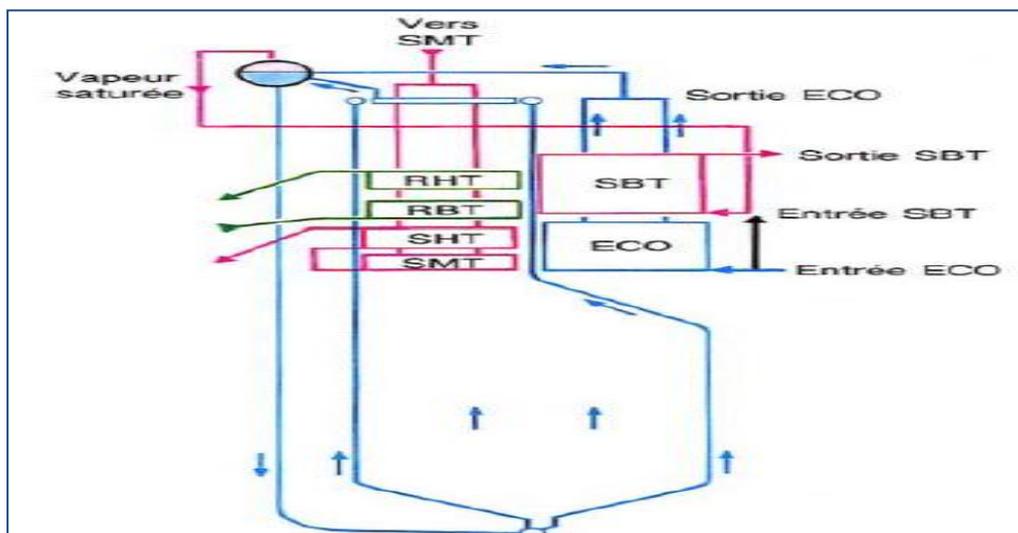


Fig.III.4 : Schéma de principe d'une chaudière à circulation naturelle.[22]

7.2.2. Les chaudières à circulation assistée

La constitution de la boucle est la même (voir figure.III.5) sauf que dans ce cas on est en présence de pompes de circulation assistée entre les lignes de descente d'eau et les tubes chauffés (l'évaporateur). Ces pompes permettent d'assurer une circulation suffisante afin

d'éviter l'assèchement des tubes (maintenir un titre massique de vapeur pas trop élevé dans le mélange).

Les pompes sont nécessaires dans ce type de configuration car on aurait une perte de charge trop importante du fait d'un diamètre hydraulique réduit du faisceau évaporateur (tubes de diamètre plus faible dans l'évaporateur voire de moins de tubes), d'une pente insuffisante (voir arrangement horizontal des tubes). En général, la surface d'échange des chaudières à circulation assistée est plus faible, à puissance thermique égale, que celle des chaudières à circulation naturelle. [12]

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

- Le prix : dans le prix intervient, non seulement le coût de la pompe ou des pompes en service, mais également celui des pompes de réserve ainsi que des robinetteries ou des clapets de sécurité.
- La consommation : la puissance consommée par les pompes, de l'ordre de 0,5 à 0,8 % de la puissance électrique de l'alternateur associé. [13]

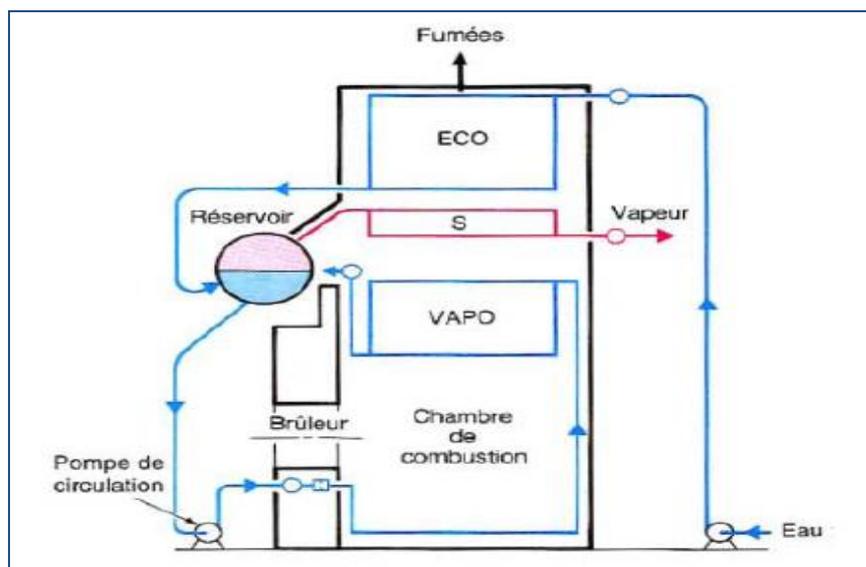


Fig.III.5 : Schéma de principe d'une chaudière à circulation assistée [22]

7.2.3. Les chaudières à circulation forcée

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

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

Dans une chaudière à circulation forcée, on ne peut plus faire la différence entre l'économiseur et l'évaporateur, et s'il subsiste un ballon de séparation, non seulement sa taille est fortement réduite, mais en plus, son utilité est principalement limitée à la phase de démarrage de la chaudière, pendant laquelle l'eau soutirée à la base du ballon est renvoyée vers le dégazeur, le surchauffeur n'étant opérationnel que lorsque le débit de vapeur sortant du ballon est suffisant (voir Figure.III.5) . [14]

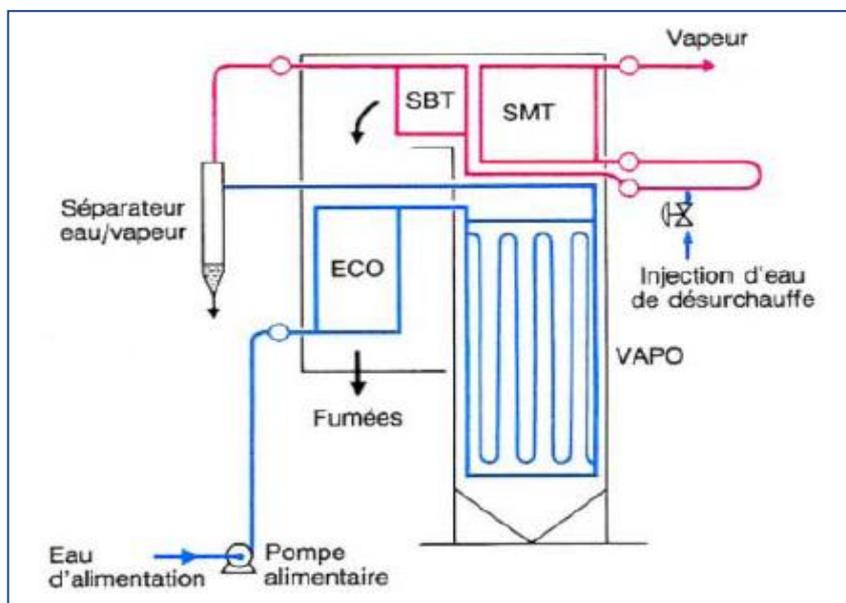


Fig.III.6 : Schéma de principe d'une chaudière à circulation forcée pure. [22]

8. Transmission de chaleur dans la chaudière

Les fumées formées pendant la combustion circulent dans la chaudière et transmettent une grande partie de leur chaleur aux tubes de la chaudière, des surchauffeurs et des préchauffeurs. Cet écoulement peut se produire soit librement, c'est-à-dire par la force portante naturelle des fumées chaude ; soit forcé ou les fumées sont contraintes ou aspirées dans la chaudière par des ventilateurs.

Le transport de chaleur à partir des fumées vers les parois des tubes peut se produire par conduction de chaleur, par convection et par rayonnement.

8.1. La conduction thermique

Dans ce cas la transmission de chaleur se fait d'un milieu à l'autre en fonction de la valeur du coefficient de conductivité thermique λ et de la différence de température.

8.2. La convection thermique

La transmission de chaleur par convection ne se produit qu'en cas d'un écoulement laminaire ou turbulent en raison d'un phénomène appelé « échange de substance », la chaleur est amené vers la surface de chauffe par un milieu qui la transporte (fumée) ; et au moyen de la conduction thermique par la paroi tubulaire elle passe au milieu récepteur de la chaleur (eau de chaudière ou eau d'alimentation), il en résulte que la conduction de chaleur et la convection se manifestent toujours en même temps pendant le fonctionnement pratique de la chaudière.

8.3. Le rayonnement

La transmission de chaleur par rayonnement ne joue pas un rôle inférieur à celui de la transmission par contact dans la construction de la chaudière. Dans les faisceaux de tubes le rayonnement assure une part importante de l'ensemble de la transmission de chaleur en présence de température de fumées élevées. Dans la chambre de combustion, pratiquement toute la chaleur est transmise par rayonnement.

L'intensité du rayonnement diminue avec le carré de la distance de la source du rayonnement. Cette diminution est d'autant plus faible que la source du rayonnement est étendue par rapport à la distance ; pour cette raison elle ne se manifeste que rarement étant donné que l'on peut admettre que la colonne de fumée émettant le rayonnement emplit toute la chaudière. Elle dépend en outre de la pression partielle et de la densité de la couche des gaz.

Avec l'augmentation de la température, l'intensité du rayonnement croît rapidement (à la puissance 4 de la température). Lorsque les températures sont basses (en dessous de 200° C) la proportion du rayonnement à la transmission de chaleur est pratiquement nulle.

La quantité de chaleur transporté par rayonnement dépend de ce qui est appelé coefficient d'émissivité par rapport au corps noir de la surface de chauffe. Cela signifie que par exemple les tubes de la surface de chauffe relativement foncés absorbent le rayonnement alors que les surfaces de chamotte incandescente le reflètent. Exerçant donc la fonction d'un

miroir ; cet effet est utilisé pour augmenter la température de la chambre de combustion servant des réflecteurs d'allumage dans des chaudières à charbon .

9. Généralités sur les condenseurs

Il est de coutume de désigner par condenseur un appareil dont la fonction principale est de condenser de la vapeur, le réchauffage obligatoire du fluide froid auxiliaire n'étant qu'une conséquence (parfois nuisible), par opposition aux échangeurs de chaleur (réchauffeurs) où la condensation de vapeur n'est qu'un moyen d'obtenir le but désiré. On classe les condenseurs en deux grandes familles :

- ✓ les condenseurs par surface, sans contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant, une surface d'échange paroi s'interposant entre eux ;
- ✓ les condenseurs par mélange avec, 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, en général de l'eau brute[15] .

