

Sommaire

Liste des figures et tableaux

Nomenclature

Introduction générale 1

Chapitre - I : Présentation de la centrale de TERGA

I .1 – Introduction :..... 3

I .2 – Centrale à cycle combiné TERGA 3 x 400 MW :..... 5

I .3- Principales caractéristiques des équipements de la centrale :..... 6

3.1- Production d'électricité..... 7

3.2- Consommation spécifique :..... 7

3.3- Combustible :..... 7

I .4 - Composants et systèmes des auxiliaires :

4.1 - Système de refroidissement :..... 7

4.2 - Système de refroidissement en circuit fermé :..... 8

4.3 - Unité d'électrochlorination..... 8

4.5 - Système d'alimentation en eau..... 8

4.6 - Système de traitement chimique :..... 9

4.7 - Système de surveillance des émissions de fumée..... 9

4.8 - Système d'alimentation en combustible..... 10

4.9 - Système des eaux usées..... 10

4.10 - Système de nettoyage continu du condenseur..... 10

4.11 - Station d'air comprimé..... 11

4.11 - Equipements de protection contre les incendies

4.12 - Transformateurs élévateurs de tension de l'alternateur..... 11

4.13 - Distribution Electrique..... 11

4.14 - Black Start..... 12

4.15 - Système numérique de contrôle commande de la centrale (SNCC)..... 12

SOMMAIRE

II .5 – Conclusion.....	12
Chapitre II : Présentation du Turboalternateur de la centrale de TERGA	
II .1 – Introduction.....	13
II .2 – Composants principaux de turboalternateur.....	13
2.1 - Turbine à gaz :.....	13
2.1.1- Système d'admission d air.....	14
2.1.2- Compresseur à air MBA80.....	15
2.1.3- Chambre de combustion EV, MBM10.....	20
2.1.4- Turbine haute pression MBA10.....	22
2.1.5- Chambre de combustion SEV MBM20.....	24
2.1.6- Turbine basse pression MBA30.....	25
2.1.7- Système d'échappement.....	27
2.1.8- Arbre rotor, MBA01 HB100.....	28
2.1.9- Paliers MBD.....	29
2.1.10- Corps :	31
2.2.11- Déférents systèmes de GT26.....	32
II .2.2 – Alternateur.....	34
II .2.3 - Embrayage auto-commutable synchrone entre la Turbine a Vapeur et l'Alternateur.....	37
II .2.4 -Turbine à Vapeur.....	37
2.4 .1- Ligne d'arbres	38
2.4.2 - Cycle eau /vapeur de la turbine a vapeur.....	39
2.4.3- Groupes principaux de la turbine à vapeur.....	40
2.4.4-Conception de la turbine a vapeur.....	42
2.4.5- Fiche technique.....	43
II .3 - Composent principaux de Cycle eau-vapeur.....	44
II .3.1- Chaudière de récupération.....	44
3.1.1- Définition HRSG.....	45
3.1.2- Fonctionnement.....	46

SOMMAIRE

II .3.2 – Condenseur	48
II .3.3 - Pompes d'extraction des condensats.....	50
II .3.4 - Bâche alimentaire / Dégazeur.....	50
II .4 – Systèmes auxiliaires de Turboalternateur.....	51
II .4 .1 – Système de refroidissement et d'étanchéité.....	51
4.1.1- Fonction du système de refroidissement et d'étanchéité.....	51
4.1.2- Composants du système de refroidissement et d'étanchéité.....	51
II .4 .2 - Système d'huile de graissage	54
4.2.1- Fonction du système d'huile de graissage.....	55
II .4 .3 - Système d'huile de soulèvement.....	56
4.3.1- Fonction du système d'huile de soulèvement.....	56
II .5 Conclusion :.....	57

Chapitre III : Calcul de vérification thermo-énergétique du cycle combiné KA26

III .1 – Introduction :.....	58
III .2 – Présentation de cycle combiné.....	58
III .2. 1 Turbine à gaz GT26 :.....	58
2.1.1- Cycle thermodynamique de la turbine à gaz GT26 :.....	58
2.1.2- Caractéristique de la turbine à gaz GT26 :.....	61
III .2. 2 Turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA :	62
2.2.1- Cycle thermodynamique de la turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA	63
2.2.2- Caractéristiques de la turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA :.....	65
III .2. 3 - Combinaison des deux cycles KA-26 :.....	65
III .3 – Calcul des performances de l'installation:.....	66
III .3. 1 Données de départ :.....	66
3.1.1- Données Techniques de l'installation:.....	66
III .3. 2 Débit d'air de refroidissement OTC :.....	71
III .3. 3 - Calcul des performances de la turbine a gaz GT26 :.....	73
□ Au niveau du compresseur axial :.....	73
□ Au niveau de la chambre de combustion EV.....	76

SOMMAIRE

□ Au niveau de la turbine HP	78
□ Au niveau de chambre de combustion SEV :	79
□ Au niveau du turbin BP	81
□ Puissance consommé par le compresseur.....	82
□ Energie thermique de combustion.....	82
□ Energie développé par la turbine de détente.....	82
□ Puissance utile de la turbine GT26.....	82
□ Rendement thermique du GT26.....	83
□ Consommation spécifique de chaleur :	83
III .3. 4 - Calcul des performances de la turbine a vapeur DKYZZ2-1N41BA :	83
□ Au niveau de la turbine HP	83
□ Au niveau de turbine MP	84
□ Au niveau de turbine BP	85
□ Puissance totale de la turbine à vapeur	86
III .3. 5 - Performances du cycle combiné KA-26 :	87
□ Puissance brute active de l'installation	87
□ Puissance active nette :	87
□ Rendement brute de l'installation	87
□ Consommation spécifique de chaleur de cycle combiné	87
□ Gain de chaleur par cycle combiné	87
III .4 Conclusion :	88
Chapitre IV : Technique et calcul d'amélioration	
IV .1 – Introduction	89
IV .2 - Influence des conditions ambiantes.....	89
IV .2. 1 - Pression ambiante.....	89
IV .2. 2 - Humidité relative.....	91
IV .2. 3 - Perte de pression a l'admission et l'échappement.....	92
IV .2. 4 - Température ambiante.....	93

SOMMAIRE

IV .3 - Technique d'amélioration des performances de la TG.....	95
IV .3. 1 - Injection de masse de fluide dans le circuit de TAG.....	95
3.1.1- Systèmes de refroidissement à l'admission du compresseur.....	96
3.1.2- Systèmes de refroidissement par évaporations traditionnelles.....	96
IV .3. 2 - Injection de brouillard	97
3.2.1- Endroits des becs de brouillard	98
3.2.2- Compression humide	99
IV .3 – Etude comparative entre le cas simple et le cas avec l'injection de brouillard.....	100
IV .3.1 Cas simple (GT26 sans injection de brouillard)	102
- Performances de la GT26 simple.....	104
IV .3.2 Cas de la GT26 avec injection de brouillard.....	105
- Hypothèse.....	105
- Paramètre d'entré.....	105
- Performances de la GT26 avec injection de brouillard :	113
IV .3. 3 Tableau de comparaison.....	115
3.3.1- Présentation de tableau	115
3.3.2- Interprétation du tableau.....	116
IV .4 Application de la technique d'injection de brouillard :	117
IV .5 – Conclusion	118

Conclusion générale

Références Bibliographie

Annexes

Liste des tableaux et des figures

Chapitre I

Tableau (I. 1) : Taux de production d'électricité année 2011 [1].....	3
Figure (I. 1) : Taux d'électricité par producteur année 2011 [1].....	4
Figure (I. 2) : Taux Production d'électricité par type d'équipement [1]	4
Figure (I. 3) : Positon géographique de la centrale Terga [3].....	5
Figure (I. 4) : Vue générale de la centrale Terga [3].....	6

Chapitre II

Figure (II. 1): Schéma de la ligne d'arbre de turboalternateur [4]	13
Figure (II. 2) Admission d'air avec système de filtre à deux étages [5].....	15
Figure (II. 3) Rotor de compresseur MBA80.....	16
Figure (II. 4) Aubes directrices de compresseur MBA80 [7].....	17
Figure (II. 5) Aubes de compresseur MBA80 [5].....	18
Figure (II. 6) Diagramme de vitesse dans le compresseur MBA80 [4].....	19
Figure (II. 7) Chambre de combustion EV [6].....	21
Figure (II. 9) Turbine HP MBA10 [6]	23
Figure (II. 10) Chambre de combustion SEV [6].....	25
Figure (II. 11) Turbine BP MBA30 [6]	26
Figure (II. 12) Diagramme de vitesse turbine MBA30 [4].....	27
Figure (II. 13) Arbre rotor, MBA01 HB100 [6].....	29
Figure (II. 14) Palier coté compresseur MBD20 [6].....	30
Figure (II. 15) Palier coté turbine MBD10 [6].....	31
Figure (II. 16) Corps de GT26.....	32
Figure (II. 18) Système distribution combustible SEV [6].....	33
Figure (II. 20) Alternateur 50WT21H-120.....	34
Figure (II. 21) Alternateur 50WT21H-120 [5].....	36
Figure (II. 22) Plan de l'unité turbine a vapeur à un arbre [9].....	38

Liste des tableaux et des figures

Figure (II. 23) Vue simplifiée du cycle eau/vapeur. [9]	39
Figure (II. 24) Turbine HP [10]	40
Figure (II. 25) Turbine PI [10]	41
Figure (II. 26) Turbine BP [10]	42
Tableau (II. 2) Caractéristique technique de la turbine a vapeur [9]	43
Figure (II. 27) Circuit eau/vapeur dans HSRG [4].....	46
Figure (II. 28) Système de mise sous vide dans le condenseur [4].....	49
Figure (II. 29) Système de refroidissement et d'étanchéité [4].....	54
Figure (II. 31) Partie inférieure du palier avec poche d'huile de soulèvement [13].....	56

Chapitre III

Figure (III. 1) Représentation de la GT26 [4].....	58
Figure (III. 1) Cycle thermique de GT26	59
Figure (III. 3) Optimisation du cycle avec réchauffage de la détente	60
Figure (III. 4) Circuit eau-vapeur.....	61
Figure (III. 5) Circuit haute pression.....	62
Figure (III. 6) Circuit moyen pression.....	62
Figure (III. 7) Circuit basse pression	63
Figure (III. 8) Comportement de la chaleur perdue par rapport a la pression d'évaporation	63
Figure (III. 9) Gain de puissance apporté au cycle (eau –vapeur) par l'augmentation de pression....	64
Figure (III. 10) Diminution de la chaleur perdu par l'utilisation de trois niveau de pression d'évaporation.....	64
Figure (III. 11) Cycle thermique KA26	65
Tableau (III. 1) Caractéristique de l'installation a cycle combiné KA26.....	66
Tableau (III. 2) Paramètres opératoires de la turbine a gaz GT 26.....	67
Tableau (III. 3) Présentation des enthalpies de la turbine a gaz GT 26.....	67
Tableau (III. 4) Paramètres opératoires de la turbine a vapeur DKYZZ2-1N41BA.....	68
Tableau (III. 2) Enthalpies et des entropies de la turbine a vapeur DKYZZ2-1N41BA	70
Figure (III. 12) Schéma de système de refroidissement (OTC).....	71
Tableau (III. 6) Présentation des paramètres de système de refroidissement OTC.....	72

Chapitre IV

Figure (IV. 1) Evolution de la puissance et la consommation relative en fonction de la pression atmosphérique [4]	90
Figure (IV. 2) Evolution de la puissance et la consommation relative en fonction de l'humidité relative [4].....	91
Figure (IV. 3) Evolution de la puissance et la consommation relative on fonction de perte de pression a l'admission [4]	92
Figure (IV. 4) Evolution de la puissance et la consommation relative on fonction de la température d'admission [4].....	93
Figure (IV. 5) Variation de la masse volumique d'air on fonction de la température ($p=1.013\text{bar}$, $\phi=60\%$).....	94
Figure (IV. 6) Points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz	95
Figure (IV.7) Diagramme psychométrique de système d'évaporation traditionnelle.....	97
Figure (IV. 8) Diagramme psychrométrique d'injection de brouillard ($p=1.013$).....	98
Figure (IV. 9) Position des buses de brouillard [15].....	99
Figure (IV. 10) Admission du compresseur dans le cas d'injection de brouillard	100
Tableau (IV. 1) Caractéristique de l'installation a cycle combiné [14]	101
Tableau (IV. 1) Paramètres opératoires de fonctionnement de la turbine a gaz GT 26.....	102
Tableau (IV. 3) Débit d'air de système de refroidissement TG (OTC).....	103
Tableau (IV. 4) Enthalpies des déférents points de la turbine a gaz GT -26.....	103
Tableau (IV. 2) Puissances de la turbine à gaz.....	104
Tableau (IV. 3) Paramètre d'air humide de refroidissement TG (OTC).....	108
Tableau (IV. 7) Débit et enthalpie d'air sec.....	108
Tableau (IV. 8) Tableau de comparaison entre le cas simple et le cas avec amélioration.....	115
Figure (IV. 1) Expérience d'Alstom HF (injection de brouillard a haut pression) et refroidissement d'air d'entré.....	117

Nomenclature

Symbol	Signification	Unité
β	Rapport de pression	.
β	Efficacité	%
β_c	Efficacité compresseur	%
β_T	Efficacité turbine HP-BP	%
η_{EV} , η_{SEV}	Rendement chambre de combustion	%
β_{VHP}	Efficacité turbine à vapeur HP	%
β_{VMP}	Efficacité turbine à vapeur MP	%
β_{VBP}	Efficacité turbine à vapeur BP	%
m	Débit massique	Kg/s
PCI	Pouvoir calorifique inférieure	kJ/kg
P	Puissance	kW
T	Température	°C
p	Pression	Bar
ϕ	Humidité relative	%
H,h	Enthalpie	KJ/Kg
Q	Quantité de chaleur	KJ
W	Travail	KJ/kg
η	Rendement	%
E	Energie	KJ
Δh	Variation d'enthalpie	KJ/Kg
p_r	Pression relative	.
Δp	Perte de charge	Bar
μ	Dossage	Kg _{com} /Kg _{air}
C_s	Consommation spécifique de chaleur	kJ/ kWh
C_p	Capacité thermique	kJ/kg.C°
G_c	Gain de chaleur par cycle combiné	kJ/s
φ	Humidité absolue	kg _{eau} / kg _{as}
γ	Coefficient isentropique	.
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
V	Débit volumique	m ³ /s
R	Constante des gaz parfait	kPa·mol ⁻¹ ·K ⁻¹
m	Débit massique	Kg/s
L	Chaleur latente	KJ/Kg

symbole	Signification
c	Compresseur
C	Combustible
T	Turbine
TG	Turbine a gaz
aa	Air entré
HP	Haute pression



Nomenclature

MP	Moyenne pression
BP	Basse pression
aux	auxiliaire
am	Ambiante
g	Gaz
EV	environnementale
SEV	environnementale séquentielle.
OTC –BP-	L'air de refroidissement bas pression
OTC-HP-	L'air de refroidissement haut pression
HRSG	Générateur de vapeur à récupération de chaleur
air 16	Air de refroidissement 16 ^{ème} étage de compresseur
air 22	Air de refroidissement 22 ^{ème} étage de compresseur
1-16	Du 1 au 16 ^{ème} étage de compresseur
16-22	Du 16 au 22 ^{ème} étage de compresseur
R1	Air restant après le picage de 16 ^{ème} étage
R2	Air restant après le picage de 22 ^{ème} étage
R1s	Air sec après picage de 16 ^{ème} étage
R2s	Air sec après picage de 22 ^{ème} étage
r	Réel
v	Vapeur
s	Soutirage
éco	Economiseur
th	Théorique
u	Utile
GT26	Turbine a gaz Altome GT 26
TV	Turbine a vapeur
b	Brute
n	Nette
e	eau
cc	Cycle combiné
inj	Injection
evp	Evaporé
as	Air sec
e1	Eau restant
vt	Vapeur total
vr1	Vapeur après picage

Introduction générale

Contexte

Actuellement le système énergétique le plus efficace est la centrale à cycle combiné, où la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz est récupérée pour faire fonctionner une turbine à vapeur. La puissance d'un tel cycle peut atteindre 250 à 400 MW pour un rendement plus de 58% [1].

Problématique :

Les performances de la turbine à gaz soit simple ou à cycle combiné, sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes telles que la température d'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est directement proportionnel à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa production pendant les jours chauds de l'année. Une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique et la turbine à gaz consomme également plus de carburant. La puissance d'une turbine à gaz diminue de 25-35% en été et sa consommation de carburant augmente d'une moyenne de 6% [1].

La hausse des températures a une double incidence : elle accroît la consommation électrique et diminue les performances du parc de production, ce qui en fait une question centrale pour la sécurité d'approvisionnement et les choix d'investissements. Ceci est encore plus important dans le cas de l'Algérie dont le parc de production est caractérisé par la prépondérance de la filière des turbines à gaz. Sous l'effet de la hausse des températures, la puissance du parc des turbines à gaz se voit réduite d'environ 640 MW, soit l'équivalent de la production totale de la centrale de Ras Djinet [1].

Objectif et organisation de mémoire:

Pour ce mémoire de master, nous nous sommes fixés les objectifs suivants :

Faire une étude thermo-énergétique du cycle combiné (turbine à gaz + vapeur) KA-26 d'Alstom utilisé par Sharekat Kahraba Terga pour la production d'électricité. Après on détermine l'influence des conditions ambiantes et en particulier la température sur le rendement de la turbine à gaz et sur le cycle combiné et donc pensé à une technique pour

INTRODUCTION GENERALE

améliorer les performances de la turbine à gaz GT26 (et du cycle combiné) pendant les jours chauds de l'année.

Ce mémoire contient deux parties, chacune est composée de deux chapitres.

partie1 : Description de la centrale électrique de TERGA 3×400 MW.

le premier chapitre décrit la centrale de TREGA, notamment sa situation géographique, sa production et ses principaux équipements

dans le deuxième chapitre on fait une description détaillée du turboalternateur utilisé au niveau de la centrale ,ou on a passé en revue tous les organes constitutifs du turboalternateur tout en détaillant leur technologie, les mécanismes de fonctionnement et les améliorations apportées .

partie2 : Etudes de cas et amélioration.

Dans le troisième chapitre un calcul thermo-énergétique du cycle combiné KA26 détaillé a été présenté pour une journée d'hiver avec des conditions opérationnelles réelles du site.

Dans le quatrième chapitre on cite l'influence des conditions ambiant sur les performances de l'installation après on a pensé à la technique d'injection d'eau sous forme de brume dans le collecteur d'admission pour optimiser le rendement, pour cela on a fait une comparaison entre un cas sans injection et avec injection pour une journée chaude d'été.

Enfin on termine ce mémoire avec une conclusion générale qui résume les principaux résultats.

Chapitre – I

**Présentation de
la centrale de TERGA**

Chapitre - I : Présentation de la centrale de TERGA

I .1 – Introduction :

Dès son indépendance, en 1962, l'Algérie avait déjà opté pour le développement du secteur de l'électricité. La charte nationale en 1976, annonça la volonté de généralisation de l'électrification des ménagers à travers tout le territoire national. Jusque là, l'entreprise Sonelgaz détenait le monopole sur la production, le transport, la distribution de l'électricité ainsi que le transport et la distribution du gaz. Mais, la nouvelle loi n° 02-01 du 05 février 2002 relative à l'électricité et à la distribution du gaz par canalisation a donné le coup d'envoi de la réorganisation du secteur, dominé par l'entreprise publique Sonelgaz.

La réorganisation de Sonelgaz s'est achevée avec la création de la société holding « Sonelgaz » ainsi que l'ensemble de ses filiales. Sonelgaz est aujourd'hui érigé en Groupe industriel composé de 35 filiales et 5 sociétés en participation. Les filiales métiers de base assurent la production, le transport et la distribution de l'électricité ainsi que le transport et la distribution du gaz par canalisations.

La production électrique algérienne repose sur les combustibles fossiles (99,6%) (Le gaz est utilisé dans des centrales thermiques à vapeur, à gaz, ainsi que dans les centrales à gaz et à vapeur appelées centrales à cycle combiné). Les sources renouvelables assurent le complément et se répartissent entre l'hydroélectricité (0,4% du total) et le solaire (0,01% du total). [2] . A noter que de 2001 à 2011, la capacité de production d'électricité est passée de **5 600 MW à 11 389 MW**, soit un taux d'évolution de 51% en dix ans est de 2011 a 2013 la capacité » de production est passée de **11 389 MW a 15 160 GW** [2].

Le parc de production national est constitué des centrales électriques de la Société Algérienne de Production de l'Électricité (SPE), et des sociétés en partenariat, à savoir:

- Kahrama Arzew mise en service fin 2005 ;
- Shariket Kahraba Skikda « SKS » mise en service en 2006 ;
- Shariket Kahraba Berrouaghia « SKB » (Médéa) mise en service en 2007;
- Shariket Kahraba Hadjret Ennouss « SKH » mise en service en 2009.

Les 11 389 MW de capacité installée atteinte fin 2011, sont répartis comme suit :

Tableau (I. 1) : Taux de production d'électricité année 2011 [2]

producteurs	Production MW	Taux %
SPE	8503,8	74,7%
Kahrama	345,0	3%
SKS Skikda	825,0	7,2%
SKB Berrouaghia	489,0	4,3%
SKH Hadjret Ennouss	1227,0	10,8%
Total	11 389,8	100%

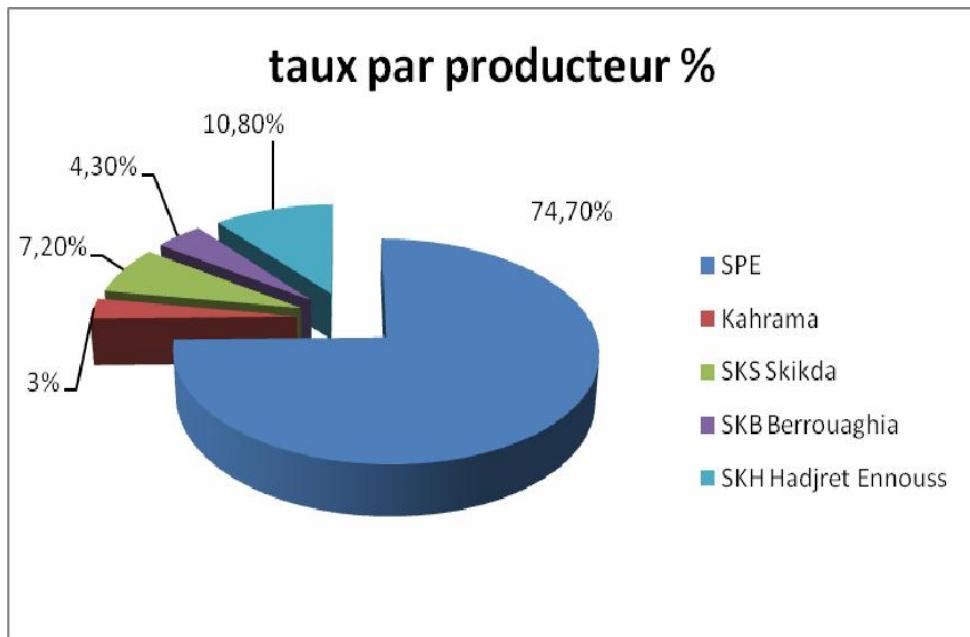


Figure (I. 1) : Taux d'électricité par producteur année 2011 [2]

La production national est répartie par type d'équipement comme suit :

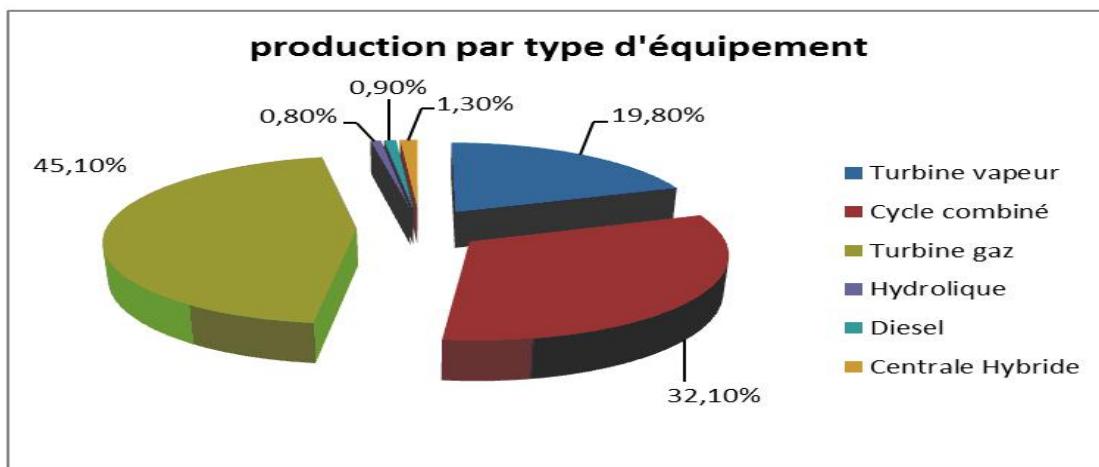


Figure (I. 2) : Taux Production d'électricité par type d'équipement [2]

Deux autres projets sont réalisé par Sonelgaz en partenariat, il s'agit de :

- Centrale Cycle combiné de Terga (Ain Timouchent) de **3 x 400 MW**, réalisée par Shariket Kahraba Terga (SKT), dont la mise en service de la centrale étais l'été 2012 .
- Centrale Cycle combiné de Koudiet Edraouch (El Tarf) de **3 x 400 MW**, réalisée par Shariket Kahraba Koudiet Edraouch (SKD), dont la mise en service était en 2013 [2].

I .2 – Centrale à cycle combiné TERGA 3 x 400 MW :

La centrale électrique à cycle combiné de Terga située dans la wilaya de Ain Temouchent, contribue à la sécurisation de l'approvisionnement énergétique de la région, ce projet d'une capacité de 1200 Mégawatts (MW), Son exploitant, la société par actions (SPA) Shariket Kahraba Terga (SKT) [1].

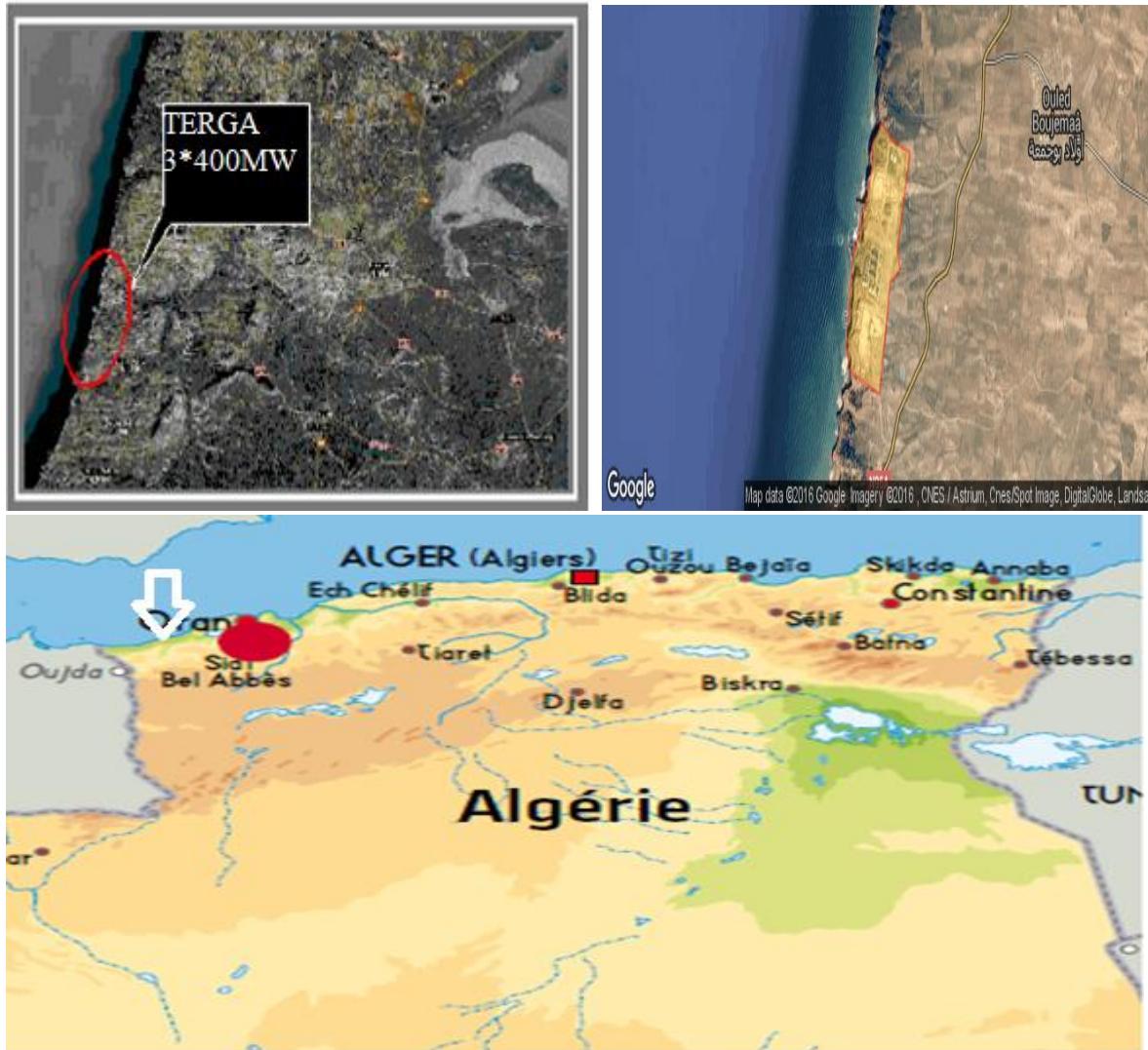


Figure (I. 3) : Positon géographique de la centrale Terga [3]

La **SPA SKT**, rappelle-t-on, est une société en joint venture **Sonelgaz- Sonatrach** pour le projet. La réalisation de cette première centrale à cycle combiné **KA26-1** en Algérie et en Afrique, a été confiée au consortium dirigé par **Alstom** et comprenant la société égyptienne **Orascom Construction Industrie** pour la partie génie civil et construction. Le mégaprojet d'une puissance de **3x400 MW** assure la production, l'exploitation, la maintenance et la commercialisation de l'énergie électrique. Il a été réalisé en 45 mois, après le démarrage de ses travaux en février 2008 et leur achèvement en novembre 2012. Son coût est de l'ordre de 1,9 milliard de dollars [1].

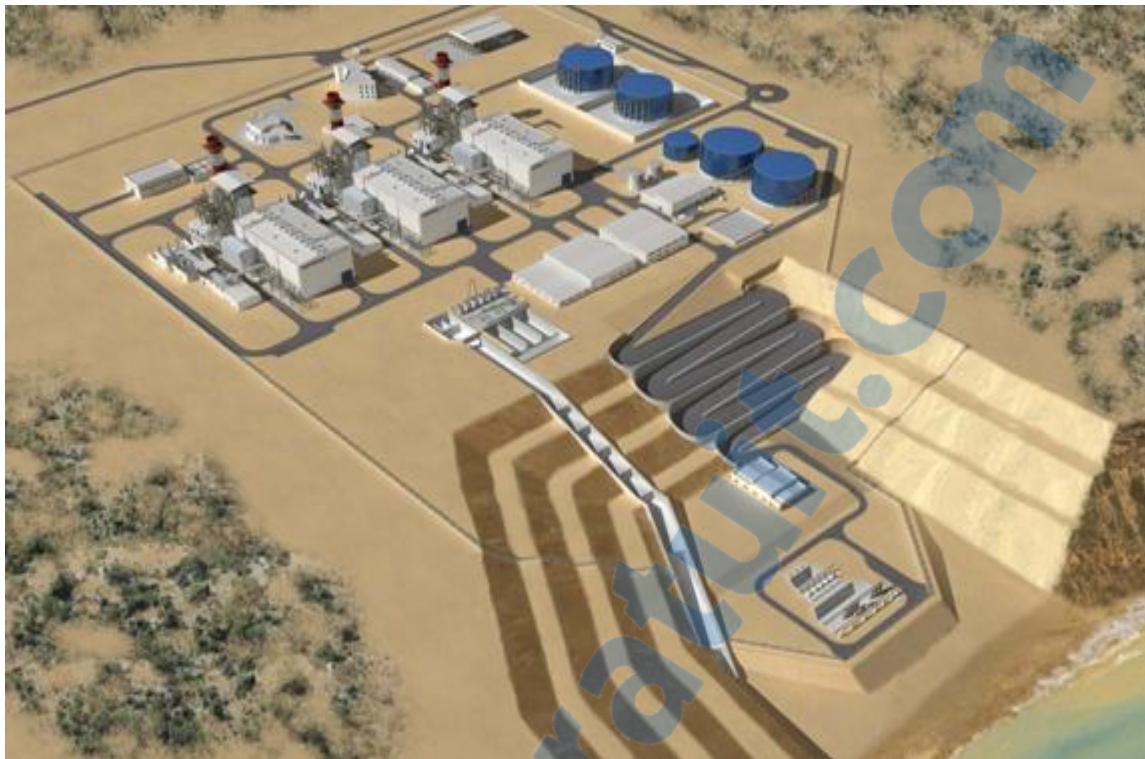


Figure (I. 4) : Vue générale de la centrale Terga [3]

La centrale est Composée de trois unités de cycle combiné turbine à gaz et à vapeur **KA26-1** de **400 MW** chacune, la station qui est réalisée par **Alstom**, as précise-t-on, «un meilleur rendement pour une puissance supérieure sur une plus grande plage de fonctionnement ». Cela, grâce à l'utilisation d'une technologie moderne et des équipements d'une très haute technicité [1].

I .3- Principales caractéristiques des équipements de la centrale :

La centrale électrique à cycle combiné de TERGA se compose de trois unités « mono-arbre » ou (single shaft) **KA26-1**. Chaque unité se compose d':

- Une turbine à gaz (TG) **ALSTOM** type **GT 26** équipée d'un système de combustion séquentielle à pré-mélange pauvre et à faibles émissions de **NOx**.
- Un cycle eau / vapeur à trois niveaux de pression et resurchauffe avec chaudière de récupération.
- Une turbine à vapeur (TV) **ALSTOM** type **DKYZZ2-1N41BA** deux corps à trois niveaux de pression et resurchauffe.
- Un alternateur refroidi à l'Hydrogène, commun aux deux turbines.

La conduite de la centrale est réalisée par l'opérateur en fonction des demandes du gestionnaire du réseau électrique. La centrale est conçue pour fonctionner en continu à la charge nominale (AMA 0° / TET max) ou à charge partielle pour une température ambiante comprise entre -1°C et 45°C. Le fonctionnement en pointe de la turbine à gaz n'est pas possible.