Pour condenser une vapeur saturée, la physique nous enseigne qu'il faut soutirer à cette vapeur une certaine quantité de chaleur, dite enthalpie de vaporisation, et la céder à une source froide. Un condenseur a donc besoin d'une source froide qui est, dans le cas le plus général, un liquide bon marché. Il s'est avéré que la source froide la moins chère est l'eau ; mais on utilise aussi l'air comme réfrigérant. Nous pouvons classer les fluides réfrigérants comme suit :

- ✓ eau douce (rivière) ;
- ✓ eau de mer ;
- ✓ air.

Les grands domaines d'emploi des condenseurs sont : la production de la technique du froid, l'industrie chimique, centrales de production d'électricité.

9.1 Types de condenseur

9.1.1. Condenseurs par surface

Un condenseur par surface comprend essentiellement:

- ✓ un corps,
- ✓ une plaque tubulaire a chacune des extrémités du corps,
- ✓ un faisceau tubulaire en laiton ou autre alliage approprié (les extrémités des tubes sont serties dans les orifices des plaques tubulaires),

- ✓ une manchette raccordant le corps du condenseur à la bride d'échappement de la turbine,
- ✓ un puits situé à la partie inférieure du corps du condenseur, qui recueille l'eau condensée.

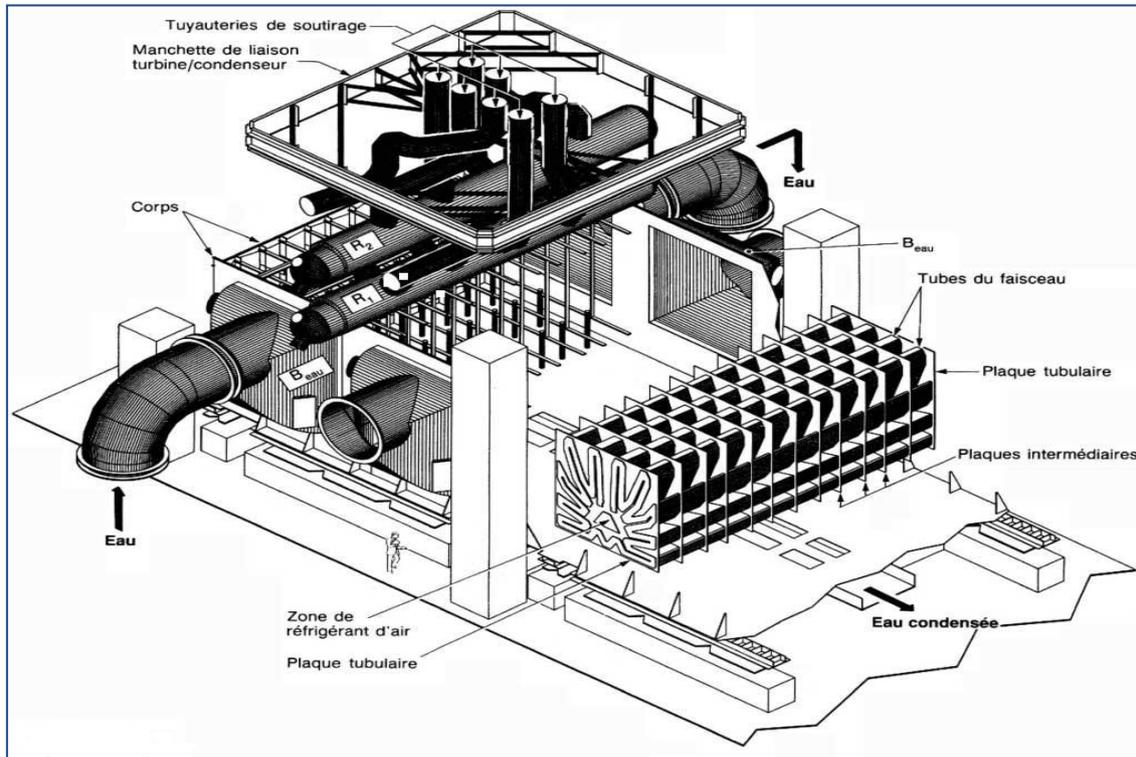


Fig. III.7 : condenseur par surface.

9.1.2. Condenseurs par mélange

Le principe du condenseur par mélange (**figure III.8**) est extrêmement simple. L'eau de réfrigération est introduite dans le condenseur où elle est pulvérisée le plus finement possible à travers des pulvérisateurs. Elle rencontre la vapeur à condenser soit à co-courant, soit à contrecourant, et le mélange intime des deux fluides assure la condensation de la vapeur et le réchauffage de l'eau. Un certain nombre de chicanes, disposées sur le parcours de la vapeur et de l'eau, favorisent l'échange. [15]. Ce type de condenseur a pour avantage principal de réduire la différence de température de condensation.

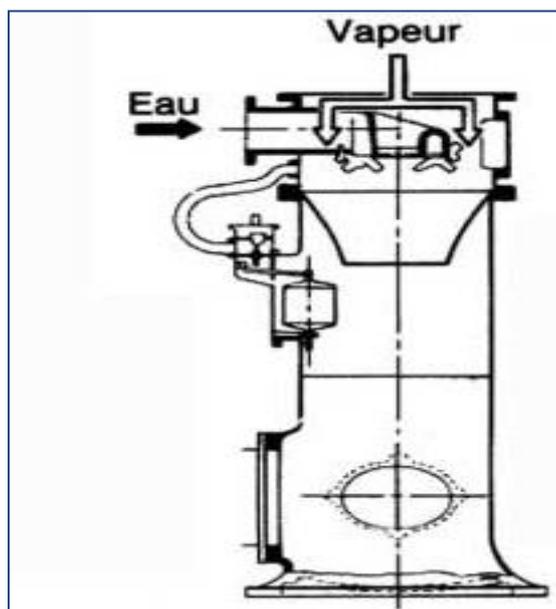


Fig. III.8 : condenseur par mélange. [15]

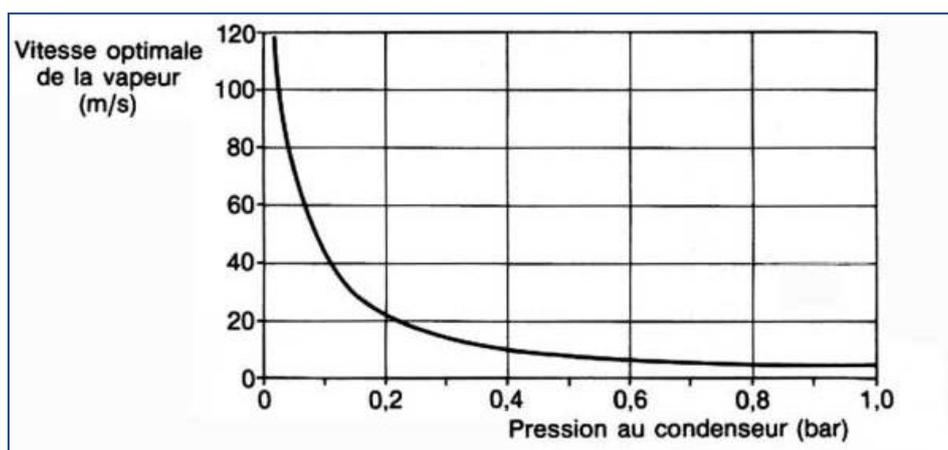


Fig. III.9 : diagramme de vitesse optimale de la vapeur et la pression dans un condenseur par mélange. [15]

Comme pour le condenseur par surface, lorsque l'appareil fonctionne sous vide, un système extracteur d'air est indispensable. Les gaz incondensables sont extraits à la partie supérieure du condenseur. Le calcul du débit d'eau de refroidissement théorique ne présente aucune difficulté. Si Q_v est le débit de vapeur à condenser, à l'enthalpie H_v , H_c désignant l'enthalpie du condensat à la température de saturation correspondant à la pression théorique du condenseur, et H_e désignant l'enthalpie de l'eau de réfrigération à l'entrée du condenseur, le débit d'eau Q_e vaut :

$$Q_e = \frac{(H_v - H_c)}{(H_c - H_e)} \times Q_v$$

+ Avantages et inconvénients d'un condenseur par mélange**• Avantages :**

Les avantages de ces types de condenseurs se résument dans leur simplicité et leur fiabilité

• Inconvénients :

Les deux seuls inconvénients de ces types de condenseurs sont :

- ils exigent une eau de refroidissement de même qualité que la vapeur à condenser.
- ils sont limités en taille du fait de la remarque précédente.

CHAPITRE IV

DESCRIPTION ET CALCUL

DÉTAILLÉE DE LA

CHAUDIÈRE

1. Introduction

Dans ce chapitre on commence par la description de chaudière de Cap Djinet, puis on passe aux calculs sur les différentes parties de la chaudière (foyer, économiseur, évaporateur, les surchauffeurs primaire, secondaire et final, et resurchauffeurs primaire et secondaire), en essayant à chaque fois d'établir les équations gouvernantes et les bilans énergétiques.

On commence l'étude par le calcul de la température des fumées a la sortie du foyer ; ensuite on décrit les circuits de fumée et eau-vapeur ; en appliquant le bilan énergétique sur les sept échangeurs de chaleur on peut déterminer les différentes températures d'entrée et de sortie pour les circuits de fumées et eau-vapeur et les quantités de chaleur transférées à travers chaque équipement.

Une fois les bilans établis, on commence l'étude thermique de la chaudière dont le but est de déterminer la conductance thermique dans chaque partie de la chaudière; pour cela on utilise la procédure basée sur les bilans énergétiques par la méthode d'efficacité $NTU - \epsilon$ (Nombre d'Unité de Transfert).

2. Description et principe de fonctionnement de la chaudière de Cap Djinet [16]

La chaudière à étudier est de type **SGP Autriche** à circulation naturelle d'eau, de capacité de production de 523 t /h de vapeur en régime optimal (176 MW), avec une température de surchauffe de 540°C et une pression de 160 bars.