Les conditions ambiantes prise en compte pour le design sont les suivantes:

35°C Température, 1,013 B abs Pression ,76 % Humidité relative , 23°C Température eau de réfrigération (eau de mer)

Pour le démarrage, l'alternateur est utilisé comme moteur, la puissance est fournie par le réseau électrique [4].

3.1- Production d'électricité

La puissance nette garantie d'une tranche (NEOG) en cycle combiné, basée sur les conditions nominales de fonctionnement est définie de manière suivante:

- **NEOGGN, Tranche = 374 840 kW** pour une marche au gaz naturel.
- **NEOGFO, Tranche = 369 475 kW** pour une marche au fioul.

La puissance électrique fournie au réseau par un courant triphasé 50 HZ à et 400 kV de tension nominale côté Haute Tension du transformateur élévateur, à la sous-station de Terga. Le facteur de puissance est choisi par l'opérateur entre 0.80 et 0.91, celui ci étant mesuré aux bornes de l'alternateur. La production de la centrale est réglée en contrôlant la charge de la turbine à gaz en fonction des exigences de production générale de la centrale [4].

3.2- Consommation spécifique :

La consommation nette de chaleur garantie (NHRG) d'une tranche en cycle combiné est définie de manière suivante: [4]

- **NHRGGN, Tranche= 6342 kJ/kWh** pour une marche au gaz naturel
- **NHOGFO, Tranche = 7156 kJ/kWh** pour une marche au fioul

3.3- Combustible :

La centrale est conçue pour fonctionner au gaz naturel en opération normale et au gasoil en secours.

I .4 - Composants et systèmes des auxiliaires :

4.1 - Système de refroidissement :

Système de refroidissement principal comporte :

- Les tuyaux d'amenée d'eau de mer commune aux trois tranches pour assurer un débit de 150% du débit global de refroidissement sans dilution.
- Un bassin de filtration et de pompage de l'eau de mer.
- Trois conduites de transfert d'eau de mer vers le bassin de tranquillisation +50.00 m.
- Un bassin de tranquillisation et de pompage au niveau +50.00 m.

La chaleur rejetée par le cycle eau vapeur et par le circuit fermé d'eau de refroidissement est transféré directement à l'eau de mer. Deux pompes d'eau de refroidissement principal (2 x 50%) fournissent de l'eau de mer froide au condenseur et également aux réfrigérants du circuit fermé d'eau de refroidissement. L'eau réchauffée par le condenseur et les auxiliaires est retournée à la mer via un canal de rejet [4].

4.2 - Système de refroidissement en circuit fermé :

Un système d'eau de refroidissement en circuit fermé garantit le refroidissement de l'alternateur, du système d'huile de lubrification, et d'autres consommateurs.

Deux pompes de circulation (2 x100 %) sont fournies avec le système. La chaleur issue du circuit fermé est transférée au système de refroidissement principal dans deux échangeurs eau/eau (2 x 100 %) [4].

4.3 - Unité d'électrochlorination :

Cette installation est prévue pour la production et l'injection d'hypochlorite de sodium dans l'eau de mer afin d'éviter la prolifération de la faune marine dans les tuyauteries et les équipements alimenté par l'eau de mer. Le procédé est basé sur l'électrolyse partielle de l'eau de mer dans les unités d'électrochlorination. L'hypochlorite est injecté [4] :

- En entrée des tuyaux d'aménée d'eau de mer
- A l'aspiration des pompes de transfert

Le système se compose de :

- Trois électrolyseurs 33%
- Trois transformateurs redresseurs de courant 33%
- Quatre pompes d'alimentation d'eau de mer 33%
- Deux réservoirs de stockage de solution d'hypochlorite
- Quatre pompes d'injections de solution d'hypochlorite
- Deux ventilateurs pour la dilution de l'hydrogène gazeux

4.5 - Système d'alimentation en eau :

- **Eau brute :**

L'eau brute est puisée depuis la mer. Elle est stockée dans les réservoirs communs avec l'installation de dessalement. De plus l'eau conservée alimente le réseau d'eau de service d'équipement et le système d'eau potable [4].

- **Eau dessalée :**

Le poste de traitement d'eau produit une eau dessalée. Ce poste se compose d'une unité de dessalement de type flash multi étage (MSF pour Multi Stage Flash). L'eau produite est recueillie dans les réservoirs de stockage d'eau dessalée.

L'installation comprend 2 unités de dessalement communes aux trois tranches de la centrale fonctionnant selon le principe de la distillation par détentes successives et produisant 960m³/jour d'eau dessalée chacune.

L'eau dessalée produite sera stockée dans deux réservoirs à la pression atmosphériques d'une capacité de 17500 m³ chacun [4].

- **Eau déminéralisée :**

L'eau déminéralisée est produite par une centrale de production d'eau déminéralisée (2 x 100 %) dimensionnée pour la purge en continue. La centrale de déminéralisation comprend :

- Deux pompes (2 x 100 %) de transfert d'eau dessalée
- Deux échangeurs d'ions (2 x 100 %) à résines à lits mélangés,
- Deux réservoirs de stockage d'eau déminéralisée (capacité 2 x 500 m³)
- Quatre (4 x 33 %) pompes d'eau déminéralisée pour l'appoint aux cycles
- Quatre (4 x 33 %) pompes d'eau déminéralisée De NO_x pour la marche au fioul comprenant moteur, accouplement et carter de protection [4].

- **Eau potable :**

L'eau est extraite après l'unité de MSF et potabilité. La tuyauterie de distribution interne fournit ensuite l'eau potable aux consommateurs de la centrale électrique [4].

4.6 - Système de traitement chimique :

Le système de traitement chimique de l'eau permet le contrôle de la composition chimique de l'eau, la prise d'échantillon ainsi que l'injection de produit chimique pour la régulation de la qualité d'eau. Pour chaque bloc, ce système se compose d' :

- Un réservoir d'ammoniaque et d'un réservoir de désoxygénant, avec leur système de dosage et distribution. L'injection se fait au refoulement des pompes d'extraction et de la bâche alimentaire.
- Un système entièrement automatisé d'échantillonnage continu et d'analyse pour le cycle eau/vapeur.
- Equipements d'injections chimiques et des automates chimiques pour le cycle eau/vapeur.
- Un réservoir de phosphate, avec système de dosage et distribution composé de 3 pompes (1 par niveau de pression) plus une pompe de secours vers les consommateurs (ballons HP, MP, BP) [4].

4.7 - Système de surveillance des émissions de fumée

Des échantillons de gaz d'échappement sont extraits au niveau de la cheminée de la chaudière de récupération. Ils sont ensuite conditionnés et analysés dans une armoire de mesure. Les émissions de NO_x, SO₂, CO, CO₂, O₂ et les poussières sont surveillées et enregistrées. L'armoire de mesure est fournie sur un skid et est installée dans un conteneur climatisé [4].

4.8 - Système d'alimentation en combustible :

- **Système d'alimentation en gaz :**

Le gaz est amené en limite de site par la tuyauterie de gaz du client, commune aux trois unités de la centrale. Le gaz combustible est ensuite purifié de toute humidité et poussière dans le poste de traitement. Par la suite en fonction de la pression du gaz, celui-ci est soit détendu dans la station de réduction de pression soit comprimé par les compresseurs de gaz. La pression du gaz combustible est ajustée à la pression requise par le système de combustion de la turbine à gaz. Un filtre fin et un système de préchauffage de combustible sont installés en amont de chaque turbine à gaz. La turbine à gaz est ensuite alimentée en gaz.

De plus, un analyseur de gaz naturel et un débitmètre sont également installés en amont de chaque turbine à gaz [4].

- **Système d'alimentation en gasoil :**

Le poste de dépotage du gasoil permet le remplissage des réservoirs de stockage à partir des camions citernes. Ce poste de dépotage est équipé d'un système de comptage du débit transféré depuis les camions vers le réservoir. Depuis les réservoirs de stockage, les pompes de transfert (2x100 % par unité) assurent l'alimentation de la turbine à gaz. Un circuit secondaire permet également le remplissage du réservoir journalier du groupe électrogène et des chaudières du système de dessalement [4].

4.9 - Système des eaux usées :

Les eaux usées produites par la centrale électrique sont classées selon leurs caractéristiques en cinq catégories :

- Eaux usées propres (eaux de purge provenant du cycle eau vapeur).
- Eaux huileuses.
- Effluents chimiques.
- Eaux usées sanitaires.
- Eaux usées provenant du lavage compresseur.

Ces eaux usées sont traités de manière appropriée avant de quitter la centrale.

Les eaux usées de procédé sont traitées de manière à se conformer aux critères des effluents (par ex. par neutralisation). L'eau huileuse traverse un séparateur d'huile /solides.

Les eaux usées sanitaires sont conduites dans une fosse septique [4].

4.10 - Système de nettoyage continu du condenseur :

Le condenseur principal est équipé d'un système de nettoyage à balles en éponge pour réduire l'encrassement biologique des tubes du condenseur [4].

4.11 - Station d'air comprimé :

L'air comprimé requis par la centrale est produit dans une station d'air comprimé centralisée, composée de 2 compresseurs 2 x100% (1 en fonctionnement normal et 1 en de secours), à partir de laquelle l'air est distribué aux différents utilisateurs. La station d'air comprimé fournit :

- l'air instrument (filtré, séché, et déshuilé)
- l'air de service (filtré)

Toutes les zones principales sont alimentées en air de service pour les opérations de maintenance. Le réseau d'air instrument est prioritaire, La station d'air comprimé est fournie en skid [4].

4.11 - Equipements de protection contre les incendies :

Les mesures de protection passives contre les incendies, les systèmes anti-incendie (les mesures actives tel que les extincteurs), et les protections contre les explosions sont fournis suivant la législation locale en vigueur et les obligations contractuelles pour fournir une protection adéquate de la centrale. Les éléments principaux de la protection contre les incendies sont la détection incendie et les systèmes d'alarmes (générant des alarmes), le système de détection du gaz (générant des alarmes), les systèmes d'extinction automatiques à gaz (CO₂), le système manuel de lutte anti-incendie (lance à eau) et le système d'approvisionnement en eau pour la lutte anti-incendie indépendant pour l'usine [4].

4.12 - Transformateurs élévateurs de tension de l'alternateur :

Le transformateur principal de l'alternateur est utilisé pour éléver la tension générée (20KV) jusqu'au niveau de tension du réseau du client (400KV).

Le transformateur est installé en extérieur à proximité immédiate du transformateur de soutirage. Le transformateur est équipé d'un système de refroidissement à l'huile et à l'air forcé [4].

4.13 - Distribution Electrique :

- **Trois Transformateurs auxiliaires d'unité (soutirage) :**

Le transformateur de soutirage est dimensionné pour alimenter les consommateurs des auxiliaires de tranche, celles des auxiliaires généraux et éventuellement assurer l'alimentation des auxiliaires d'une autre tranche pour effectuer sa mise à l'arrêt en sécurité. Les auxiliaires généraux sont alimentés par une seule tranche à la fois [4].

- **Deux transformateurs de démarrage normal de la TG :**
- **Deux équipements de démarrage statique (CSF) :**

En fonctionnement normal, la puissance utilisée pour démarrer la turbine à gaz est fournie au convertisseur Statique de Fréquence (CSF) par le réseau HT via le transformateur de démarrage TG en soutirage des barres alternateur 20KV, et le disjoncteur moyenne tension (DMT) [4].

4.14 - Black Start :

Le système de secours se compose d'un ensemble de plusieurs groupes électrogènes diesel de « Black Start ». Les groupes sont connectés sur un tableau MT « distribution secours et black start » 6,6 kV situé à proximité des groupes.. Ceci permet l'alimentation en énergie du transformateur de démarrage de la TG concernée et des auxiliaires MT et BT devant être en service lors du démarrage de celle-ci. Le système CC/UPS alimentée par un système de batterie en combinaison avec le groupe électrogène de Secours fournit une source d'alimentation d'urgence sûre, pour un arrêt de la tranche en cas de perte du courant alternatif. Le générateur diesel de secours est démarré automatiquement dans ce cas et alimente les consommateurs indispensables pour un arrêt sécurisé de la tranche [4].

4.15 - Système numérique de contrôle commande de la centrale (SNCC) :

Le SNCC est structuré hiérarchiquement avec un haut degré d'automation, Le système de contrôle permet de démarrer et d'arrêter les composants principaux depuis la salle de commande centrale : il fournit l'annonce des alarmes, les boucles de régulation fermées et ouvertes, les inter-verrouillages, et la protection de chaque équipement [4].

I .5 – Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présentés la centrale TERGA 3*400 MW où une description et quelque statistique ont été données qui ont montré la stratégie de la production d'électricité en Algérie.

Chapitre -II

**Présentation de
Turboalternateur de
la centrale de TERGA**

Chapitre II : Présentation de Turboalternateur de la centrale de TERGA

II .1 – Introduction :

La centrale de TERGA est composée de trois Blocs à une seule ligne d'arbre. La ligne d'arbre comprend la turbine à gaz entraînant le turboalternateur via un accouplement rigide. La turbine à vapeur est accouplée via un embrayage auto-commutable synchrone sur l'autre côté de l'alternateur. Cette disposition permet de démarrer et d'arrêter la turbine à vapeur indépendamment de la turbine à gaz, alors que la turbine à gaz est déjà en fonctionnement [4].

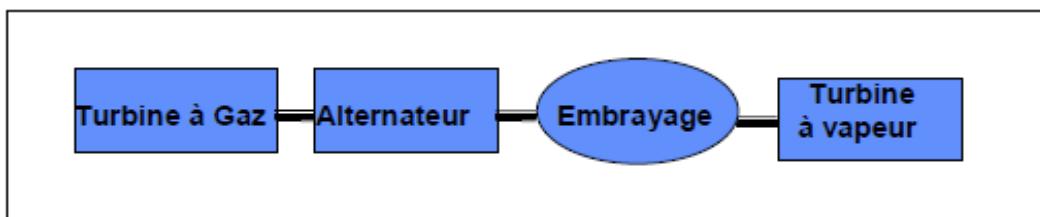


Figure (II. 1): Schéma de la ligne d'arbre de turboalternateur [4]

II .2 – Composants principaux de turboalternateur :

2.1 - *Turbine à gaz :*

La turbine à gaz GT26 a été spécialement développée pour des applications à cycles combinées. Elle est conçue pour brûler du gaz naturel en tant que combustible principal et du diesel en tant que combustible secondaire [5].

Les composants sont décrits dans l'ordre de la traversée des équipements par le flux du fluide moteur, c'est-à-dire:

- Système d'admission d'air
- Compresseur à air axial
- Chambres de combustion séquentielles
- Turbines à haute et à basse pression
- Système de gaz d'échappement

Le compresseur à air axial, les chambres de combustion et les turbines composent le bloc thermique. L'alternateur et l'excitatrice composent le bloc alternateur. Le bloc thermique et le bloc alternateur constituent le groupe turbo-alternateur [5].

2.1.1- Système d'admission d'air :**• Fonction du système :**

L'admission d'air fournit suffisamment d'air pur au compresseur axial. L'air doit être pur pour empêcher tout encrassement du compresseur, ce qui entraînerait une baisse de la sortie de puissance du turbo-groupe à gaz, des dysfonctionnements et l'endommagement de l'unité. Un collecteur spécialement conçu à cette fin dirige sous forme aérodynamique correcte dans l'entrée du compresseur.

Un système antigivrage est installé pour les situations dans lesquelles les températures sont basses et l'humidité relative élevée. Il empêche la formation de glace dans la partie entrée du compresseur. Pour le système antigivrage, l'air de décharge du compresseur est ajouté à l'air entrant.[5]

• Les composantes :

Le système d'admission d'air comprend les composants suivants:

- Carter d'admission avec échelles, plateformes et palan.
- Capot pare-pluie et grillage anti-volatile.
- Filtre à deux étages, c'est-à-dire pré-filtre (1^{er} étage) et filtre fin (2^e étage).
- Portes d'admission de sécurité.
- Portes d'accès pour l'inspection.
- Silencieux.
- Coude d'admission d'air.
- Système antigivrage.