Ce type de générateur de vapeur à écrans tubulaires, où les tubes sont verticaux, donne l'avantage d'un taux de vaporisation particulièrement élevé, il est caractérisé par un volume d'eau relativement restreint par rapport à la surface de chauffe, qui est beaucoup plus grande. Cette chaudière est constituée principalement de :

- La chambre de combustion formée par les tubes écrans ou faisceau vaporisateur.
- Le ballon de vaporisation.
- Les surchauffeurs et resurchauffeurs.
- L'économiseur.
- Les colonnes de descentes.
- Les bruleurs.

2.1. Description du principe

L'eau d'alimentation est refoulée par les pompes d'eau d'alimentation directement jusqu'à l'économiseur. L'eau réchauffée est ensuite refoulée dans le ballon de la chaudière. Le ballon constitue le réservoir effectif des écrans de la chaudière. Du ballon, l'eau "tombe" par les colonnes de descente jusqu'aux collecteurs des écrans. Les écrans sont étanches aux gaz et forment la chambre de combustion. Dans les tubes des écrans se trouve un mélange de bulles de vapeur et d'eau, qui a un poids spécifique plus faible que l'eau. Ce mélange monte jusqu'au ballon de chaudière, car il est poussé par l'eau froide provenant des colonnes de descente. C'est "la circulation naturelle". Dans le ballon s'opère une séparation de l'eau et de la vapeur et celle-ci est conduite aux surchauffeurs.

2.2. Fonctionnement de la chaudière

Pour simplifier la description du fonctionnement de la chaudière nous allons d'abord le répartir en trois sections principales suivantes:

- Circuit d'eau.
- Circuit de vapeur.
- Système d'air frais et de gaz fumées.

2.2.1. Circuit d'eau

L'eau d'alimentation est pompée dans l'économiseur par les pompes d'alimentation (RL 50). Avant l'économiseur il y a:

- une vanne de retenue
- une vanne de réglage

Ces vannes protègent le circuit d'eau d'alimentation contre un reflux de vapeur durant une chute de pression soudaine. Après ces vannes, l'eau d'alimentation est amenée à l'économiseur où elle reçoit la chaleur des gaz de combustion chauds.

a) Economiseur

L'économiseur est une tuyauterie en forme de serpentín avec une surface de chauffe de 2080 m²; il se trouve en fin de parcours des gaz de combustion et a comme fonction principale la réception, le réchauffement et le guidage de l'eau d'alimentation avant le ballon de chaudière.

b) Ballon de chaudière

L'eau d'alimentation réchauffée dans l'économiseur arrive au ballon. L'eau du ballon est conduite aux écrans par les 4 colonnes de descente. L'admission a lieu dans les collecteurs inférieurs des écrans. Après un temps d'échauffement adéquat un mélange eau – vapeur monte

vers le ballon (admission par le collecteur supérieur des écrans et les tuyaux de liaison). Dans le ballon (moitié supérieure) il se produit une séparation entre la vapeur et l'eau au moyen d'un séparateur cyclone. La vapeur est transmise dans les surchauffeurs par les tubes-supports. Le niveau d'eau dans le ballon reste constant pendant tout le temps de fonctionnement de la chaudière. Ce ballon opère sous une pression de service de 160 bars et il a une capacité de volume d'eau de 26,9 m³.

c) Colonnes de descente et écrans vaporisateurs

Les colonnes de descente sont raccordées à la partie inférieure du ballon et conduisent l'eau (tombant grâce à son propre poids) à la partie inférieure de l'écran vaporisateur « le collecteur inférieur ». L'eau se trouvant dans l'écran vaporisateur va être ici chauffée directement par rayonnement et va se vaporiser en partie. Ce mélange eau - vapeur a un poids spécifique plus faible que l'eau provenant des colonnes de descente et il va être poussé vers le haut par celle-ci.

Le mélange revient ainsi au ballon, venant cette fois des collecteurs supérieurs des écrans vaporisateurs. Les tuyaux vaporisateurs sont soudés et étanches aux gaz et forment la seconde grande surface de chauffe de la chaudière (après l'économiseur), elle est de 1980 m². La pression qui règne à l'intérieur de ces colonnes est de l'ordre de 160 bars et le volume d'eau est de 37 m³.

2.2.2. Circuit de vapeur

e) Les surchauffeurs

Il y a trois surchauffeurs dont leurs caractéristiques sont les suivants :

- surchauffeur primaire :
 - surface de chauffe : 1565 m²
 - pression timbre : 172 bars
 - pression de service : 160 bars
- surchauffeur secondaire :
 - surface de chauffe : 581 m²
 - pression timbre : 172 bars
 - pression de service : 150 bars
- surchauffeur final :
 - surface de chauffe : 538 m²
 - pression timbre : 172 bars
 - pression de service : 145,7 bars

▪ Description de fonctionnement

La vapeur séparée par le séparateur cyclone va être menée par des tubes ascendants de trop-plein dans les tubes-support. Elle passe d'abord dans le collecteur des tubes-support supérieur puis dans les tubes-support, puis dans la grille de tubes-support et de là dans le collecteur des tubes-support inférieur.

La grille de tubes-support (tubes coup de feu) est la surface de chauffe du surchauffeur le plus proche du foyer et protège le surchauffeur proprement dit du rayonnement. Tout le système est aussi suspendu à la charpente de la chaudière. La vapeur parcourt successivement le collecteur de tube-support inférieur, le premier surchauffeur puis après passage par le désurchauffeur (gauche/droit) le second surchauffeur; elle traverse ensuite le désurchauffeur n° 2 (gauche/droit) avant d'arriver dans le surchauffeur final.

Les trois surchauffeurs sont montés en lignes, séparées et parallèles. Il est donc possible de compenser des différences de température du côté gaz de fumée grâce aux désurchauffeurs 1 et 2. L'injection a lieu par les soupapes RL 61 - 64 5001 et RL 61 - 64 5002. L'eau de désurchauffe est prise de la conduite eau d'alimentation RL 50. La sortie du dernier surchauffeur mène directement à la conduite de vapeur vive. Par cette conduite la vapeur est guidée vers la partie haute-pression de la turbine.

f) Les resurchauffeurs

Les deux resurchauffeurs travaillent dans la partie moyenne pression et leurs caractéristiques sont les suivants :

- resurchauffeur primaire
 - surface de chauffe : 1832 m²
 - pression timbre : 48 bars
 - pression de service : 39 bars
 - volume d'eau : 18,96 m³
- resurchauffeur secondaire
 - surface de chauffe : 929 m²
 - pression timbre : 48
 - pression de service : 37
 - volume d'eau : 10,11 m³

▪ Description du fonctionnement

Après les clapets de retenue à la sortie du corps HP, la vapeur passe dans la conduite de vapeur à resurchauffer et de là dans le premier resurchauffeur. Il se compose de deux parties, citées plus haut: partie 1 (resurchauffeur primaire) et partie 2 (resurchauffeur secondaire). Celles-ci sont montées en lignes parallèles. Après la première partie se trouve "un croisement" c'est-à-dire que la sortie gauche de la première partie débouche dans l'entrée (admission) droite de la deuxième partie.

Entre les resurchauffeurs I et II se trouvent les désurchauffeurs (à droite et à gauche) qui servent à la stabilisation de la température de sortie. Après la sortie la vapeur passe dans la conduite de vapeur resurchauffée qui la conduit aux vannes d'interception du corps MP. Lors de la mise en service ou en cas de déclenchement de la turbine, la vapeur est conduite au condenseur par la station de contournement basse-pression (avant les vannes d'interception).

La vapeur peut aussi être libérée à l'air libre en cas de besoin c'est-à-dire lors du déclenchement des deux soupapes de sécurité (a l'arrière de la sortie du resurchauffeur).

2.2.3. Système d'air frais et de gaz de fumée

Deux ventilateurs de soufflage NG 21 D001 et NG 22 D001 servent à refouler l'air de combustion à travers les préchauffeurs d'air TRP 4 à vapeur correspondants à chaque ventilateur dans les préchauffeurs rotatifs de type Ljungstrom (coté air).

Le réglage du débit d'air nécessaire à la combustion se fait par les régulateurs de turbulence NG 21 5001 et NG 22 5001 coté aspiration des ventilateurs. En cas de panne d'un ventilateur les registres d'isolement NG 21/NG22 5001 isolent ce ventilateur et une rotation du ventilateur en sens contraire est évitée par l'ouverture du registre associé NG 21 5003 ou NG 22 S003.

Les réchauffeurs d'air à vapeur NT 11 et NT 12 servent à l'augmentation de la température de l'air de combustion avant les préchauffeurs d'air Ljungstrom. Cela permet de régler la température de l'air de telle sorte qu'aucune condensation ne se forme sur les tôles de chauffe des préchauffeurs Ljungstrom. Ce réglage de température est nécessaire en marche au fuel-oil ou en charge partielle.

L'air préchauffé arrive des réchauffeurs d'air Ljungstrom par les conduites d'air de combustion à chaque bruleur (en tout 8). La quantité d'air nécessaire à chaque bruleur pour la combustion est dosée par les registre d'air de combustion NG 41 a 48 5001. La distribution en air d'allumage et de refroidissement au bruleur est faite par un des ventilateurs NK 11 0001 ou NK 12 0001.

Après la combustion, les gaz de fumée passent à travers la chambre de combustion et laissent la plus grosse partie de leur chaleur aux surfaces de chauffe du premier tirage et arrivent par la conduite de gaz de fumée du deuxième tirage au préchauffeur de type Ljungstrom (coté gaz).

3. Données de fonctionnement relatives à la chaudière de Cap Djinet

Nous allons représenter les différentes données de fonctionnement de la chaudière sous forme de tableau pour différentes catégories de puissances comme le montre le tableau suivant :

Tableau IV.1 : données de fonctionnement de la chaudière de Cap Djinet

Charge Paramètres	Unité	$0.25P_n$	$0.5P_n$	$0.75P_n$	P_n	P_{max}
Puissance brute aux bornes de générateur électrique	MW	44	88	132	176	+
Débit vapeur surchauffée	T/h	130.6	250.4	377.0	523.9	530.0
Débit vapeur resurchauffée	T/h	113.8	229.0	340.8	467.9	465.3
Eau d'injection partie HP	T/h	23.5	42.4	55.6	39.3	34
Température d'air après réchauffeur d'air à vapeur	°C	45	31	31	20	20
Température d'air après réchauffeur d'air rotatif	°C	245.1	281.0	301.8	315.5	315.4
Débit d'eau à l'entrée de l'économiseur	T/h	107	208	321.3	438.8	469.0
Tableau des Pressions d'eau et de vapeur						
Eau entrée économiseur,	bar-abs	160.3	161.0	162.2	164.3	164.3
Eau sortie économiseur,	bar-abs	160.0	160.0	160.0	160.0	161.0
Vapeur –Ballon	bar-abs	160.0	160.0	160.0	160.0	160.0
Vapeur-sortie surchauffeur 1	bar-abs	159.7	158.7	157.2	154.5	154.5
Vapeur-sortie surchauffeur 2	bar-abs	159.4	157.7	154.7	149.8	149.6
Vapeur-sortie surchauffeur 3	bar-abs	159.1	156.7	152.6	145.7	145.3

Vapeur-entré resurchauffeur	bar-abs	9.5	19.1	28.5	39.0	39.4
Vapeur- sortie resurchauffeur	bar-abs	9	18.1	27.1	37.0	37.4
Eau entré désurchauffeur de la surchauffeur	bar-abs	162.6	163.2	164.4	165.4	165.4
Eau sortie désurchauffeur de la surchauffeur	bar-abs	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0
Tableau des températures d'eau et de vapeur						
Eau d'alimentation entré économiseur	°C	180.0	211.4	230.4	246.3	247.0
Eau sortie économiseur	°C	245.7	268.8	279.4	284.7	287.0
Vapeur-Ballon	°C	347.5	347.5	347.5	347.5	347.5
Vapeur- entré surchauffeur primaire	°C	378.8	371.6	367.6	360.8	359.0
Vapeur- sortie surchauffeur primaire	°C	453.0	456.3	488.5	422.1	425.0
Vapeur- entré surchauffeur secondaire	°C	372.2	378.6	383.4	393.4	401.0
Vapeur- sortie surchauffeur secondaire	°C	485.0	485.0	485.0	485.0	485.0
Vapeur- entré surchauffeur finale	°C	452.8	459.3	462.9	470.5	472.0
Vapeur- sortie surchauffeur finale	°C	525.0	537.0	540.0	540.0	540.0
Vapeur- entrée resurchauffeur I	°C	266.1	304.6	326.8	357.2	357.0
Vapeur- sortie	°C	382.8	402.7	414.7	428.0	436.0

resurchauffeur I						
Vapeur- sortie resurchauffeur II	°C	510.2	530.1	539.9	540.0	540.0
Température des fumée après réchauffe d'air rotatif	°C	89.2	101.0	109.3	120.0	118.0

Remarque :

Dans la partie du calcul, les valeurs des données present en considération sont celles de la puissance nominal ($P_n = 176 MW$)

4 . Les principaux circuits de la chaudière[17]

4.1. Circuit eau-vapeur

Ici nous représentons le circuit principal du fluide eau-vapeur et les différents échangeurs parcourus par ce dernier.

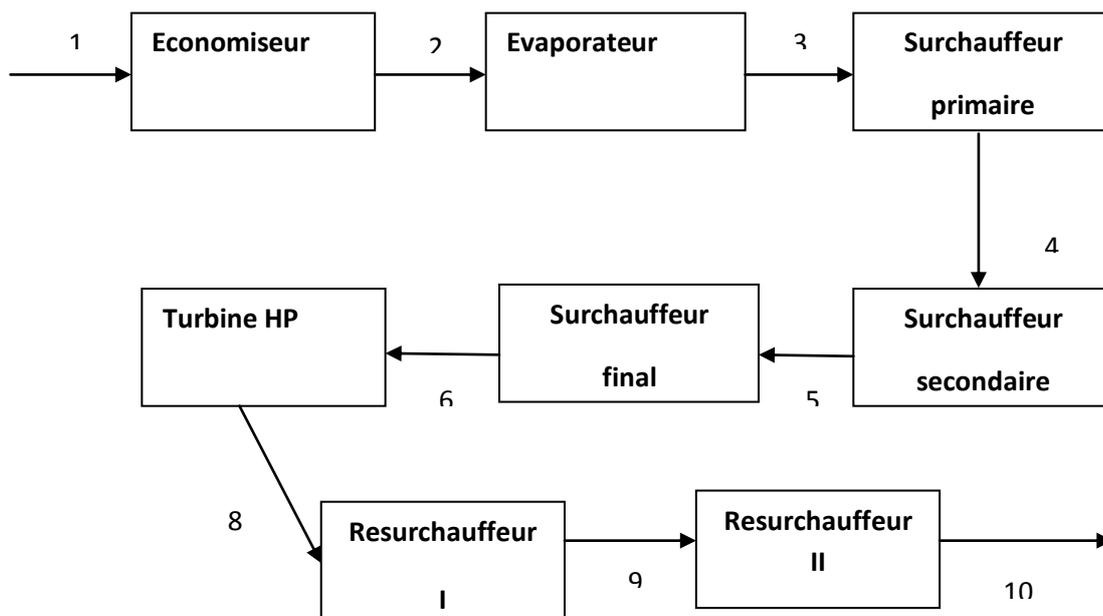


Fig. IV.1 : Circuit eau-vapeur dans la chaudière

5.1. Bilan énergétique du foyer

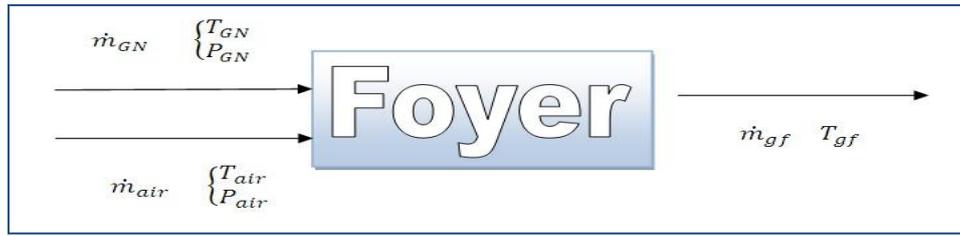


Fig. IV.3 : Bilan énergétique du foyer.

$$C_{p_{air}} \cdot T_{air} \cdot \dot{m}_{air} + \eta_{cc} \cdot PCI_{GNL} = \overline{Cp}_{gf} \cdot \dot{m}_{gf} \cdot T_{gf}$$

- **Température des gaz de fumées à la sortie du foyer**

A partir de ce bilan on calcule la température des fumées de fin de combustion suivante :

$$T_{gf} = \frac{C_{p_{air}} \cdot T_{air} \cdot \dot{m}_{air} + \eta_{cc} \cdot PCI_{GN}}{Cp_{gf} \cdot \dot{m}_{gf}}$$

5.2. Evaporateur

- **Calcul de la température de gaz de fumée à la sortie de l'évaporateur**

Après le calcul du Cp moyen des gaz de fumées et de vapeur, on applique le bilan énergétique autour de l'évaporateur pour tirer la température de sortie évaporateur:

$$\dot{m}_{gf} (h_{12} - h_{11}) = \dot{m}_e (h_3 - h_2)$$

Ou encore :

$$\dot{m}_{gf} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{11}}^{T_{12}} (T_{12} - T_{11}) = \dot{m}_e \overline{Cp}_e \Big|_{T_2}^{T_3} (T_2 - T_3)$$

Donc T_{12} aura la forme suivante :

$$T_{12} = T_{11} - \left[\frac{\dot{m}_e \overline{Cp}_e \Big|_{T_2}^{T_3} (T_2 - T_3)}{\dot{m}_{gf} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{11}}^{T_{12}}} \right]$$

- **Calcul des capacités thermique des deux fluides (gaz des fumée ;eau-vapeur)**

$$\dot{C}_{c,e} = \dot{m}_e \overline{Cp}_e$$

$$\dot{C}_{h,gf} = \dot{m}_{gf} \overline{Cp}_{gf}$$

Après le calcul on trouve :

$$C_{max} = \max (\dot{C}_{c,e}, \dot{C}_{h,gf}) = \dot{C}_{c,v}$$

$$C_{min} = \min (\dot{C}_c, \dot{C}_h) = \dot{C}_{h,gf}$$

- Calcul du rapport des capacités thermiques $C_{r,ev}$

$$C_{r,ev} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{C}_{h,gf}}{\dot{C}_{c,v}}$$

- Calcul du taux de chaleur transférer Q

$$Q = \dot{m}_e \overline{Cp}_e \Big|_{T_2}^{T_3} (T_2 - T_3)$$

- Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}

$$Q_{max} = \dot{C}_{h,gf} \times (T_{11} - T_2)$$

- Calcul de l'efficacité ε

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_e \overline{Cp}_e \Big|_{T_2}^{T_3} (T_2 - T_3)}{\dot{C}_{h,gf} \times (T_{11} - T_2)}$$

- Calcul du NTU_{ev}

C'est au niveau de l'évaporateur que l'eau se transforme en vapeur ; pour calculer NTU , on choisi donc la formule qui convient à un échangeur avec changement de phase, cette formule est la suivante :

$$NTU_{ev} = Ln \left(\frac{1}{1 - \varepsilon} \right)$$

- Calcul de la conductance thermique de l'évaporateur $C_{T,ev}$:

$$C_{T,ev} = C_{min} \times NTU_{ev} = \dot{C}_{h,gf} \times NTU_{ev}$$

- Calcul du coefficient d'échange global de l'évaporateur U_{ev} :

$$U_{ev} = \frac{C_{T,ev}}{A_{ev}} \quad \text{tel que : } A_{ev} \text{ est la surface d'échange de l'évaporateur.}$$

5.3. Surchauffeur secondaire

- Bilan énergétique

A partir du point 12, le débit des gaz de fumées va se diviser en trois débits qui vont passer par les trois échangeurs suivants : resurchauffeur secondaire, surchauffeur secondaire et le surchauffeur final. Admettant l'hypothèse que ces débits sont égaux et que $T_{12} = T_{13} = T_{14}$ faisant notre bilan énergétique qui est le suivant :

$$\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{12}}^{T_{17}} (T_{12} - T_{17}) = \dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_3}^{T_2} (T_5 - T_4)$$

- Calcul de la température de gaz de fumées a la sortie du Surchauffeur secondaire

$$T_{17} = T_{12} - \left[\frac{\dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_4}^{T_5} (T_5 - T_4)}{\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{12}}^{T_{17}}} \right]$$

- Calcul des capacités thermique

$$\dot{C}_{v,sur} = \dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_4}^{T_5}$$

$$\dot{C}_{gf} = \frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{12}}^{T_{17}}$$