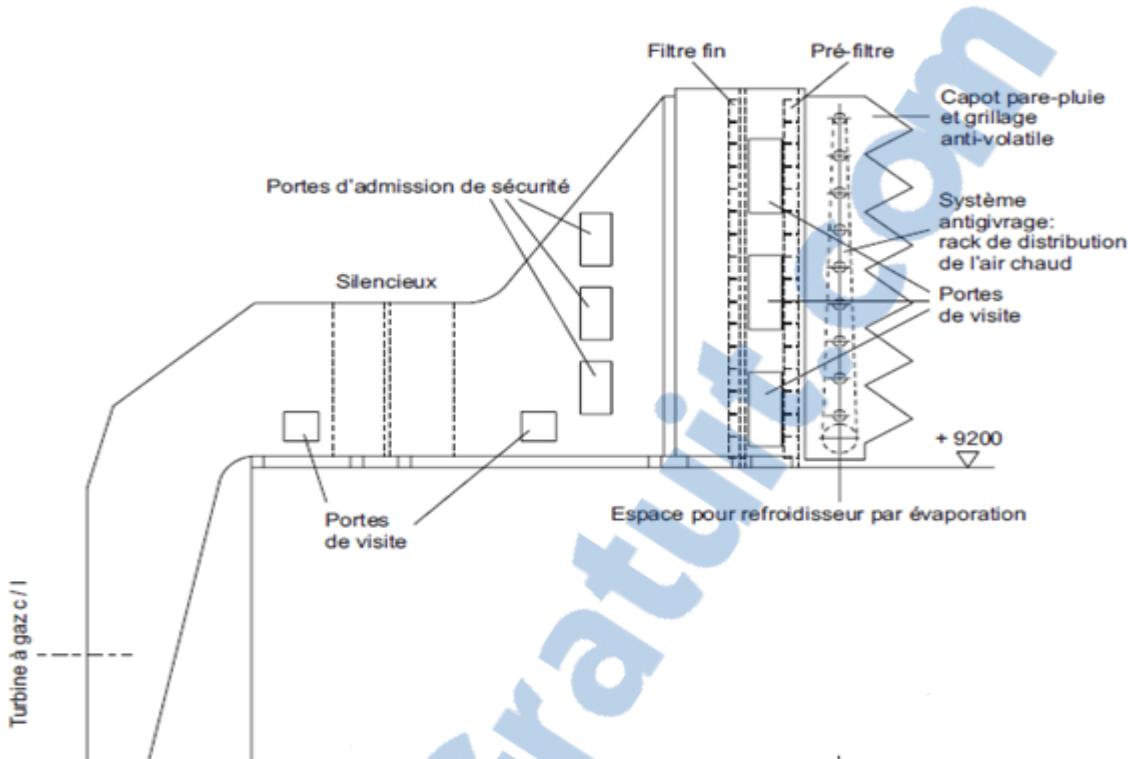


Figure (II. 2) Admission d'air avec système de filtre à deux étages [5]

2.1.2- Compresseur à air MBA80 :

- Fonction :

Le compresseur à air fait partie du bloc thermique. L'objectif du compresseur d'air axial est d'augmenter la pression et par conséquent la température de l'air provenant du système d'admission d'air. L'air d'admission propre est dirigé vers le compresseur, où il est ensuite compressé par des ailettes rotatives et des aubes fixes. La combinaison d'une rangée rotative et d'une rangée fixe s'appelle un étage de compresseur. Le compresseur axial utilisé dans la turbine à gaz GT26 est un appareil à flux d'air axial et à 22 étages [6].

- Caractéristiques principales :

Les caractéristiques de la conception à 22 étages sont une charge faible des ailettes, une marge au pompage élevée, une fiabilité élevée du compresseur et une grande efficacité. Les aubes directrices variables à l'entrée assurent un contrôle efficace du flux d'air et augmentent la plage de fonctionnement utile[6].

- Description :

Les ailettes rotatives du compresseur sont fixées dans des rainures usinées dans la périphérie du rotor. 21 rangées d'ailettes de compresseur sont fixées dans les rainures périphériques et

maintenues radialement par des entretoises. La première rangée est bloquée par un assemblage à queue d'aronde.

Les aubes du compresseur (ou ailettes fixes) sont fixées dans des gorges périphériques en T usinées dans la périphérie du corps du compresseur ou de deux supports d'aubes. Y font exception la rangée d'aubes directrices variables d'entrée et les deux premières rangées d'aubes du compresseur, dont la fixation est différente en raison de leur variabilité. Les 11 premières rangées d'aubes sont fixées directement sur le corps du compresseur, ainsi que la première rangée d'aubes directrices variables d'entrée. Les rangées d'aubes 12 à 16 sont fixées sur le premier support d'aubes de compresseur. Les rangées d'aubes 17 à 22 sont fixées sur le deuxième support d'aubes de compresseur.

Toutes les ailettes sont faites d'un alliage chrome-acier résistant à la corrosion. Elles ne nécessitent donc aucun revêtement. [6].



Figure (II. 3) Rotor de compresseur MBA80 [7]

- **Aubes directrices variables (variable guide vannes ou VGV) :**

Les aubes directrices variables ajustent le débit volumique d'air traversant le compresseur sont montées sur 3 rangées à l'entrée du corps et pivotent entre les positions ouverte et fermée sur commande du régulateur de la turbine EGATROL. Elles sont utilisées pendant le fonctionnement à puissance partielle pour réduire le débit volumique d'air, afin de réduire les émissions de gaz d'échappement. [7]

Le système d'aubes directrices d'entrée variables (ADEV) du compresseur sert à:

- Accélérer le démarrage du groupe turbine à gaz, assurant ainsi une disponibilité rapide de la puissance électrique.
- Réduire les émissions NO_x en optimisant le rapport combustible-air pour le fonctionnement à charge partielle.
- Réguler le débit d'air vers le compresseur en fonction des exigences du cycle thermodynamique.
- Permettre la régulation de la charge entre environ 60 % de la charge et la charge de base.
- Permettre la régulation de la charge entre environ 20 % et 97 % de la charge de base.
- Réduire les émissions NO_x en optimisant le rapport combustible-air pour le fonctionnement en charge partielle [7].

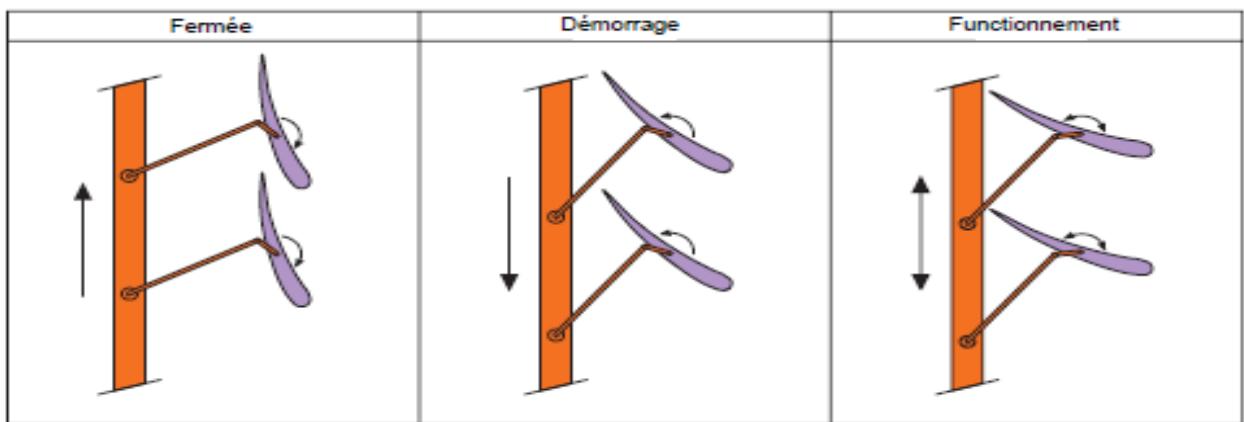


Figure (II. 4) Aubes directrices de compresseur MBA80 [7]

- **Vannes de purge:**

Pendant le démarrage et la mise à l'arrêt de la turbine à gaz, les vannes de purge expulsent l'air en excès dans l'atmosphère par l'intermédiaire du diffuseur afin de compenser le déséquilibre du débit volumique entre la turbine et le compresseur lorsque la vitesse de rotation de l'arbre est faible. La position de chaque vanne est contrôlée par un système hydraulique qui fonctionne sur les commandes émises par le système de contrôle et de commande de la turbine.

- **Diffuseur:**

Situé à la sortie du compresseur, le diffuseur est un dispositif circulaire traversé par le flux d'air comprimé. L'air est ensuite dévié par des films à air vers la partie du corps de turbine entourant la chambre de combustion EV. Il refroidit les segments de la chambre de combustion EV avant de passer dans la chambre de combustion. L'air est également extrait de différents étages du compresseur afin de refroidir l'arbre de turbine et le premier disque de turbine.



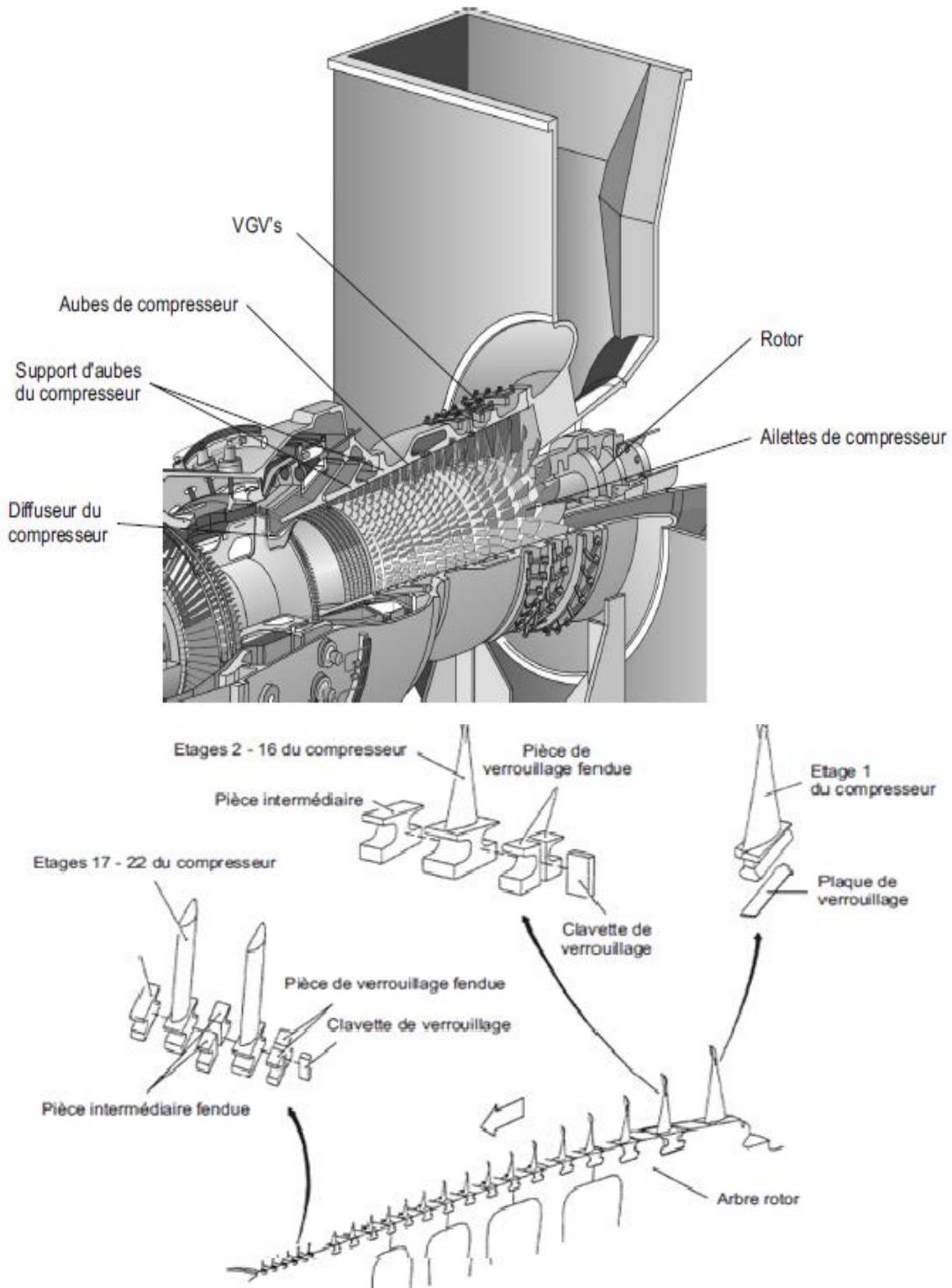
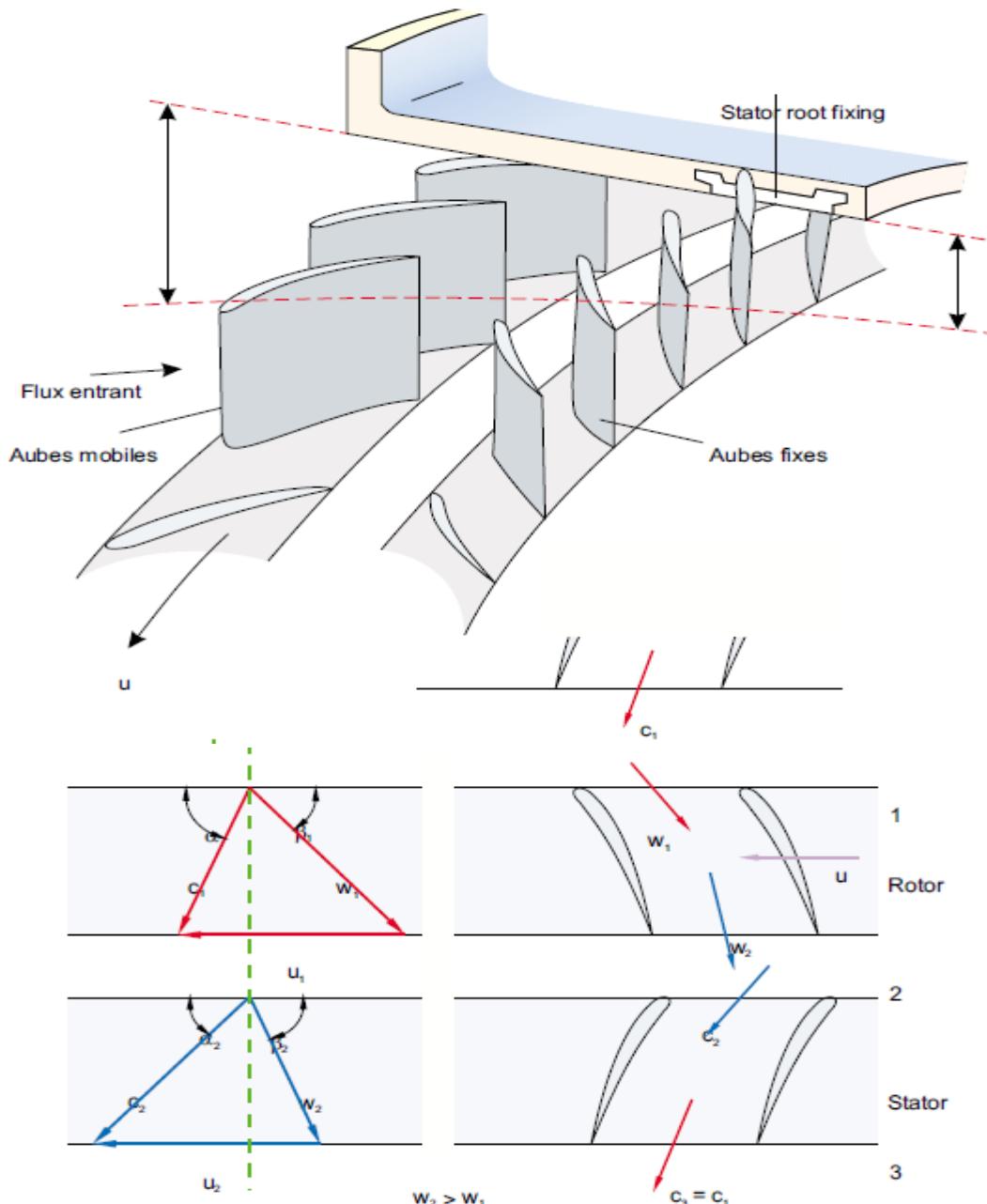


Figure (II. 5) Aubes de compresseur MBA80 [5]

- Diagramme des vitesses pour les étages du compresseur :

La figure suivante présente le diagramme des vitesses dans les étages de compresseur



c = vitesse absolue

u = vitesse tangentielle

w = vitesse relative

α = angle d'entrée pour c

μ = angle d'entrée pour u

β = angle d'entrée pour w

1= plan de contrôle imaginaire au mouvement d'entrée de la lame

2= plan de contrôle imaginaire au mouvement de sortie de la lame

3= plan de contrôle imaginaire à la sortie d'aube de stator

Figure (II. 6) Diagramme de vitesse dans le compresseur MBA80 [4]

2.1.3- Chambre de combustion EV, MBM10 :

- **Fonction :**

La chambre de combustion EV transforme l'énergie chimique contenue dans le gaz combustible/gasoil en énergie cinétique, utilisée pour entraîner le compresseur et l'équipement accouplé (c'est-à-dire l'alternateur) et en énergie thermique qui est susceptible d'être utilisée dans la chaudière de récupération [6].

- **Caractéristiques principales :**

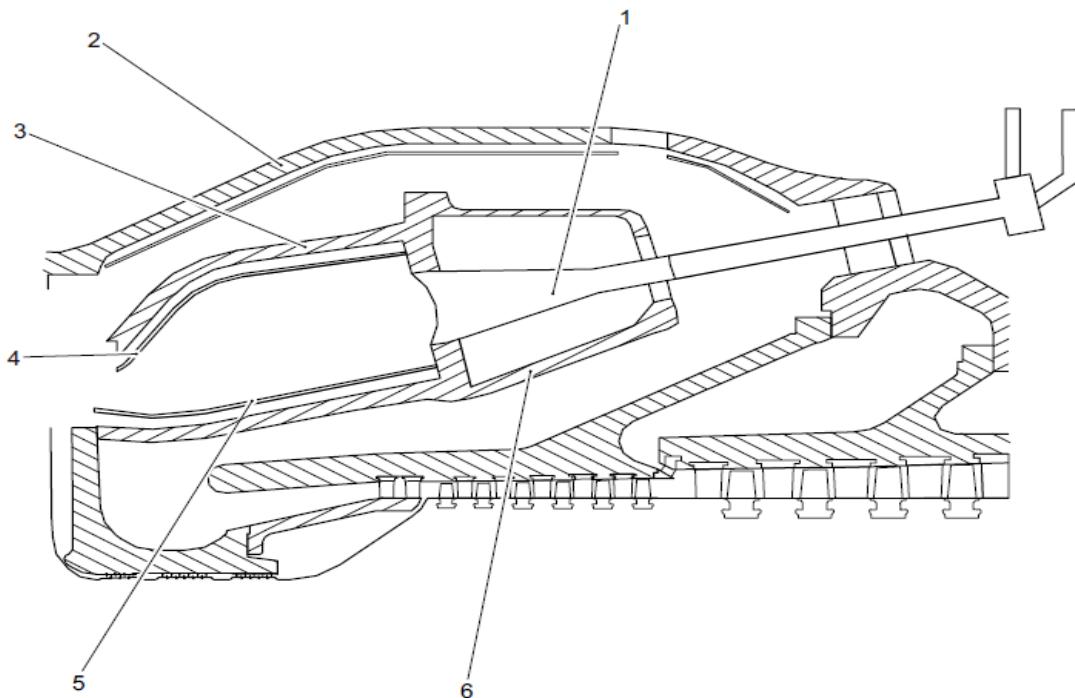
La chambre de combustion EV est en construction annulaire pour assurer un flux d'air uniforme à faibles pertes, un profil de température régulier et une combustion complète.