Ce calcul donne :

$$C_{max} = \max(\dot{C}_{v,sur}, \dot{C}_{gf}) = \dot{C}_{v,sur}$$

$$C_{min} = \min(\dot{C}_c, \dot{C}_h) = \dot{C}_{gf}$$

- Calcul du rapport des capacités thermiques $C_{r,surII}$

$$C_{r,surII} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{C}_{gf}}{\dot{C}_{v,sur}}$$

- Calcul du taux de chaleur transféré Q

$$Q = \dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_4}^{T_5} (T_5 - T_4)$$

- Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}

$$Q_{max} = \dot{C}_{gf} \times (T_{12} - T_4)$$

- Calcul de l'efficacité ε :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_4}^{T_5} (T_5 - T_4)}{\dot{C}_{gf} \times (T_{12} - T_4)}$$

- calcul du NTU_{surII}

$$NTU_{surII} = - \frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_{r,surII})]}{(1 + C_{r,surII})}$$

- Calcul de la conductance thermique $C_{T,surII}$:

$$C_{T,surII} = C_{min} \times NTU_{surII} = \dot{C}_{gf} \times NTU_{surII}$$

- Calcul du coefficient d'échange global U_{surII} :

$$U_{surII} = \frac{C_{T,surII}}{A_{surII}}$$

5.4. Surchauffeur finale

- Bilan énergétique

$$\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{14}}^{T_{18}} (T_{14} - T_{18}) = \dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_5}^{T_6} (T_6 - T_5)$$

- Calcul de la température de gaz de fumée a la sortie du Surchauffeur finale

$$T_{18} = T_{14} - \left[\frac{\dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_5}^{T_6} (T_6 - T_5)}{\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{14}}^{T_{18}}} \right]$$

- Calcul des capacités thermiques

$$\dot{C}_{v,sur} = \dot{m}_{v,sur} \cdot \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_5}^{T_6}$$

Le calcul donne :

$$C_{max} = \max (\dot{C}_{v,sur}, \dot{C}_{gf}) = \dot{C}_{v,sur}$$

$$C_{min} = \min (\dot{C}_c, \dot{C}_h) = \dot{C}_{gf}$$

- Calcul du rapport des capacités thermiques $C_{r,surIII}$:

$$C_{r,surIII} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{C}_{gf}}{\dot{C}_{v,sur}}$$

- Calcul du taux de chaleur transférer Q

$$Q = \dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_5}^{T_6} (T_6 - T_5)$$

- Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max} :

$$Q_{max} = \dot{C}_{gf} \times (T_{14} - T_5)$$

- Calcul de l'efficacité ε :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_5}^{T_6} (T_6 - T_5)}{\dot{C}_{gf} \times (T_{14} - T_5)}$$

- calcul du NTU_{surIII} :

$$NTU_{surIII} = \frac{\ln \left[\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C_{r,surIII}} \right]}{C_{r,surIII} - 1}$$

- Calcul de la conductance thermique du surchauffeur finale $C_{T,surIII}$:

$$C_{T,surIII} = C_{min} \times NTU_{surIII} = \dot{C}_{gf} \times NTU_{surIII}$$

- Calcul du coefficient d'échange globale du surchauffeur final :

$$U_{surIII} = \frac{C_{T,surIII}}{A_{surIII}}$$

5.5. Resurchauffeur secondaire

- Bilan énergétique

$$\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{13}}^{T_{15}} (T_{13} - T_{15}) = \dot{m}_{v,res} \overline{Cp}_{v,res} \Big|_{T_9}^{T_{10}} (T_{10} - T_9)$$

- **Calcul de la température des fumées à la sortie du surchauffeur finale**

$$T_{15} = T_{13} - \left[\frac{\dot{m}_{v,res} \overline{Cp}_{v,res} \Big|_{T_9}^{T_{10}} (T_{10} - T_9)}{\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{13}}^{T_{15}}} \right]$$

- **Calcul des capacités thermiques :**

$$\dot{C}_{v,sur} = \dot{m}_{v,res} \cdot \overline{Cp}_{v,res} \Big|_{T_9}^{T_{10}}$$

$$\dot{C}_{gf} = \frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{13}}^{T_{15}}$$

Le calcul donne :

$$C_{max} = \max(\dot{C}_{v,res}, \dot{C}_{gf}) = \dot{C}_{v,res}$$

$$C_{min} = \min(\dot{C}_c, \dot{C}_h) = \dot{C}_{gf}$$

- **Calcul du rapport des capacités thermiques $C_{r,resII}$:**

$$C_{r,resII} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{C}_{gf}}{\dot{C}_{v,res}}$$

- **Calcul du taux de chaleur transféré Q**

$$Q = \dot{m}_{v,res} \overline{Cp}_{v,res} \Big|_{T_9}^{T_{10}} (T_{10} - T_9)$$

- **Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}**

$$Q_{max} = \dot{C}_{gf} \times (T_{13} - T_9)$$

- **Calcul de l'efficacité ε :**

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_{v,res} \overline{Cp}_{v,res} \Big|_{T_9}^{T_{10}} (T_{10} - T_9)}{\dot{C}_{gf} \times (T_{13} - T_9)}$$

- **calcul du NTU_{resII} :**

$$NTU_{resII} = \frac{\ln \left[\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C_{r,resII}} \right]}{C_{r,resII} - 1}$$

- **Calcul de la conductance thermique $C_{T,resII}$**

$$C_{T,resII} = C_{min} \times NTU_{resII} = \dot{C}_{gf} \times NTU_{resII}$$

- **Calcul du coefficient d'échange global U_{resII}**

$$U_{resII} = \frac{C_{T,resII}}{A_{resII}}$$

5.6. Resurchauffeur primaire

- **Bilan énergétique**

$$\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp_{gf}}|_{T_{15}}^{T_{16}} (T_{15} - T_{16}) = \dot{m}_{v,res} \overline{Cp_{v,res}}|_{T_8}^{T_9} (T_9 - T_8)$$

- **Calcul de la température des fumées à la sortie du resurchauffeur primaire**

$$T_{16} = T_{15} - \left[\frac{\dot{m}_{v,res} \overline{Cp_{v,res}}|_{T_8}^{T_9} (T_9 - T_8)}{\frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp_{gf}}|_{T_{15}}^{T_{16}}} \right]$$

- **Calcul des capacités thermique**

$$\dot{C}_{v,sur} = \dot{m}_{v,res} \cdot \overline{Cp_{v,res}}|_{T_8}^{T_9}$$

$$\dot{C}_{gf} = \frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp_{gf}}|_{T_{15}}^{T_{16}}$$

Notre calcul nous donne :

$$C_{max} = \max (\dot{C}_{v,res}, \dot{C}_{gf}) = \dot{C}_{v,res}$$

$$C_{min} = \min (\dot{C}_c, \dot{C}_h) = \dot{C}_{gf}$$

- **Calcul du rapport des capacités thermiques $C_{r,resI}$**

$$C_{r,resI} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{C}_{gf}}{\dot{C}_{v,res}}$$

- **Calcul du taux de chaleur transféré Q**

$$Q = \dot{m}_{v,res} \overline{Cp_{v,res}}|_{T_8}^{T_9} (T_9 - T_8)$$

- **Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}**

$$Q_{max} = \dot{C}_{gf} \times (T_{15} - T_8)$$

- **Calcul de l'efficacité ε**

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_{v,res} \overline{Cp_{v,res}}|_{T_8}^{T_9} (T_9 - T_8)}{\dot{C}_{gf} \times (T_{15} - T_8)}$$

- **calcul de NTU_{resI}**

$$NTU_{resI} = \frac{\ln \left[\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C_{r,resI}} \right]}{C_{r,resI} - 1}$$

- **Calcul de la conductance thermique du surchauffeur final $C_{T,resI}$**

$$C_{T,resI} = C_{min} \times NTU_{resI} = \dot{C}_{gf} \times NTU_{resI}$$

- Calcul du coefficient d'échange global de l'évaporateur U_{resl}

$$U_{resl} = \frac{C_{T,resl}}{A_{resl}}$$

5.7. Surchauffeur primaire

Avant d'appliquer le bilan énergétique du surchauffeur primaire, nous devons calculer la température des fumées à l'entrée de cet échangeur (T_{19}). et pour se faire, on applique le premier principe de la thermodynamique autour du point de rencontre des trois flux de fumées, considérant que la chaleur spécifique ne varie pas.

$$\frac{\dot{m}_{gf}}{3} (T_{16} + T_{17} + T_{18}) = \dot{m}_{gf} T_{19}$$

$$D'où : T_{19} = \frac{(T_{16} + T_{17} + T_{18})}{3}$$

- Bilan énergétique

$$\dot{m}_{gf} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{20}}^{T_{19}} (T_{19} - T_{20}) = \dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_3}^{T_4} (T_4 - T_3)$$

- Calcul de la température des fumées à la sortie du surchauffeur primaire

$$T_{20} = T_{19} - \left[\frac{\dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_3}^{T_4} (T_4 - T_3)}{\dot{m}_{gf} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{20}}^{T_{19}}} \right]$$

- Calcul des capacités thermiques

$$\dot{C}_{v,sur} = \dot{m}_{v,sur} \cdot \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_3}^{T_4}$$

$$\dot{C}_{gf} = \frac{\dot{m}_{gf}}{3} \overline{Cp}_{gf} \Big|_{T_{20}}^{T_{19}}$$

Le calcul donne :

$$C_{max} = \max(\dot{C}_{v,sur}, \dot{C}_{gf}) = \dot{C}_{v,sur}$$

$$C_{min} = \min(\dot{C}_c, \dot{C}_h) = \dot{C}_{gf}$$

- Calcul du rapport des capacités thermique $C_{r,surI}$

$$C_{r,surI} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{C}_{gf}}{\dot{C}_{v,sur}}$$

- Calcul du taux de chaleur transféré Q

$$Q = \dot{m}_{v,sur} \overline{Cp}_{v,sur} \Big|_{T_3}^{T_4} (T_4 - T_3)$$

- Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}

$$Q_{max} = \dot{C}_{gf} \times (T_{19} - T_3)$$

- Calcul de l'efficacité ε

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_{v,sur} \overline{Cp_{v,res}}|_{T_3}^{T_4} (T_4 - T_3)}{\dot{C}_{gf} \times (T_{19} - T_3)}$$

- calcul de NTU_{surI}

$$NTU_{surI} = \frac{\ln\left[\frac{1-\varepsilon}{1-\varepsilon C_{r,surI}}\right]}{C_{r,surI}-1}$$