- **Description :**

Les segments intérieurs et extérieurs qui forment cette chambre de combustion sont maintenus en position par une structure de support constituée des chemises intérieures et extérieures. Les chemises assurent la fixation au corps de la turbine et au support d'aubes du compresseur 2.

La chambre de combustion EV est divisée en deux zones fonctionnelles [6] :

- **La zone primaire** où la combustion se déroule. Elle est formée de la plaque frontale avec les brûleurs installés et de la première partie des chemises.
- **La zone secondaire** qui dirige les gaz évacués vers la turbine HP et qui est constituée par la deuxième partie des chemises.



HTCT692219V0001_005C

Pos.	Description	Pos.	Description
1	Brûleur EV	4	Rangée de segments extérieurs
2	Corps de turbine	5	Rangée de segments intérieurs
3	Chemise extérieure	6	Chemise intérieure

Figure (II. 7) Chambre de combustion EV [6]

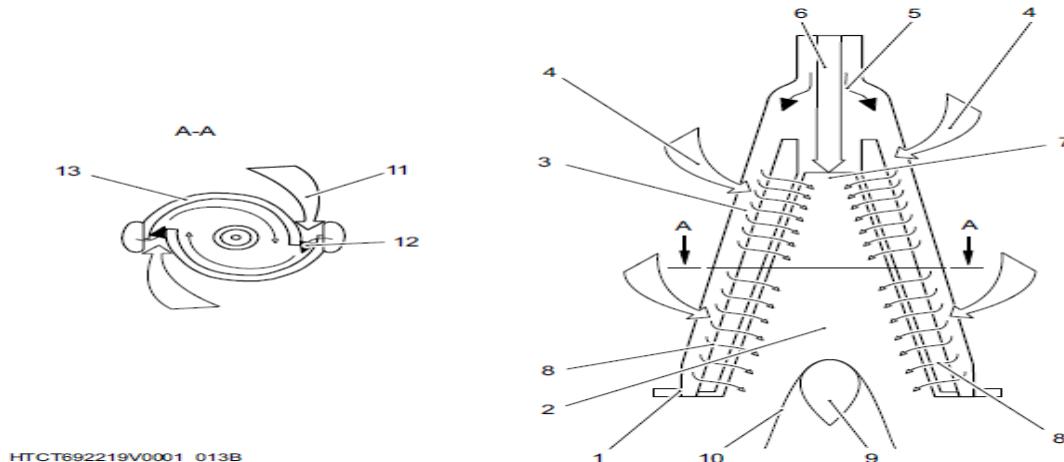
- **Brûleur EV :**

Les 24 brûleurs EV sont montés en disposition circulaire dans les segments avant de la chambre de combustion. Il existe des brûleurs à combustible mixtes pour les combustibles gazeux et liquides qui opèrent selon un principe de conception élémentaire. Les brûleurs ont la forme de deux demi-cones et sont légèrement décalés latéralement afin de former deux fentes d'admission de largeur constante suivant toute la longueur du composant. Pendant le fonctionnement, l'air de combustion entre dans le cône à travers ces fentes.

Lors d'un fonctionnement au gaz combustible, le gaz s'écoule au travers de deux canaux de gaz disposés axialement et est injecté au travers de rangées de trous de petits diamètres aux bords des fentes dans le brûleur où il se mélange alors à l'air comprimé. Un vortex extrême se développe alors dans le cône [6].

Le mélange pauvre combustible/air quitte le cône et est enflammé. A la sortie du brûleur, L'air en excès, particularité de la conception EV, assure une température de flamme plus basse de 500K environ qu'avec des brûleurs à diffusion comparables. Il en résulte un niveau de NO_x très faible.

Le cône du brûleur est complètement entouré d'air pendant le fonctionnement. La vitesse axiale élevée à l'intérieur du cône empêche la flamme de toucher les parois du cône, ce qui entraîne une durée de vie plus longue du brûleur.



HTCT692219V0001_013B

Pos.	Description	Pos.	Description
1	Surface de sortie du brûleur	8	Prémélange (gaz et air de combustion)
2	Evaporation en brouillard (combustible liquide)	9	Front de flamme
3	Orifices d'injection	10	Dispositif anti-vortex
4	Air de combustion	11	Air de combustion
5	Combustible gazeux	12	Orifices d'injection
6	Combustible liquide	13	Turbillonneur
7	Atomisation (combustible liquide)		

Figure (II. 8) Bruleur de la chambre de combustion EV [6]

- **Torches d'allumage :**

Deux torches d'allumage, chacune équipée d'un capteur de température intégré, sont montées dans la moitié supérieure du corps de la turbine à gaz..

Le propane et l'air comprimé (auxiliaire) sont alimentés par la tuyauterie séparée aux points de connexion.

A l'intérieur de la torche d'allumage, le propane est amené par le tuyau partiellement en spirale vers la sortie de gaz. L'air auxiliaire, utilisé uniquement pendant le cycle d'allumage [6].

2.1.4- Turbine haute pression MBA10 :

- **Fonction :**

La turbine transmet l'énergie cinétique du gaz d'échappement à l'arbre rotor pour entraîner le compresseur et tout équipement accouplés [6].

- Caractéristiques principales :

La turbine HP présente une conception à un seul niveau.

- Description :

La rangée d'ailettes (3) est fixée dans une encoche axiale type sapin dans le disque de turbine HP (1) de l'arbre rotor et est maintenue en position par un blocage axial. Les rangées d'aubes (2,5) sont montés dans des rainures périphériques, la rangée d'aubes directrices de sortie (2) est maintenue en position par des chevilles à ressort.

L'écran thermique de la turbine HP (4) est monté sur le stator en face de la rangée d'ailettes. Il protège la structure du stator contre les gaz d'échappement brûlants.

Toutes les parties de la turbine HP sont refroidies par air, les ailettes de turbine par un refroidissement par film d'air et par convection, les rangées d'aubes par un système de refroidissement de contact, par film d'air et par convection [6].

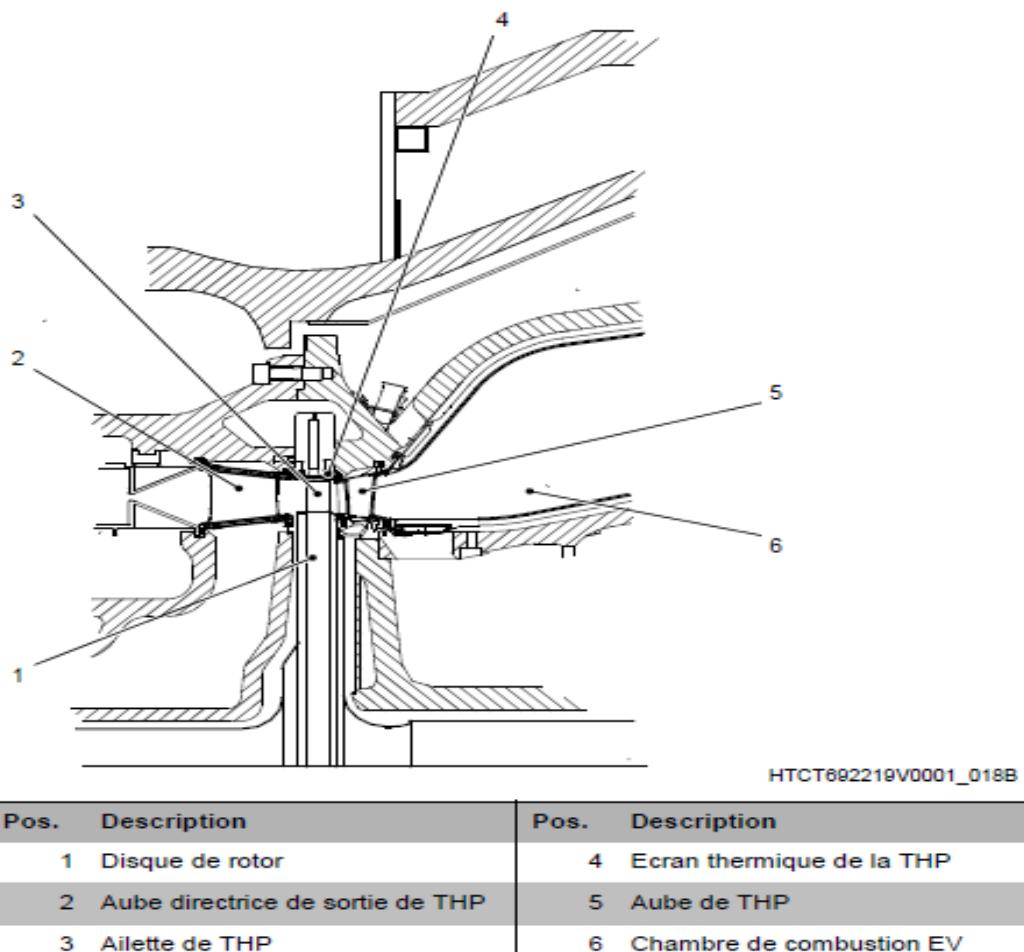


Figure (II. 9) Turbine HP MBA10 [6]

2.1.5- Chambre de combustion SEV MBM20 :

- **Fonction :**

La chambre de combustion SEV, comme la chambre de combustion EV, convertit l'énergie chimique contenue dans le gaz combustible/gaz en énergie cinétique et thermique. Elle réchauffe les gaz d'échappement évacués par la chambre de combustion EV à travers la turbine HP [6].

- **Caractéristiques principales :**

La chambre de combustion SEV est en construction annulaire pour assurer un flux d'air uniforme à faibles pertes, un profil de température régulier et une combustion complète.

- **Description :**

D'un point de vue fonctionnel, la chambre de combustion SEV est également divisée en deux zones :

- La zone primaire, où la combustion se déroule. Elle est formée des brûleurs SEV et de la première partie des chemises.
- La zone secondaire, qui dirige les gaz évacués vers la turbine BP, est formée de la deuxième partie des chemises [6].

- **Brûleurs SEV:**

24 brûleurs SEV sont montés sur la circonference du corps de turbine et sont alimentés en combustible par des injecteurs depuis l'extérieur du corps de turbine. Les injecteurs sont refroidis par l'air extrait du compresseur. Cet air est injecté dans la veine de gaz chaud avec le combustible. Aucun allumage n'est nécessaire en raison de la température élevée du gaz arrivant dans les brûleurs SEV depuis la turbine HP [6] .

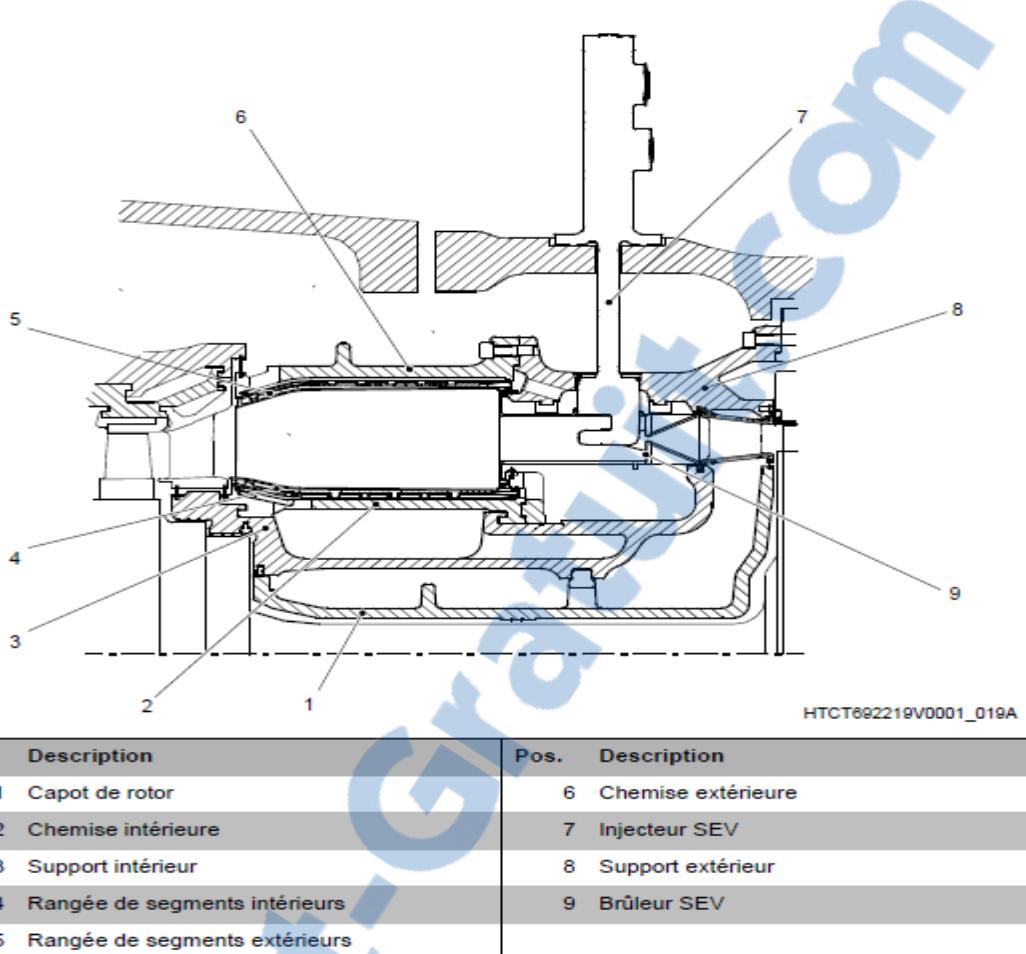


Figure (II. 10) Chambre de combustion SEV [6]

2.1.6- Turbine basse pression MBA30 [6] :

- Fonction :

La turbine transmet l'énergie cinétique du gaz d'échappement à l'arbre rotor pour entraîner le compresseur et tout équipement accouplé.

- Caractéristiques principales :

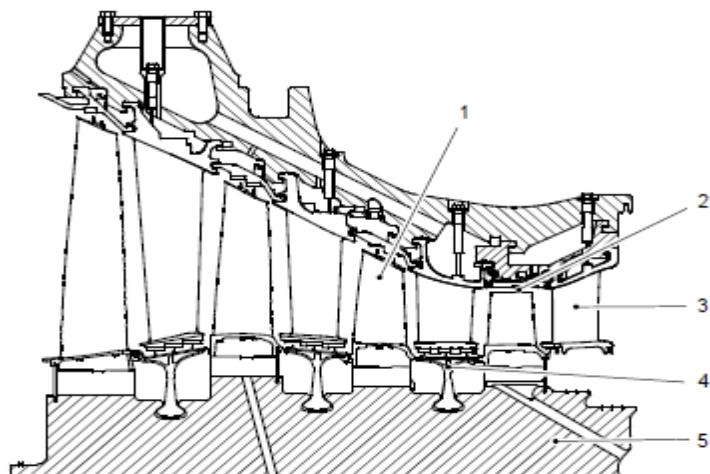
La turbine BP présente une conception à quatre niveaux.

- Description :

Toutes les rangées d'ailettes de la turbine BP sont montées dans des rainures périphériques dans l'arbre rotor.

La turbine BP est refroidie par air. Le système d'air de refroidissement basse pression refroidit le premier et le second étage BP des ailettes de la turbine et les écrans thermiques du rotor. Les écrans thermiques et les ailettes du stator du troisième et du quatrième étage BP sont refroidis par le système d'air de refroidissement du rotor.

Le système d'air de refroidissement basse pression refroidit également le premier étage des aubes de la turbine BP par film d'air et par convection. Les aubes situées sur les étages BP deux, trois et quatre, et les écrans thermiques de stator sont refroidis par le système d'air de refroidissement et d'étanchéité [6].