- Calcul de la conductance thermique $C_{T,surI}$

$$C_{T,resI} = C_{min} \times NTU_{surI} = \dot{C}_{gf} \times NTU_{surI}$$

- Calcul du coefficient d'échange global U_{surI}

$$U_{surI} = \frac{C_{T,surI}}{A_{surI}}$$

5.8. Economiseur

- Bilan énergétique

$$\dot{m}_{gf} \overline{Cp_{gf}}|_{T_{20}}^{T_{21}} (T_{20} - T_{21}) = \dot{m}_{e,ec} \overline{Cp_{e,ec}}|_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1)$$

- Calcul de la température de gaz de fumées à la sortie du surchauffeur primaire

$$T_{21} = T_{20} - \left[\frac{\dot{m}_{v,sur} \overline{Cp_{e,ec}}|_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1)}{\dot{m}_{gf} \overline{Cp_{gf}}|_{T_{20}}^{T_{21}}} \right]$$

- Calcul des capacités thermiques

$$\dot{C}_{e,ec} = \dot{m}_{e,ec} \cdot \overline{Cp_{e,ec}}|_{T_1}^{T_2}$$

$$\dot{C}_{gf} = \dot{m}_{gf} \overline{Cp_{gf}}|_{T_{20}}^{T_{21}}$$

Le calcul donne :

$$C_{max} = \max(\dot{C}_{e,ec}, \dot{C}_{gf}) = \dot{C}_{e,ec}$$

$$C_{min} = \min(\dot{C}_c, \dot{C}_h) = \dot{C}_{gf}$$

- Calcul du rapport des capacités thermiques $C_{r,surI}$

$$C_{r,ec} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{C}_{gf}}{\dot{C}_{e,ec}}$$

- Calcul du taux de chaleur transféré Q

$$Q = \dot{m}_{e,ec} \overline{Cp_{e,ec}}|_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1)$$

- Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}

$$Q_{max} = \dot{C}_{gf} \times (T_{20} - T_{21})$$

- Calcul de l'efficacité ε

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_{e,ec} \overline{Cp}_{e,ec} |_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1)}{\dot{C}_{gf} \times (T_{20} - T_{21})}$$

- calcul de NTU_{ec}

$$NTU_{ec} = \frac{\ln \left[\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C_{r,ec}} \right]}{C_{r,ec} - 1}$$

- Calcul de la conductance thermique $C_{T,ec}$

$$C_{T,ec} = C_{min} \times NTU_{ec} = \dot{C}_{gf} \times NTU_{ec}$$

- Calcul du coefficient d'échange global U_{ec}

$$U_{ec} = \frac{C_{T,ec}}{A_{ec}}$$

Remarque :

Pour le calcul des chaleurs spécifiques moyennes des gaz des fumés, on a utiliser un programme Matlab par calcul itératif .

$$\overline{Cp}_i |_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_1 - T_2} \int_{T_1}^{T_2} Cp_i(T) dT \quad i \in \{CO_2, H_2O, O_2, N_2\}$$

Pour le calcul des chaleurs spécifiques moyennes de la vapeur .on a utiliser les tables thermodynamiques de la vapeur d'eau.

$$\overline{Cp}_e |_{T_1}^{T_2} = \frac{h_e(T_1) - h_e(T_2)}{T_1 - T_2}$$

CHAPITRE V

DESCRIPTION ET CALCUL

DÉTAILLÉE DU

CONDENSEUR

1. Introduction

Ce chapitre contient deux parties ; la première est consacrée à la description des quatre condenseurs de la centrale dont nous allons citer les différents constituants de ces échangeurs ainsi leurs mode de fonctionnements. la deuxième est destinée au calcul des grandeurs thermo-énergétiques, on appliquant la même méthode utilisée dans la chaudière (méthode des efficacités $\varepsilon - NTU$)

Première partie

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, etc...), assure la condensation de la vapeur d'échappement de la turbine et sa détente à une contre-pression basse.

Les quatre condenseurs de la centrale, qui sont identiques, sont des condenseurs par surface, ce qui signifie que l'eau de circulation et la vapeur sont séparées par les parois des tubes. Chacune des quatre turbines de la centrale est rattachée à un condenseur situé sous le corps BP. Le passage de l'eau de circulation dans les tubes est perpendiculaire à la turbine ; le but de cette disposition est de favoriser l'amenée et l'évacuation de l'eau de circulation. [19]

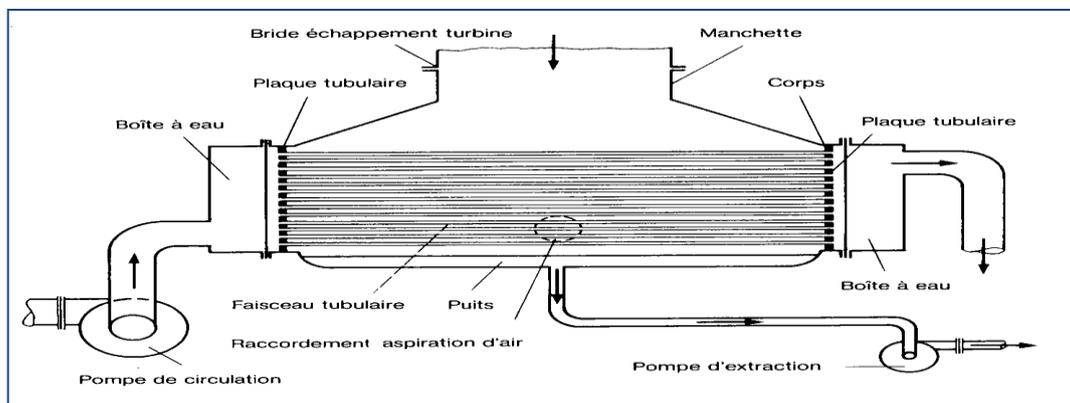


Fig. V.1 : Constitution générale d'un condenseur par surface de la centrale.

2. Fonction du condenseur

Les principales fonctions du condenseur de la centrale sont les suivantes:

- assurer la condensation de la vapeur évacuée du corps basse pression de la turbine et de réintroduire le condensat dans le circuit eau-vapeur (poste d'eau);

- augmenter la chute d'enthalpie de la turbine en établissant une dépression atmosphérique afin d'obtenir un rendement de la centrale aussi élevé que possible;
- dégazer le condensat et d'évacuer les incondensables.

3. Constitution et fonctionnement du condenseur de la centrale

3.1. Corps

Le condenseur est (coté eau de circulation) à double corps et en forme de caisson. L'intérieur se décompose (coté condensat/vapeur) en trois parties principales: la manchette, le compartiment vapeur et le puits. La manchette est la partie située au-dessus des faisceaux tubulaires. Le puits et la partie inférieure du compartiment vapeur recueillent l'eau condensée.

La vapeur d'échappement de la turbine traverse la manchette et se répartit régulièrement dans tout le compartiment vapeur en descendant par des saignées d'où elle pénètre latéralement dans les faisceaux tubulaires. L'eau condensée est conduite au puits par des tales d'écoulement. Des ressorts sont placés entre les fondations et le corps du condenseur pour recevoir son poids et compenser les dilatations.

3.2. Tubage

Les tubes sont droits et de surface lisse. Ils sont supportés, sur leur longueur, par des entretoises, ce qui empêche les déformations et les vibrations en cours de service. Le compartiment vapeur et les boîtes à eau sont séparés, coté admission et refoulement de l'eau de circulation, par une plaque tubulaire. Les tubes sont soudés dans les plaques tubulaires à chacune de leurs extrémités.

3.2.1. Répartition des tubes

Les tubes sont rassemblés en faisceaux tubulaires. Des saignées sont aménagées entre les faisceaux de façon à ce que la vapeur puisse s'écouler vers l'espace de condensation. La disposition des faisceaux est conçue pour atteindre les objectifs suivants:

- répartition régulière de la vapeur sur toute la surface de condensation;
- vitesse optimale de la vapeur entre les tubes;
- différence de pression (perte de charge) minimale entre le haut et le bas des faisceaux tubulaires.