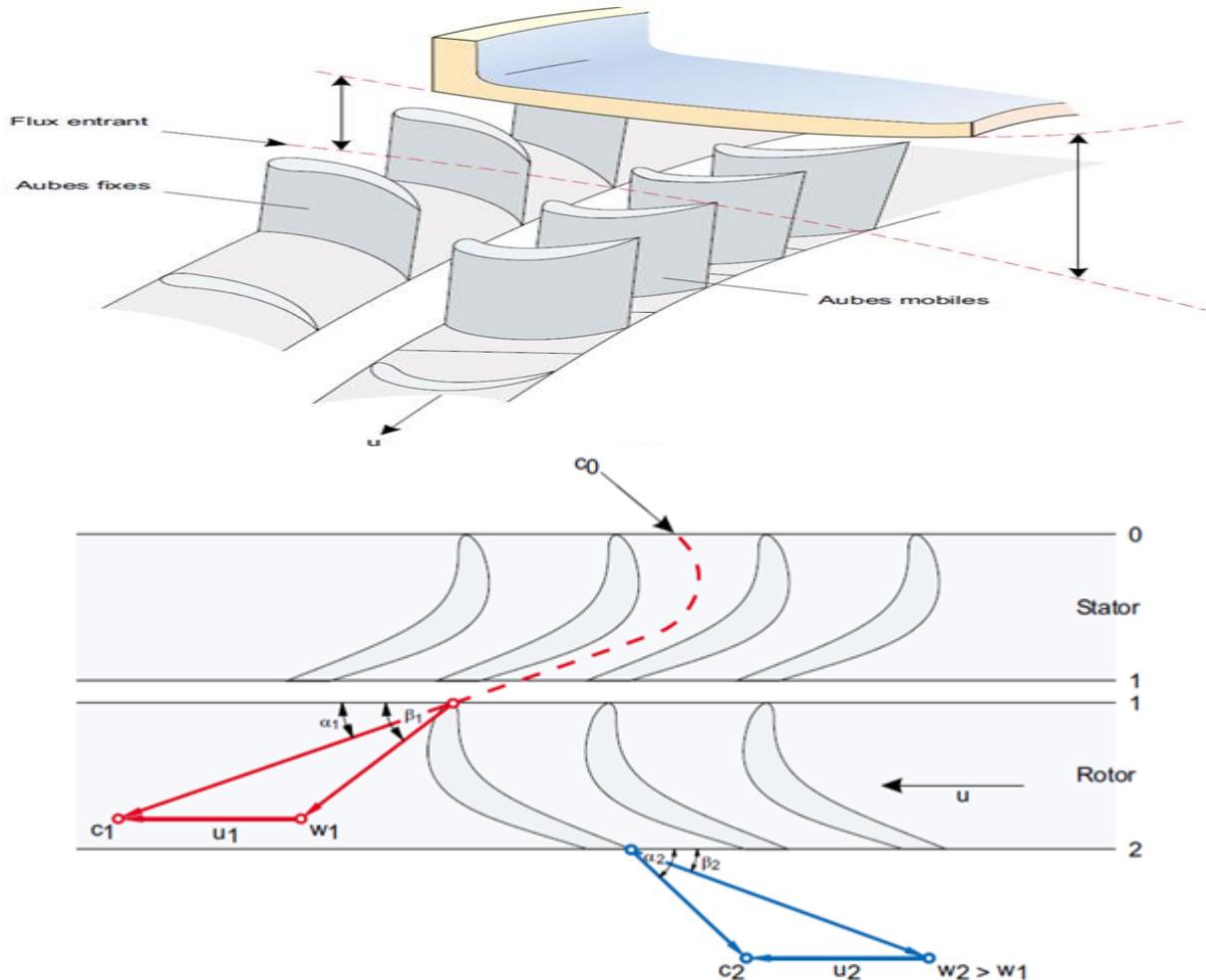
HTCT892219V0001_021B

Pos.	Description	Pos.	Description
1	Ailette de turbine	4	Ecran thermique de rotor
2	Ecran thermique de stator	5	Arbre rotor
3	Aube de turbine		

Figure (II. 11) Turbine BP MBA30 [6]

- Diagramme des vitesses d'un étage de turbine :

La figure suivante présente le diagramme des vitesses dans la turbine BP.



c = vitesse absolue

w = vitesse relative

u = vitesse tangentielle

a = angle d'entrée pour c

b = angle d'entrée pour w

a = angle de sortie pour c

0 = plan de contrôle imaginaire à l'entrée de la lame fixe

1 = plan de contrôle imaginaire au mouvement d'entrée de la lame

2 = plan de contrôle imaginaire à la sortie de la lame mobile

Figure (II. 12) Diagramme de vitesse du turbine MBA30 [4]

2.1.7- Système d'échappement :

Le système de gaz d'échappement dirige le flux de gaz d'échappement dans l'atmosphère par la cheminée ou par un récupérateur de chaleur (HRSG). La première disposition s'applique à des centrales à cycle simple et la deuxième à des centrales à cycle combiné. Dans les centrales à cycle combiné, il est également possible de disposer un système de gaz d'échappement composé d'une cheminée de déviation et d'un HRSG. [6]

Le **diffuseur d'échappement** guide le gaz d'échappement du boîtier d'échappement de la turbine. Il dispose d'une structure cylindrique horizontale qui soutient et maintient tous les composants.

Le diffuseur est isolé contre les radiations sonores et thermiques par une isolation en laine minérale. A l'intérieur du diffuseur d'échappement, un cône creux est soutenu et centré par trois barres de support creuses. Une barre de support est construite comme une voie de passage qui permet l'accès au palier radial de la turbine et au corps étanche de la turbine. [6]

2.1.8- Arbre rotor, MBA01 HB100 [6] :

- **Fonction :**

L'arbre du rotor porte les ailettes de la turbine et du compresseur. Il transmet de l'énergie cinétique de la turbine vers le compresseur et l'alternateur.

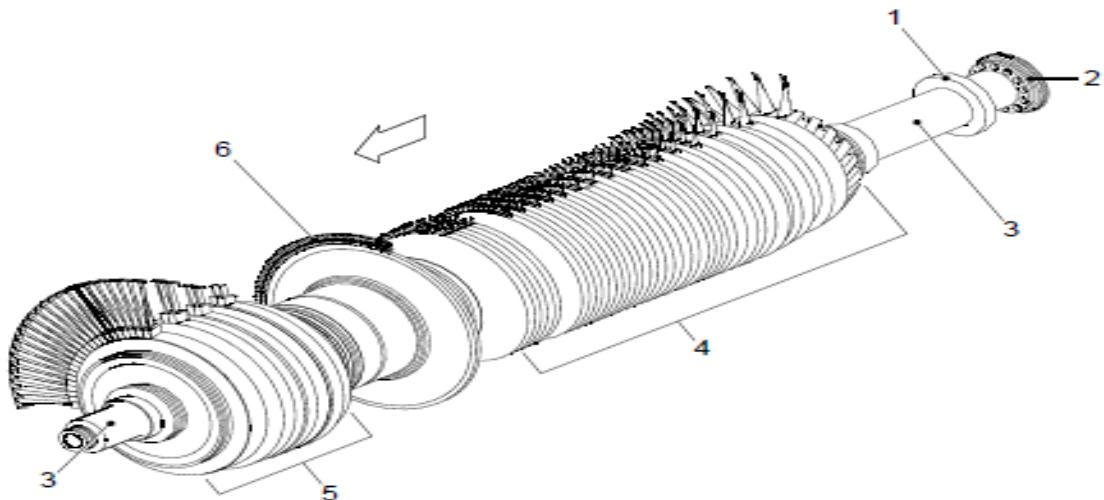
- **Caractéristiques principales :**

L'arbre du rotor contient des rainures axiales et radiales pour le blocage des ailettes. Les tourillons sur chaque extrémité du rotor et un collet de butée sur l'extrémité du compresseur forment l'interface pour les paliers. Sur l'extrémité compresseur de l'arbre du rotor, une bride d'accouplement rigide est utilisée pour connecter l'alternateur ou l'arbre intermédiaire.

Une roue à cliquet pour le vireur est également montée sur l'extrémité compresseur de l'arbre du rotor.

- **Description :**

L'arbre rotor est formé de sections forgées, soudées entre elles puis usinées. Des vis d'accouplement sont utilisées pour le fixer soit au niveau de l'arbre intermédiaire, soit au niveau de l'alternateur lui-même.



HTCT692219V0001_025

Pos.	Description	Pos.	Description
1	Collet de butée	4	Ailettes de compresseur
2	Bride d'accouplement	5	Ailettes de turbine BP
3	Tourillon	6	Ailettes de turbine HP

Figure (II. 13) Arbre rotor, MBA01 HB100 [6]

2.1.9- Paliers MBD [6] :

- Fonction :

Les paliers soutiennent et stabilisent l'arbre rotor et compensent les charges axiales et radiales.

- Caractéristiques principales :

Tous les paliers sont refroidis par huile. Les surfaces de roulement sont recouvertes de métal antifriction.

- Description :

L'ensemble palier côté compresseur **MBD20** contient un palier lisse radial et un palier de

butée dans un couvercle de palier classique, situé dans le carter d'admission du compresseur. La partie supérieure du carter d'admission peut facilement être retirée afin de permettre un accès aux paliers. Les paliers en soi sont fendus horizontalement au niveau de l'axe du rotor et peuvent être inspectés, réparés ou remplacés si au moins la partie supérieure du carter d'admission du compresseur est retirée.

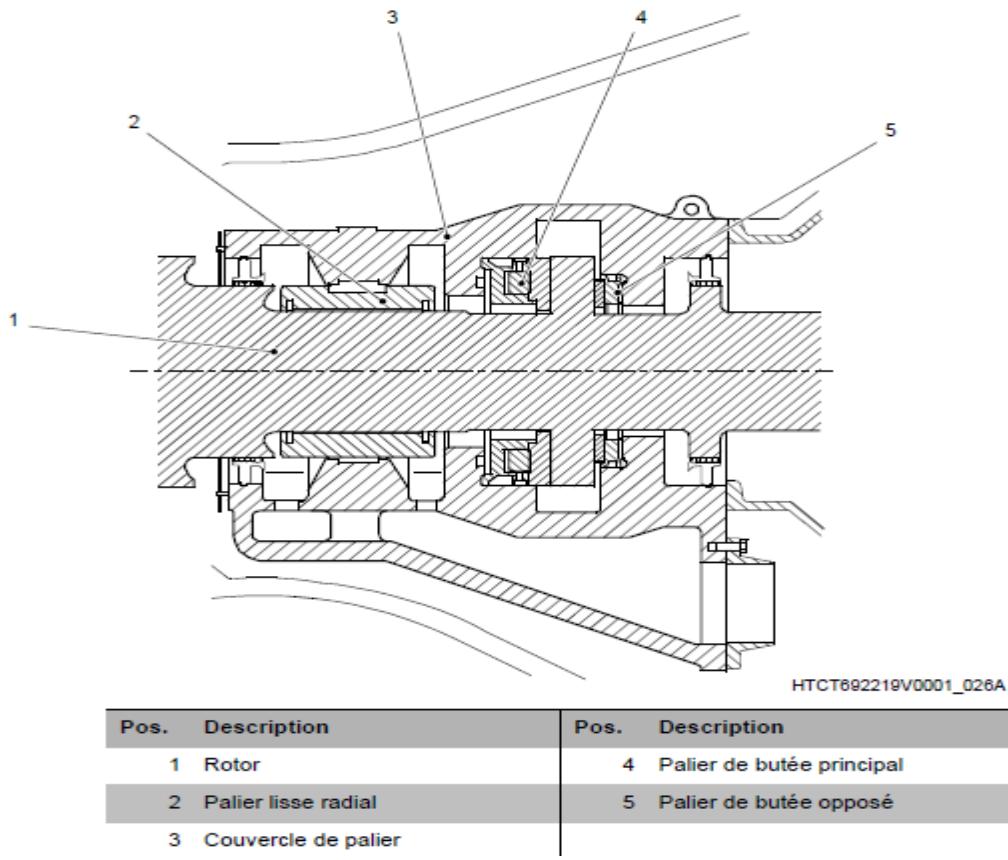


Figure (II. 14) Palier côté compresseur MBD20 [6]

Ensemble palier côté turbine MBD10

L'**ensemble palier côté turbine** contient un palier lisse radial et est située dans le carter d'échappement. L'ensemble palier est accessible par une nervure dans le diffuseur d'échappement 1. Le palier et le couvercle sont fendus horizontalement au niveau de l'axe du rotor et peuvent être inspectés, réparés ou remplacés si au moins la partie supérieure du carter d'échappement est retirée.

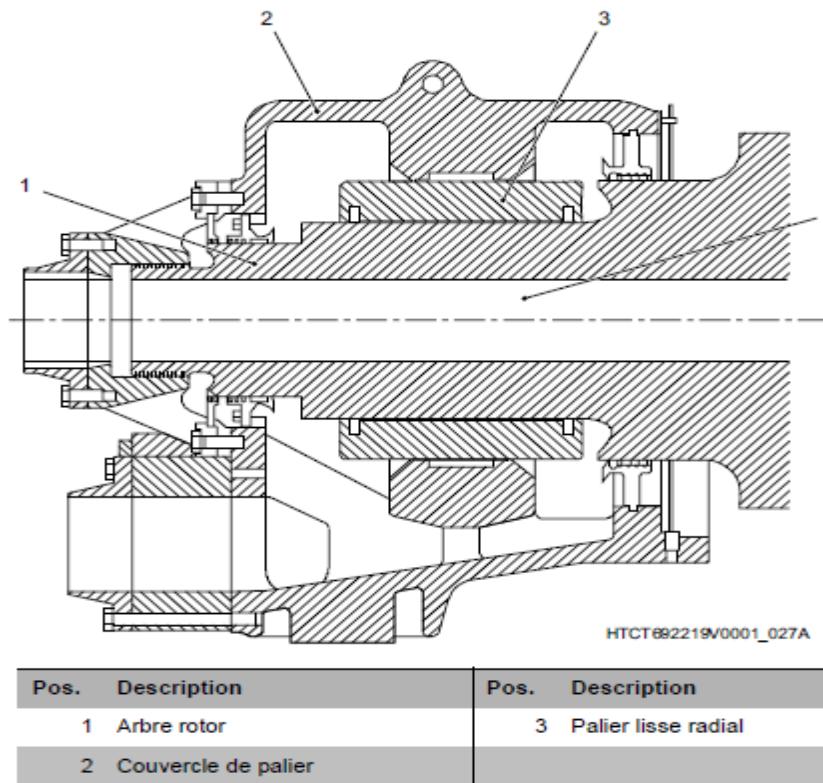


Figure (II. 15) Palier coté turbine MBD10 [6]

2.1.10- Corps :

Le corps en fonte soutient et entoure la turbine et son support d'aubes. Il est divisé le long de l'axe central horizontal. Les moitiés sont vissées ensemble pour former une unité rigide. Le corps repose sur une plaque de base en travers des supports, dont chacun possède deux points d'appui. Le corps est équipé d'une isolation thermique et acoustique avec des coussinets numérotés faciles à monter qui empêchent les radiations thermiques et acoustiques dans l'environnement, tout en assurant une distribution régulière de la température dans le corps [5].



Figure (II. 16) Corps de GT26 [7]

2.2.11- Déférents systèmes de GT26 :

Pour assurer le bon fonctionnement de la TG26 il existe plusieurs systèmes :

a- Système de distribution de combustible pour chambre de combustion [6]

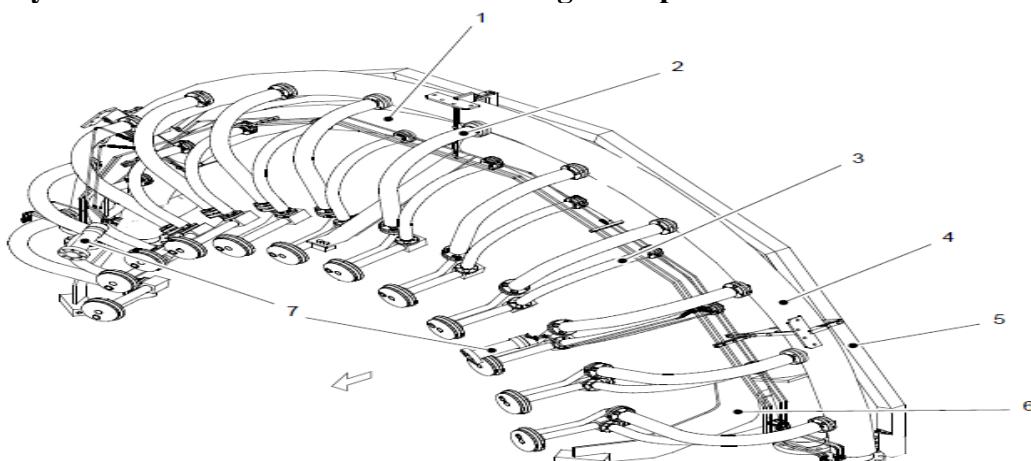
- Fonction :**

Le système de distribution de combustible pour la chambre de combustion EV et SEV approvisionne les brûleurs EV et SEV en gaz combustible de même qu'en gasoil et en eau (variante combustible mixte, équipement en option). Pour la chambre de combustion EV, deux torches d'allumage sont approvisionnées en gaz d'allumage, soit du propane (configuration standard), soit du gaz naturel (en option), par l'intermédiaire d'un système séparé.

- Système de distribution de combustible gazeux uniquement :**

Les circuits de brûleur sont des tuyaux en métal reliant les conduites annulaires principales aux injecteurs de combustible qui à leur tour alimentent les brûleurs en combustible.