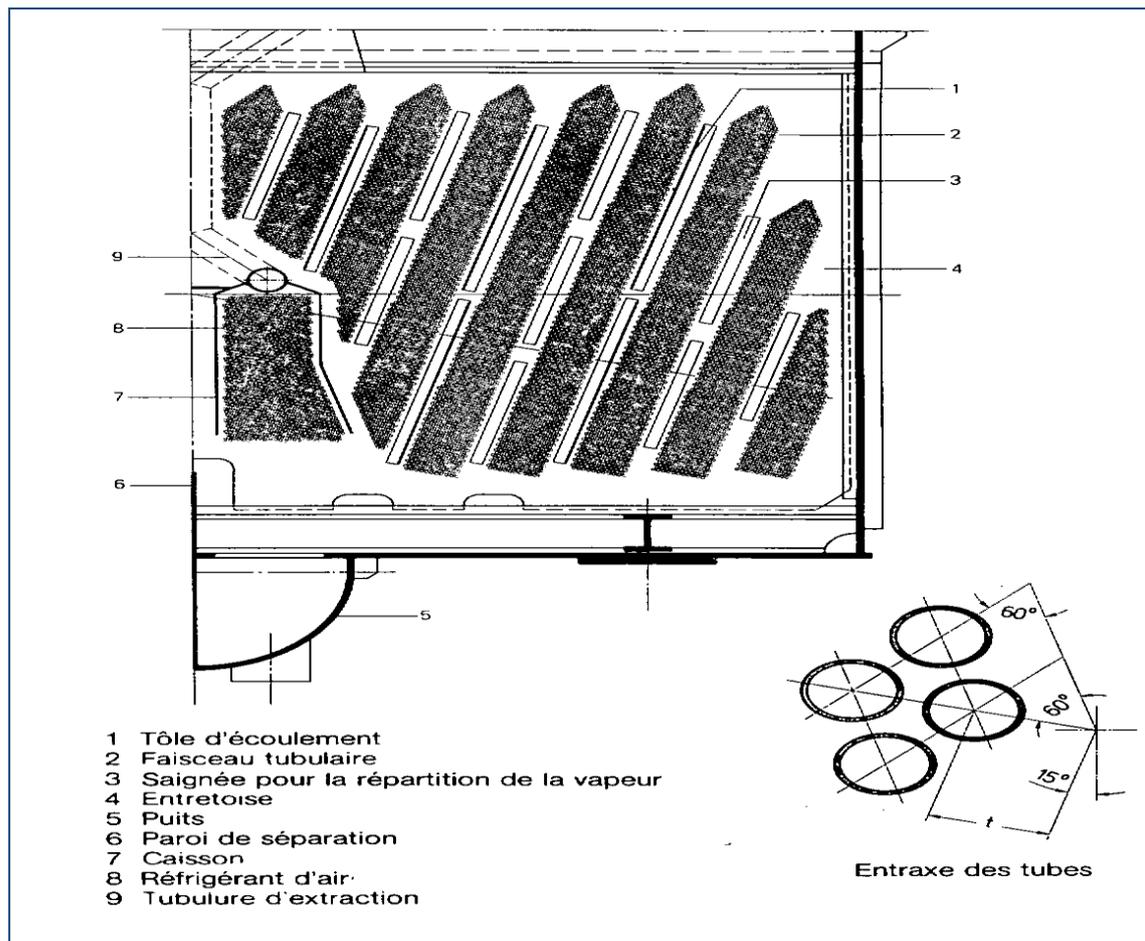


Fig. V.2 : Disposition des faisceaux tubulaires

3.3. Réfrigérants d'air

Chaque moitié de condenseur est équipée d'un faisceau tubulaire destiné à refroidir l'air et par lequel sont évacués l'air et les gaz contenus dans la vapeur. Les réfrigérants d'air sont enveloppés dans un caisson, sauf leur extrémité inférieure, là où pénètre le mélange air-vapeur. Les réfrigérants d'air refroidissent le mélange gaz-vapeur, faisant ainsi chuter la pression partielle de la vapeur. Ce phénomène évite l'extraction d'une trop grande quantité de vapeur.

3.4. Boîtes à eau

Le condenseur est à un parcours. Le flux de l'eau de circulation est divisé en deux. L'eau de circulation pénètre par les deux boîtes à eau avant, traverse les deux moitiés du condenseur en deux flux de même importance et ressort par les deux boîtes à eau arrière.

3.5. Tube de mesure de niveau

Le niveau des condensats dans le condenseur est capté par l'intermédiaire du tube de mesure.

3.6. Ballons d'éclatement des purges

Différents circuits sont raccordés au condenseur à travers trois ballons d'éclatement, qui sont reliés au condenseur coté vapeur et coté condensat.

3.7. Casse-vide

Le casse-vide a pour fonction d'augmenter la pression au condenseur en y introduisant de l'air atmosphérique (en liaison avec l'admission de vapeur de contournement au condenseur) lors des arrêts normaux ou en cas de déclenchement du groupe. L'augmentation de la pression au condenseur se traduit par un accroissement de la ventilation des aubes de la turbine, ce qui ralentit le groupe et raccourcit le temps de mise à l'arrêt ainsi que le temps de franchissement des vitesses critiques.

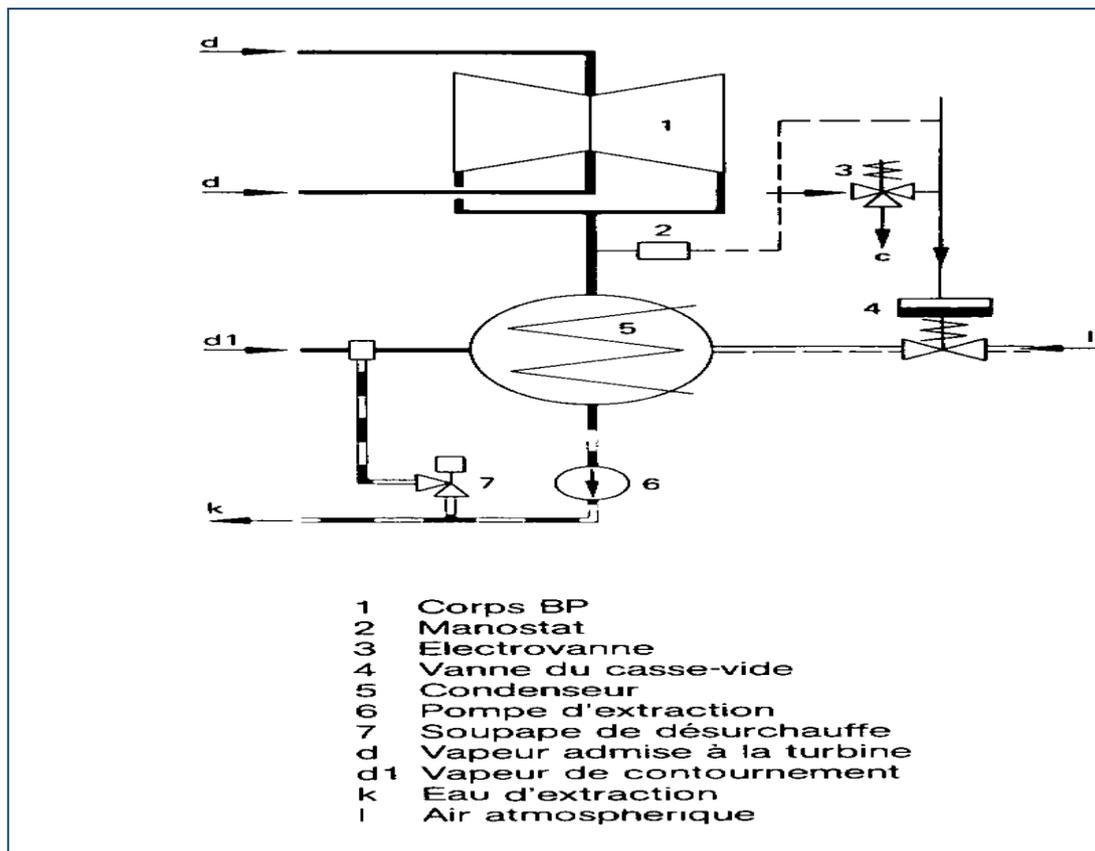


Fig. V.3 : Casse-vide

Lorsque l'aimant de l'électrovanne n'est pas excité, celle-ci laisse passer l'huile de commande qui agit sur le piston de la soupape du casse-vide et la maintient en position fermée. Si l'aimant est excité, la pression de l'huile de commande chute et la soupape du casse-vide s'ouvre sous l'action du ressort. Le casse-vide, c'est-dire l'admission d'air

atmosphérique au condenseur, peut être actionné manuellement par une touche ou automatiquement par le dispositif de protection anti-incendie

4. Circuits raccordés au condenseur

4.1 Circuit de vapeur de contournement

La vapeur de contournement, qui apparaît lors du démarrage, de la mise si l'arrêt et d'incidents sur le groupe turbo-alternateur, est amenée au condenseur par une tubulure d'admission, qui est soudée dans la manchette. La vapeur est détendue dans un diaphragme intégré et refroidie par injection de condensat de façon à empêcher tout endommagement des tubes du condenseur.

4.2. Circuit d'eau d'extraction

Les deux pompes d'extraction sont raccordées au puits du condenseur. Une tuyauterie de recirculation de débit minimal va du côté refoulement des pompes au condenseur. De l'eau d'appoint peut, en cas de besoin, être prélevée dans la bêche tampon.

4.3. Circuit d'eau de circulation

Le condenseur est relié au circuit d'eau de circulation par le biais duquel se fait le transfert de chaleur. Il existe deux pompes de circulation principale par condenseur.

4.4. Installation de mise sous vide

Lors du démarrage et en cours de service, le condenseur est mis sous vide à l'aide des éjecteurs d'air de démarrage et de service. L'installation est raccordée aux réfrigérants d'air du condenseur. Le condensat se formant dans l'installation est ramené au condenseur.

4.5. Circuit de condensat secondaire

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

Deuxième partie

Dans cette partie nous allons d'abord présenter les principales données concernant le condenseur de la centrale qui sont dans le tableau suivant :

Tableau V.1 : données relative au condenseur de la centrale de Cap Djinet

Surface d'échange	10101 m ²
Diamètre extérieur des tubes	19 mm ²
Epaisseur des tubes	0.7 mm
Matériau des tubes	Titanium
Vitesse de l'eau dans les tubes	1.8 m/s
Débit d'eau de refroidissement	6500 Kg/s
Nombre des tubes	14850
Longueur des tubes	11490 mm
Pression dans le condenseur	0.07 bars
Température de saturation de la vapeur	33 °C
Différence de température de l'eau de circulation à l'entrée et à la sortie du condenseur	6 °C

V.5. Bilan énergétique du condenseur



Fig. V.4 : Bilan énergétique du condenseur

D'après la figure ci-dessus le bilan énergétique du condenseur se traduit par la formule suivante :

$$\dot{m}_{ec} (h_4 - h_3) = \dot{m}_e (h_1 - h_2)$$

6. Calcul des grandeurs thermo-énergétiques du condenseur

6.1. Calcul du taux de chaleur transférer

Connaissant le débit et la différence de température à l'entrée et à la sortie de l'eau de circulation on peut calculer le taux de chaleur transférer.

$$\dot{Q} = C_{p_{e,c}} \times \dot{m}_{e,c} \times \Delta T$$

6.2. Calcul des capacités thermiques

La capacité thermique maximale est celle du vapeur condensée car on a affaire à un transfert thermique en changement de phase :

$$C_{max} = C_{v,sat} = \infty$$

$$\text{Alors : } C_{min} = \dot{C}_{ec} = \dot{m}_{ec} \overline{C_{p_{ec}}}$$

6.3. Calcul du taux de chaleur maximum Q_{max}

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \times (T_{v,sat} - T_{e,c})$$

6.4. Calcul de l'efficacité ε

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

6.5. Calcul de NTU

le condenseur est échangeur avec changement de phase, donc le NTU se calcul par la formule suivante :

$$NTU = \text{Ln}\left(\frac{1}{1-\varepsilon}\right)$$

6.6. Calcul de la conductance thermique C_T

$$C_T = C_{min} \times NTU$$

6.7. Calcul du coefficient d'échange global U

Une fois la valeur de la conductance thermique obtenue , on la divise par la surface d'échange du condenseur et on aura le coefficient d'échange global.

$$U = \frac{C_T}{A_{cond}}$$

Remarque : Les résultats de calcul sont présentés dans le chapitre VI (RESULTATS ET ANALYSE).

CHAPITRE VI
RÉSULTATS ET
ANALYSE

1. Résultats des calculs de la chaudière

Les résultats de nos calculs sont présentés dans les deux tableaux ci-dessous pour la chaudière (Tableau VI.1 et Tableau VI.2) .

Tableau VI.1 : résultats de calcul de la chaudière.

Echangeur de chaleur	\dot{Q} (MW)	\dot{Q}_{max} (Mw)	ε %	NTU	C_{min} kW/K	C_T kW/K	U ($W/m^2 \cdot K$)
Evaporateur	112.860	404.517	28.0	0.340	400.997	137.04	69
Surchauffeur I	48.432	115.031	42.1	0.615	367.894	226.32	145
Surchauffeur II	41.822	79.497	52.0	0.845	129.601	109.00	188
Surchauffeur III	30.965	70.589	43.8	0.663	129.807	80.77	150
Resurchauf-feur I	24.931	46.621	53.1	0.838	110.570	92.69	50
Resurchauf-feur II	30.455	75.765	40.2	0.576	129.22	74.41	80
Economiseur	47.715	105.033	45.4	0.330	355.410	116.93	56

Tableau VI.2 : résultats de calcul des températures du circuit des gaz de fumées.

Point du circuit	11	12	13	14	15	16
Température (°c)	1290.93	1014.33	1014.33	1014.33	778.64	553.04

17	18	19	20	21
691.61	775.77	673.47	541.83	463.84

D'après nos calculs la conductance totale de la chaudière est de 837.16 kW/K . Le taux de chaleur total transmis au fluide moteur est de 337.18 MW .

Le coefficient d'échange global est le rapport entre la conductance totale de la chaudière et la somme des surfaces d'échange des sept échangeurs (7970 m^2); la valeur de ce coefficient est de : $105 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ qui est presque la moyenne des coefficients des sept échangeurs cités dans le tableau ci-dessus.

2. Résultats de calcul du condenseur

Tableau VI.3 : résultats de calcul du condenseur.

Echangeur de chaleur	\dot{Q} (MW)	\dot{Q}_{max} (MW)	ε %	NTU	C_{min} kW/K	C_T kW/K	U ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)
Condenseur	162.981	434.616	37.5	0.47	27163.5	12 766.85	1 264

3. Analyse des résultats

Comme le montrent les résultats, les conductances thermiques de la chaudière et du condenseur de la centrale ne sont pas égales. La conductance thermique du condenseur (12766.85 kW/K) est 15,25 fois plus grande que celle de la chaudière (837.16 kW/K). Donc le critère de la puissance maximale d'un cycle endoréversible n'est pas satisfait pour le cas de la centrale de Cap Djinet.

Le coefficient d'échange global du condenseur ($1\,264 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$) est plus grand d'environ 12 fois que celui de la chaudière ($105 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$); ce qui est logique car le coefficient d'échange global pour un condenseur est dominé par le côté convectif de l'eau de refroidissement, soit environ $1000 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$, alors que le côté condensation est de l'ordre de $10\,000 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$. Quant à la chaudière, les coefficients d'échange sont tous dominés par le côté convecto-radiatif des fumées de combustion, soit $100\text{-}350 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [18]

On remarque cependant que la surface d'échange du condenseur (10101 m^2) est à peine (+21%) plus grande que celle de la chaudière ($7\,970 \text{ m}^2$); la grande conductance thermique observée dans les condenseurs s'explique par le désir de limiter la différence de température avec la source froide afin d'obtenir un grand rendement. Les centrales thermiques utilisant l'énergie fossile sont optimisées vers un plus grand rendement.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion générale

Nous avons fait ce travail, dans le but de calculer les conductances thermiques et les coefficients d'échange globaux dans la chaudière et le condenseur de la centrale de Cap Djinet, afin de vérifier si la conception favorise un rendement élevé ou une puissance maximale. Bien que la conductance thermique du condenseur (12 766.85 kW/K) est 15,25 fois plus grande que celle de la chaudière (837.16 kW/K), la surface d'échange du condenseur (10 101 m²) n'est que 21% plus grande que celle de la chaudière (7 970 m²).

La grande conductance thermique observée dans les condenseurs s'explique par le but de limiter la différence de température avec la source froide afin d'obtenir un grand rendement. Le fait est qu'une faible réduction de la température de condensation a un effet significatif sur l'accroissement du rendement du cycle ; cela paie plus de réduire cette température que de relever la température de la source chaude. Les centrales thermiques utilisant l'énergie fossile sont optimisées vers un plus grand rendement. Le fait que le cycle de la centrale de Cap Djinet soit équipé de 5 soutirages de régénération montre bien que le rendement est favorisé au détriment de la puissance.

En effet, les calculs ont montrés que le concept de la puissance maximale n'est pas satisfait car la conductance thermique du condenseur est plus grande d'environ 15 fois que celle de la chaudière, et cela revient :

- Au nombre de soutirage effectué au niveau de partie haute pression (04 soutirage) et moyenne pression (02 soutirage), cela veut dire que c'est pas toutes la vapeur surchauffer qui subit une détente dans la turbine, donc c'est une puissance perdue.
- La surface d'échange du condenseur est plus grande que celle de la chaudière de 2 131 m²
- Le coefficient d'échange global du condenseur est plus grand que celui de la chaudière de 12 fois.

Cela veut dire que le cycle de la centrale de Cap Djinet est optimisé pour maximiser le rendement, pas la puissance.

Le coefficient d'échange global du condenseur (1264 W/K·m²) est plus grand d'environ 12 fois que celui de la chaudière (105 W/K·m²) ; ce qui est logique car le coefficient d'échange global pour un condenseur est dominé par le côté convectif de l'eau de

refroidissement, soit environ $1000 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$, alors que le coté condensation est de l'ordre de $10\ 000 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$. Quant à la chaudière, les coefficients d'échanges sont tous dominés par le coté convecto-radiatif des fumées de combustion, soit $100\text{-}350 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ [18]; on remarque cependant que la surface d'échange du condenseur ($10\ 101 \text{ m}^2$) est à peine (+21%) plus grande que celle de la chaudière ($7\ 970 \text{ m}^2$).

La question de savoir si les coûts des condenseurs et chaudière sont de même ordre de grandeur n'a pas pu être résolue en absence de données; cette question est pourtant celle qui importe le plus dans la problématique de la maximisation de la puissance des cycles thermomécaniques de puissance.

Une estimation de ces couts a été faite en utilisant la corrélation de Hall ; elle donne $3\ 720\ 000 \text{ USD}$ pour le condenseur et $1\ 086\ 000 \text{ USD}$ pour la chaudière . ces couts sont ainsi dans le rapport de 1 à 3,4. Ces estimations ne concernent que le cout de fabrication , auquel il y a lieu d'ajouter tous les couts de mise en œuvre ainsi que ceux des accessoires . A titre indicatif , au cout de la chaudière, il faut ajouter celui de la cheminé , et à celui du condenseur, il faut ajouter celui de la fourniture de l'eau de condensation.

RÉFÉRENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

Bibliographie

- [1] : KWU , Service de formation professionnelle , présentation de la centrale de Ras Djinet
- [2] : ENEG, SONELGAZ, Service de formation professionnelle: Formation technique, principal conduite de la central TV
- [3] : KWU, service de formation professionnelle. Turbine à vapeur. N° d'enregistrement 5520.
- [4] : KWU , Alternateur. Module II : équipement principal.(norme spécifique) Cap Djinet, Mars 1995
- [6] :Ministère de l'énergie et des mines , Programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité 2008–2017
- [7] : CREG, Programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité 2006-2015
- [8] : Technique de l'ingénieur «Échangeurs de chaleur, intensification des échanges thermiques», B 2343.
- [9] : Technique de l'ingénieur « Echangeurs de chaleur, Description des échangeurs » ,B 2341.
- [10] : V.Ganapathy, Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators Design, Applications, and Calculations, Ed Marcel Dekker, 2003.
- [11] : Marie-Noëlle Dumont, Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération. Presse de l'université de Liège, 2002.
- [12] : Jean-Marie MONTEIL, 'Centrale à cycle combiné Fonctionnement, exploitation, exemple', Technique de l'ingénieur, BE 8907.
- [13] : J.RICARD, équipement des usines génératrices d'énergie électrique, Ed DUNOD, 1962.
- [14] : V.Ganapathy, Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators Design, Applications, and Calculations, Ed Marcel Dekker, 2003.
- [15] : Technique de l'ingénieur , Condenseurs par surface dans les centrales thermiques, B1540
- [16] : KWU, Service de Formation Professionnelle, la chaudière , N° d'enregistrement: 5505
-

BIBLIOGRAPHIE

[17] : KWU, Service de Formation Professionnelle, circuits de la chaudière, N° d'enregistrement: 5305

[18] : Incropera; Dewitt; Bergman; Lavin, Fundamentals of heat and mass transfer, sixth edition, 2003.

[19] : KWU, Service de Formation Professionnelle, condenseur, N° d' enregistrement : 5522

[20] : Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic: Fundamentals of Heat Exchanger Design 2003.

[21] : PFE, étude thermique d'une chaudière Mitsubishi CE-VU 60 X , ENP, Génie mécanique, 2006.

[22] : Techniques de l'Ingénieur réf. B1461 : Conception et calcul des chaudières : foyer et circulation.

ANNEXES

ANNEXE

Tableau 1 : Les paramètres de combustion pour des différentes charges

Charge %	Débit gaz Nm^3/h	Débit d'air Nm^3/h	λ	CO %	CO ₂ %	O ₂ %
100	20 925	95 385	1.06	0	11.2	1.05
75	19 960	85 360	1.08	0	10.8	1.25
50	17 980	75 250	1.16	0	10.4	2.4
25	16 900	65 200	1.31	0	9.3	4.3

Tableau 3 : Spécification de gaz naturel actuel et futur

Elément	Gaz actuel %	Gaz futur %
N_2	6.15	0.75
CO ₂	0.19	2.08
CH ₄	85.10	85.99
C ₂ H ₆	5.90	9.98
C ₃ H ₈	1.92	1.11
NC ₄ H ₁₀	0.33	0.03
IC ₄ H ₁₀	0.24	0.04
NC ₅ H ₁₂	0.00	0.00
IC ₅ H ₁₂	0.17	0.00
Densité/air	0.64	0.63
PCS (th/)	9.83	10.18
WOBBE	12.31	12.78
Point de rosé eau	-10 °C 80 bars	-10 °C 80 bars
Point de rosé HC	-5 °C de 1 à 80 bars	-5 °C de 1 à 80 bars