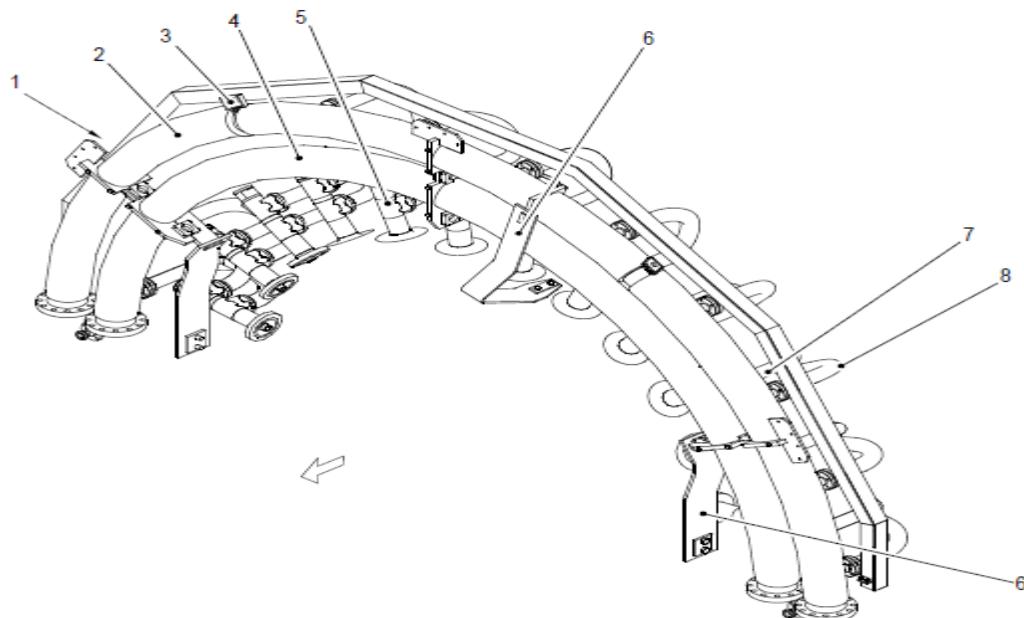
- Système de distribution de combustible gazeux pour la chambre EV :**



Pos.	Description	Pos.	Description
1	Etage 1 conduite annulaire principale de gaz	5	Canal de câble
2	Etage 2 circuit de brûleur gaz	6	Support principal
3	Etage 1 circuit de brûleur gaz	7	Torche d'allumage MBM11AV001/002
4	Etage 2 conduite annulaire principale de gaz		

Figure (II. 17) Système de distribution combustible EV [6]

- Système de distribution de combustible gazeux pour La chambre SEV :

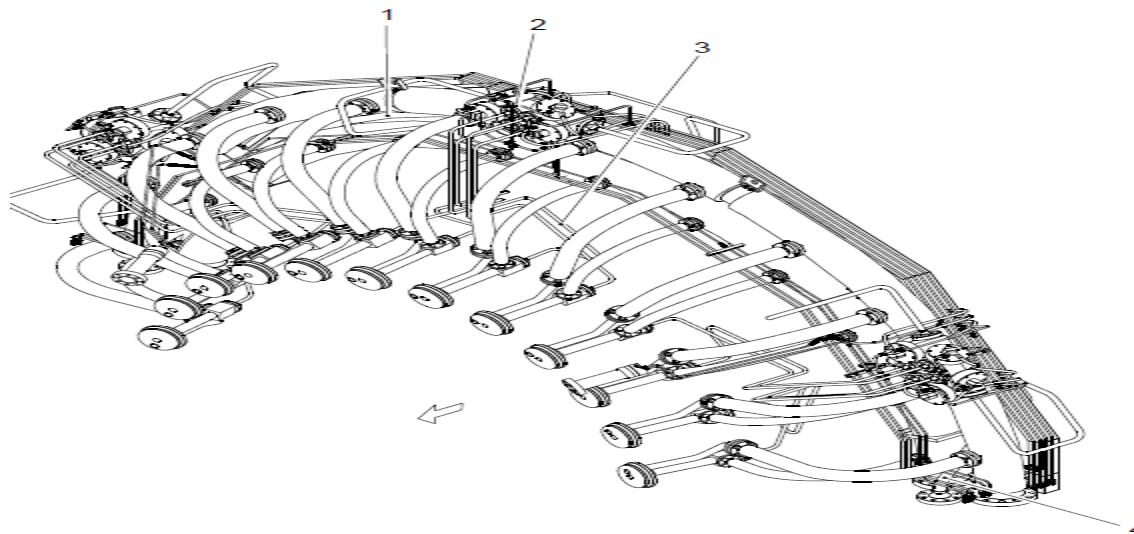


Pos.	Description	Pos.	Description
1	Canal de câble	5	Injecteur de combustible SEV
2	Conduite annulaire principale de gaz combustible	6	Support
3	Oreille de levage	7	Tuyau d'air support de brûleur
4	Conduite annulaire principale d'air support	8	Tuyau de brûleur de gaz combustible

Figure (II. 18) Système distribution combustible SEV [6]

- Système de distribution de combustible mixte :

Le système de distribution de combustible mixte contient des équipements supplémentaires requis pour le fonctionnement au gasoil. Le gasoil est mélangé à de l'eau pour réduire les niveaux des émissions, en particulier la quantité de NOx contenue dans le gaz d'échappement. Le mélange est effectué dans des blocs de vannes à l'aide de mélangeurs, et les injecteurs de combustible sont approvisionnés directement en émulsion gasoil-eau par le biais des circuits des brûleurs.



Pos.	Description	Pos.	Description
1	Conduite annulaire principale de gasoil	3	Circuit de brûleur émulsion gasoil
2	Bloc de vannes avec mélangeur	4	Conduite annulaire principale d'eau de réduction de NO _x

Figure (II. 19) système de distribution combustible mixte [6]

II .2.2 - Alternateur :

L'alternateur Alstom (type **50WT21H-120** à excitation statique 480.0 MVA 20000 V 50 Hz p.f.= 0.90 ; Tcg =40°C) est entraîné à la fois par la turbine à gaz et par la turbine à vapeur. La puissance est produite à une tension de 20kV.

L'alternateur est utilisé comme un moteur synchrone de démarrage alimenté par un convertisseur statique de fréquence. L'énergie de démarrage est fournie par le réseau Haute Tension, à travers le transformateur élévateur [6].



Figure (II. 20) Alternateur 50WT21H-120

- **Définition :**

L'alternateur convertit l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique qui alimente le réseau. L'alternateur, à trois phases et deux pôles synchrones, est refroidi à l'hydrogène. L'hydrogène est ensuite refroidi dans des échangeurs à eau se trouvant dans l'enceinte de l'alternateur [6].

L'hydrogène est préféré à l'air comme agent de refroidissement pour les raisons suivantes:

- La densité du gaz H₂ étant égale à 1/14 de celle de l'air, les pertes par ventilation rotationnelle sont considérablement réduites.
- Le transfert de la chaleur du gaz H₂ est nettement supérieur à celui de l'air.
- Le transfert de la chaleur désigne l'évacuation de la chaleur générée par le flux de courant dans le champ et les enroulements statoriques.
- Absence de dégradation de l'isolation par oxydation dans un environnement hydrogène

Mais cette technique ne présente pas que des avantages:

- La pureté du gaz H₂ doit être maintenue à un niveau élevé.
- Une concentration de 4 à 76 % d'hydrogène dans l'air constitue un mélange explosif.

- **Les composants principaux de l'alternateur sont :**

Le corps soutient et maintient les composants de l'alternateur. C'est une structure horizontale et cylindrique formée d'une plaque d'acier.

Le stator est un noyau autoportant composé d'un grand nombre de plaques séparées par des encoches de ventilation. Les plaques en feuilles à faible déperdition électrique sont isolées les unes des autres par des revêtements en vernis d'isolation appliqué sur les deux côtés. L'enroulement du stator est un enroulement triphasé à 2 niveaux avec un refroidissement indirect.

Le rotor est un aimant rotatif qui absorbe l'énergie mécanique provenant du rotor de la turbine. Le corps est composé d'une pièce forgée en alliage d'acier disposant de caractéristiques mécaniques et magnétiques excellentes.

L'enroulement du rotor est composé de conducteurs creux rectangulaires en alliage de cuivre qui contient un peu d'argent. [6]

- **Conditions requises pour la production d'une tension électrique :**

Un rotor rotatif de l'alternateur produit une tension électrique si les trois éléments suivants sont présents:

- Champ magnétique
- Conducteur dans le stator
- Mouvement relatif entre le stator et le rotor

- **L'alternateur synchrone :**

Dans l'alternateur synchrone :

- L'enroulement d'induit (l'enroulement dans lequel de la tension est induite) est placé dans le stator.
- Le champ magnétique est produit par un rotor en rotation.

Avantage de cette approche

- La tension et le courant sur la partie rotative présentent une amplitude moindre. Cela affecte la construction de l'alternateur

- **Excitatrice statique :**

L'excitatrice alimente les bobines d'excitation du rotor de l'alternateur en courant direct à la tension d'excitation adéquate.

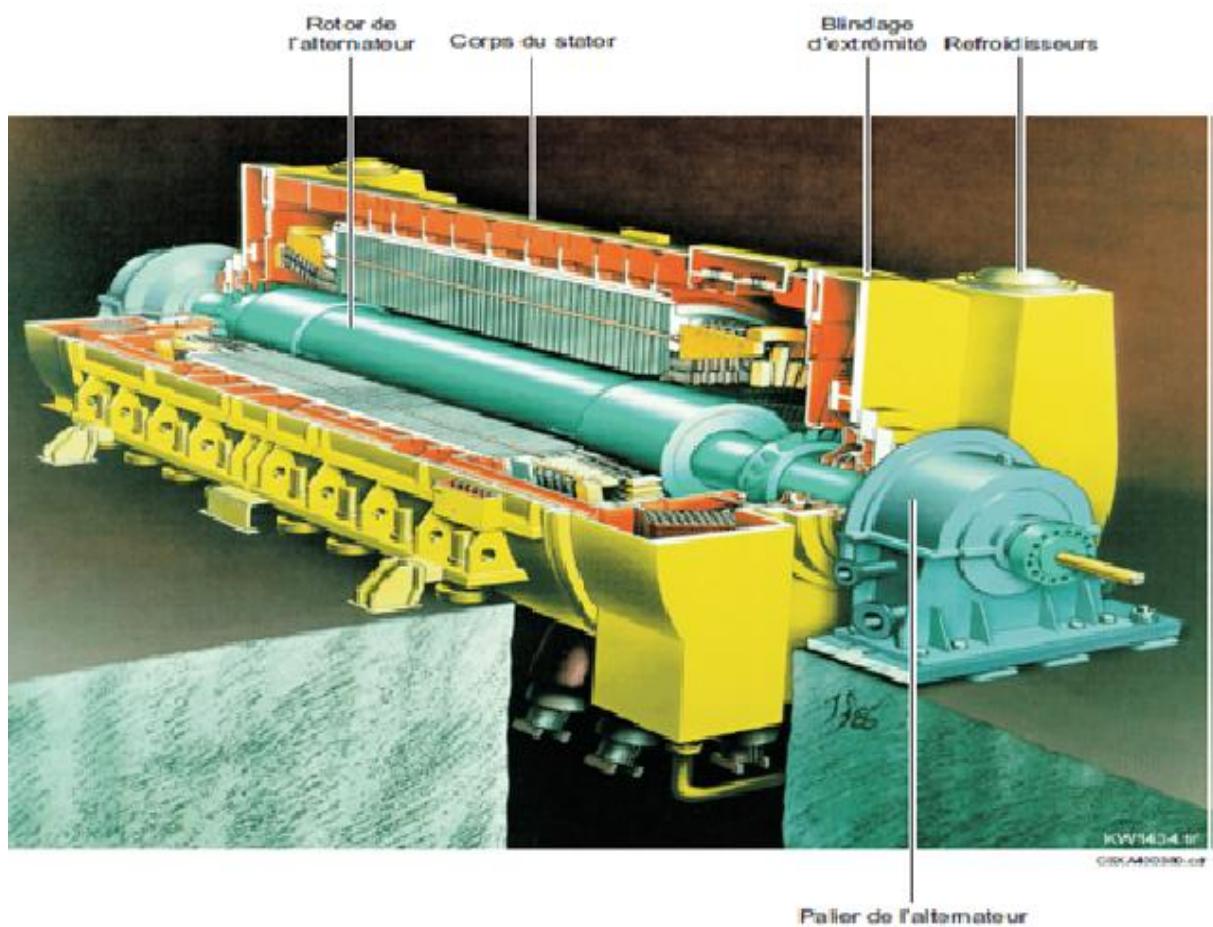


Figure (II. 21) Alternateur 50WT21H-120 [5]

En présente dans le tableau suivant les caractéristiques de l'alternateur :

Tableau (II. 1) Caractéristique de l'alternateur [8]

Données générales de l'alternateur (valeurs nom.)		Sym.	CL.	B	Dim.
1	Normes		CEI	60034	
2	Echauffement selon		CEI	60034	CI. B
3	Puissance apparente nominale	S_n	480.0	MVA	
4	Puissance active nominale	P_n	432.0	MW	
5	Tension assignée aux bornes (+ 7,5 % / - 7,5 %)	U_n	20000	V	
6	Courant de phase nominal	I_n	13856	A	
7	Facteur de puissance nominale	$\cos\varphi_n$	0.90	p. u.	
8	Fréquence assignée (+ 3,0 % / - 3,0 %)	f_n	50	Hz	
9	Vitesse nominale	n_n	3000	rpm	
10	Température d'entrée H ₂	T_{cg}	40	°C	
11	Pression H ₂ (manomètre)	ΔP_{H_2}	5.5	bar	
12	Pureté de l'hydrogène		98.0	%	
13	Courant d'excitation à vide, tension nominale aux bornes	I_{f_0}	1533	A	
14	Tension d'excitation à vide, tension nominale aux bornes	U_{f_0}	122	V	
15	Courant d'excitation en charge nominale	I_{f_n}	4104	A	
16	Tension d'excitation en charge nominale	U_{f_n}	354	V	

II .2.3 - Embrayage auto-commutable synchrone entre la Turbine à Vapeur et l'Alternateur :

L'embrayage permet de connecter la TV à l'alternateur, alors que celui-ci est déjà entraîné par la TG :

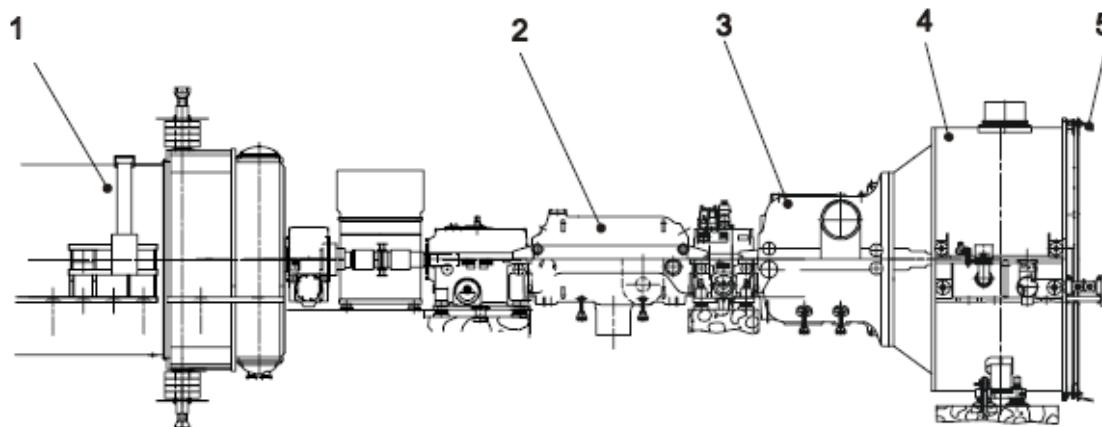
- L'embrayage s'engage automatiquement aussitôt que le couple de la TV devient positif; c'est-à-dire aussitôt que la vitesse de la TV ait tendance à dépasser celle de l'alternateur.
- L'embrayage se désengage automatiquement aussitôt que le couple de la TV devienne négatif; c'est-à-dire aussitôt que la vitesse de la TV ait tendance à passer en dessous de celle de l'alternateur.

Aucun système de régulation n'est nécessaire pour l'embrayage [4].

II .2.4 -Turbine à Vapeur :

La turbine à vapeur est conçue pour être utilisée avec une turbine à gaz au sein d'une centrale électrique à cycle combiné. Le débit massique provenant de la chaudière de récupération (HRSG), comprenant un débit haute pression (HP), à pression intermédiaire (PI) et basse pression (BP) alimente la turbine à vapeur.

Cette unité à un arbre, possédant un alternateur commun situé entre les turbines à gaz et à vapeur, permet d'obtenir des dimensions de bâti de machine avantageuses.



Pos.	Désignation	Pos.	Désignation
1	Alternateur	4	Turbine basse pression
2	Turbine haute pression	5	Dôme du condenseur
3	Turbine à pression intermédiaire		

Figure (II. 22) Plan de l'unité turbine a vapeur à un arbre [9]

La Turbine à vapeur Alstom, de type **DKYZZ2-1N41BA**, possède deux corps, trois pressions, et une resurchauffe. Le premier corps comporte l'étage haute pression (HP) et le deuxième corps de la turbine se compose des étages moyenne pression (MP) et basse pression (BP). Le corps MP/BP est à double flux [9].

Les deux rotors des corps HP et MP/BP sont liées entre eux par un accouplement rigide. Le rotor HP est également lié à l'embrayage par un accouplement rigide.

La vapeur est admise dans les corps HP et MP au travers des organes d'admission incluant les vannes d'arrêt et de contrôle. L'admission HP est réalisée par un bâti dans lequel les vannes sont montées en série, et l'admission MP utilise deux bâts où les vannes d'arrêt et les vannes de contrôle sont entièrement intégrées dans le même corps sphérique bridé au corps externe MP [9].

La vapeur vive HP, régulée par une vanne d'arrêt et une vanne de contrôle, entre dans le corps HP et se détend jusqu'à la pression de la vapeur à resurchauffer.

La vapeur à resurchauffer est mélangée avec la vapeur MP produite par la chaudière de récupération avant d'être resurchauffée dans la chaudière de récupération.

La vapeur BP entre dans la turbine à travers une vanne d'arrêt et une vanne de contrôle. La vapeur issue du corps échappement BP de la turbine est envoyée au condenseur [9].

2.4 .1- Ligne d'arbres :

Les différents rotors de la turbine à vapeur sont couplés de façon à ce qu'il n'y ait pas de moment de flexion lors du fonctionnement. Ils sont soutenus par des paliers lisses radiaux sur

des supports de palier respectifs, situés entre les différents sous ensembles.

Ce concept de palier simple garantit des charges de palier claires, même dans le cas de déformation de la fondation.

La conception moulée rigide des supports de palier influence positivement la rotation sans à-coups et la fiabilité fonctionnelle du groupe turbo-alternateur, pour des raisons de conception [9].

2.4.2- Cycle eau /vapeur de la turbine a vapeur :

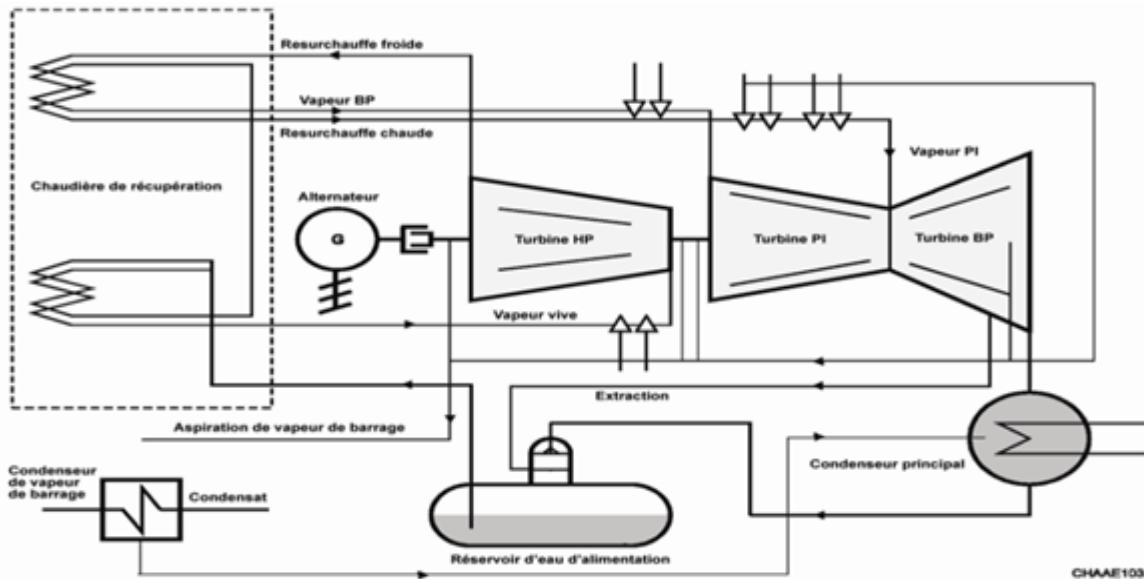


Figure (II. 23) Vue simplifiée du cycle eau/vapeur. [9]

La vapeur vive provenant de la chaudière de récupération pénètre dans l'enveloppe intérieure HP où elle se dilate dans les ailettes. Après dilatation, la vapeur retourne à la chaudière de récupération par la conduite de resurchauffe froide pour y être réchauffée.

La vapeur PI resurchauffée passe par la conduite de resurchauffe chaude et pénètre dans l'enveloppe intérieure PI où elle se dilate dans les ailettes. Le sens de la vapeur dilatée est inversé dans la turbine PI ; la vapeur se dirige alors vers la turbine BP, située dans la même enveloppe.

Cette inversion du sens permet d'obtenir un équilibrage des poussées axiales dans la turbine combinée PI/PB.

La vapeur BP qui est également produite par la chaudière de récupération circule comme vapeur secondaire à travers un tuyau d'admission, avant de rejoindre l'enveloppe extérieure PI.

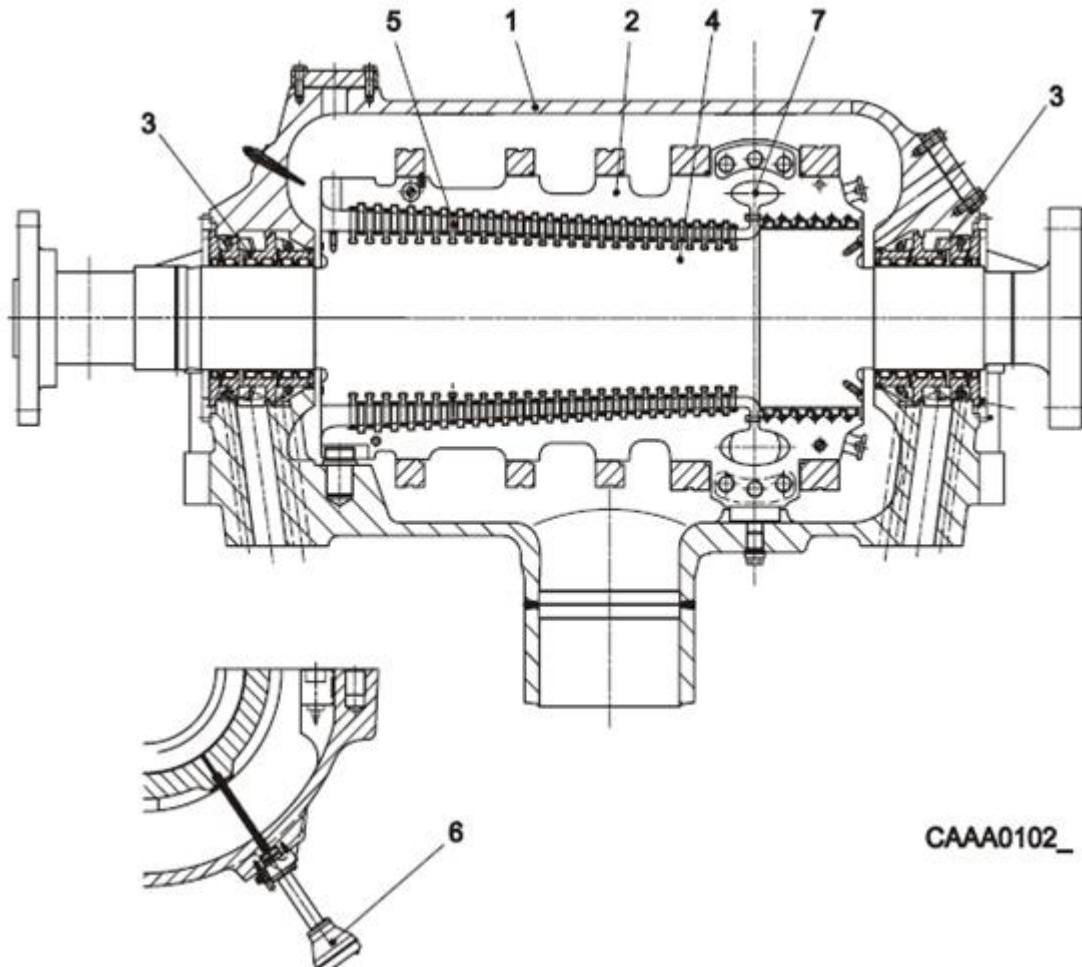
La vapeur partiellement dilatée, provenant de la turbine PI continue à se dilater, mélangée à la vapeur BP admise dans la turbine BP et arrive finalement dans le condenseur disposé axialement, une fois que la dilatation est terminée [9].

2.4.3- Groupes principaux de la turbine à vapeur :

La turbine à vapeur de TERGA ce compose de trois groupes principaux :

- **Turbine HP :**

La turbine HP à simple flux est de type à double enveloppe moulée et est constituée d'une enveloppe extérieure, d'une enveloppe intérieure à ailettes avec piston d'équilibrage et section d'admission de la vapeur, de joints d'arbre et d'un rotor à ailettes [9].



Pos.	Désignation	Pos.	Désignation
1	Enveloppe extérieure	2	Enveloppe intérieure
3	Joint d'arbre	4	Rotor de turbine
5	Ailettes	6	Sonde de démarrage
7	Section admission		

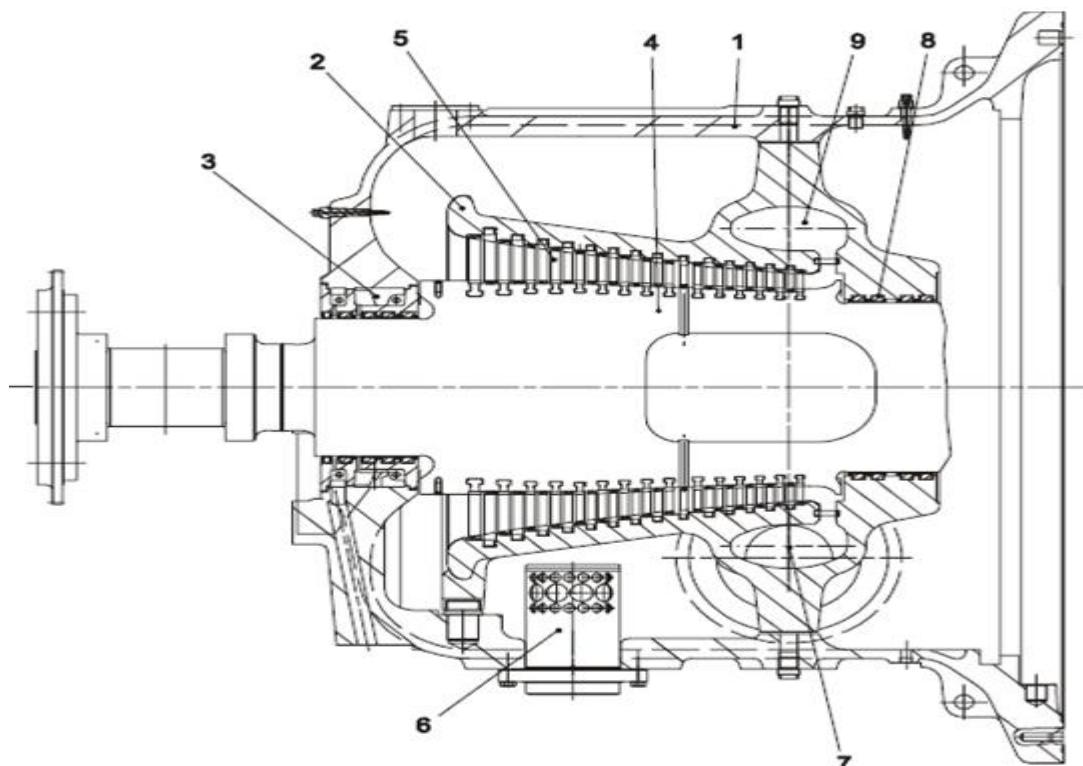
Figure (II. 24) Turbine HP [10]

- **Turbine PI :**

La turbine PI à simple flux est constituée d'une enveloppe extérieure moulée, d'une enveloppe intérieure moulée à ailettes avec piston d'équilibrage et section d'admission de la vapeur et d'un joint d'arbre. Les turbines PI et BP ont un rotor à ailettes commun.

L'enveloppe extérieure possède une bride transversale pour un montage à bride de l'enveloppe extérieure BP ; l'enveloppe intérieure est disposée dans le flux opposé, par rapport à la turbine BP. [9]

Les corps de la vanne d'interception sont bridés à l'enveloppe extérieure ; la vapeur secondaire est conduite directement dans l'enveloppe extérieure, via un tuyau d'admission.



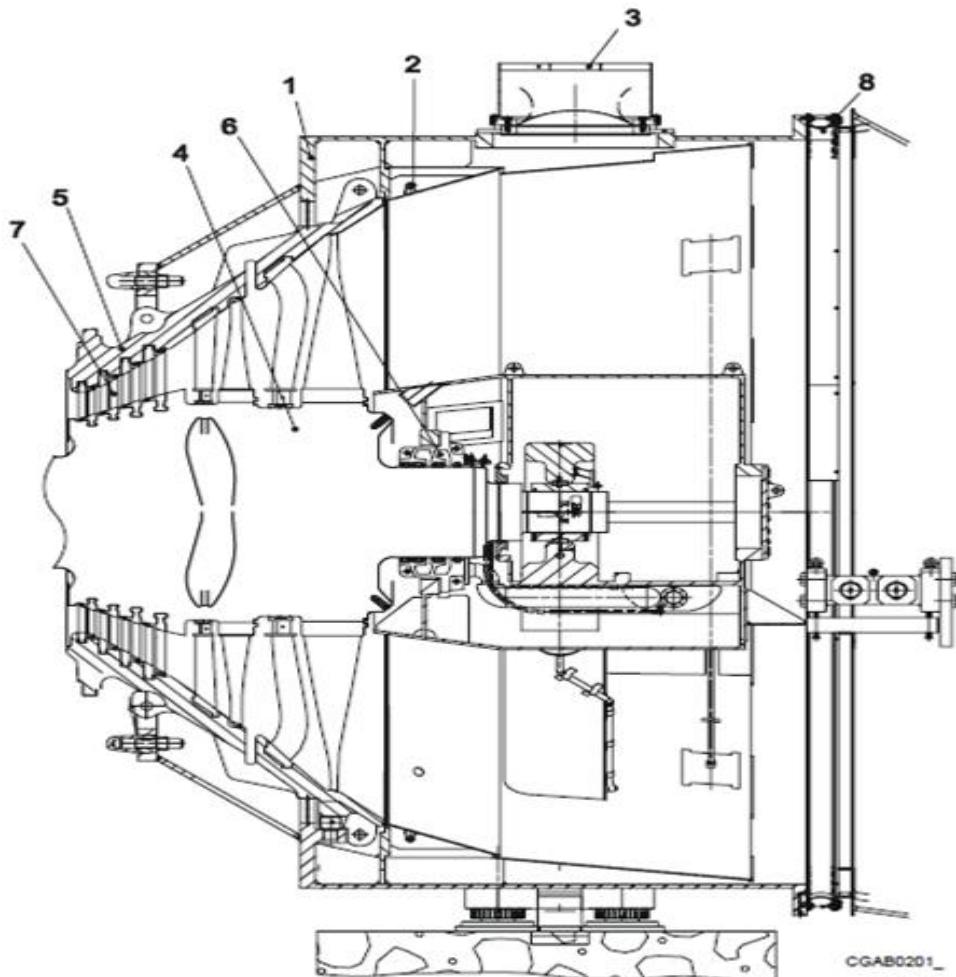
Pos.	Désignation	Pos.	Désignation
1	Enveloppe extérieure	2	Enveloppe intérieure
3	Joint d'arbre	4	Rotor de turbine
5	Ailettes	6	Alimentation en vapeur secondaire
7	Sonde de démarrage	8	Piston intermédiaire
9	Section admission		

Figure (II. 25) Turbine PI [10]

- **Turbine BP :**

La turbine BP à simple flux avec un échappement axial est constituée d'une enveloppe extérieure soudée, d'un support d'ailettes en fonte, monté par crochet dans l'enveloppe extérieure, d'un joint d'arbre et d'un collet d'échappement.

L'enveloppe extérieure possède une bride transversale pour le montage à bride de la turbine PI. Le collier d'échappement est raccordé au condenseur principal par un collier flexible [9].



Pos.	Désignation	Pos.	Désignation
1	Enveloppe extérieure	2	Injection d'eau
3	Disque de rupture	4	Rotor de turbine
5	Support d'aubes	6	Joint d'arbre
7	Ailettes	8	Compensateur de dilatation

Figure (II. 26) Turbine BP [10]

2.4.4 Conception de la turbine à vapeur :

- **Enveloppe extérieure :**

L'enveloppe extérieure est fendue horizontalement le long de l'axe de la turbine. La vapeur circule depuis le resurchauffeur à travers les corps de vannes bridés à Diffuseurs intégrés vers la section admission de l'enveloppe intérieure. Le tuyau d'entrée pour l'alimentation de vapeur secondaire et les raccords de vapeur de Barrage et de fuites pour les joints d'arbre sont situés sur la partie inférieure de l'enveloppe [10].

- **Enveloppe intérieur :**

L'enveloppe intérieure, qui subit de fortes charges, fendue verticalement est maintenue par des fretttes permettant un aménagement symétrique. L'enveloppe intérieure abrite les aubes et les languettes d'étanchéité correspondantes, montées dans des rainures radiales. La première rangée d'aubes est située dans la spirale d'admission afin de garantir une distribution de vapeur uniforme [10].

- **Rotor de turbine :**

Le rotor de turbine est un rotor forgé monobloc, avec des ailettes montées dans des rainures radiales.

Les languettes d'étanchéité, insérées dans des rainures et fixées par câble de calfatage, ainsi que leur disposition alternée minimisent les espaces vides dans l'ailettage. Ceci garantit une utilisation optimale de la vapeur et améliore le rendement [10].

- **Ailettes :**

Les aubes et les ailettes sont chacune fraîssées d'une seule pièce si bien que le pied d'ailette, le guidage d'air et le renforcement forment une unité homogène. Cette conception robuste facilite ainsi le montage [10].

2.4.5- Fiche technique :

Nom de la centrale : Terga

N° de commande ALSTOM : 30-0137 / 30-0138 / 30-0139

Type de machine : VLD - HCY050/1 - ALM - MCG250/2 - NE41BA

Type de centrale : KA26B-1 - 1 RH 141 SSPT

Tableau (II. 2) Caractéristique technique de la turbine à vapeur [9]

Charge		100 %		
Puissance	MW	156,64		
Vitesse	tr/min	3 000		
Pression de la vapeur vive	bar	134,9		
Température de la vapeur vive	°C	565		
Pression de la vapeur après réchauffement	bar	28,03		
Température de la vapeur après réchauffement	°C	565		
Pression d'admission de la vapeur tierce	bar	4,53		
Température de pression tierce	°C	280,1		
Pression du condenseur	bar	0,059		

II .3 - Composant principaux de Cycle eau-vapeur :

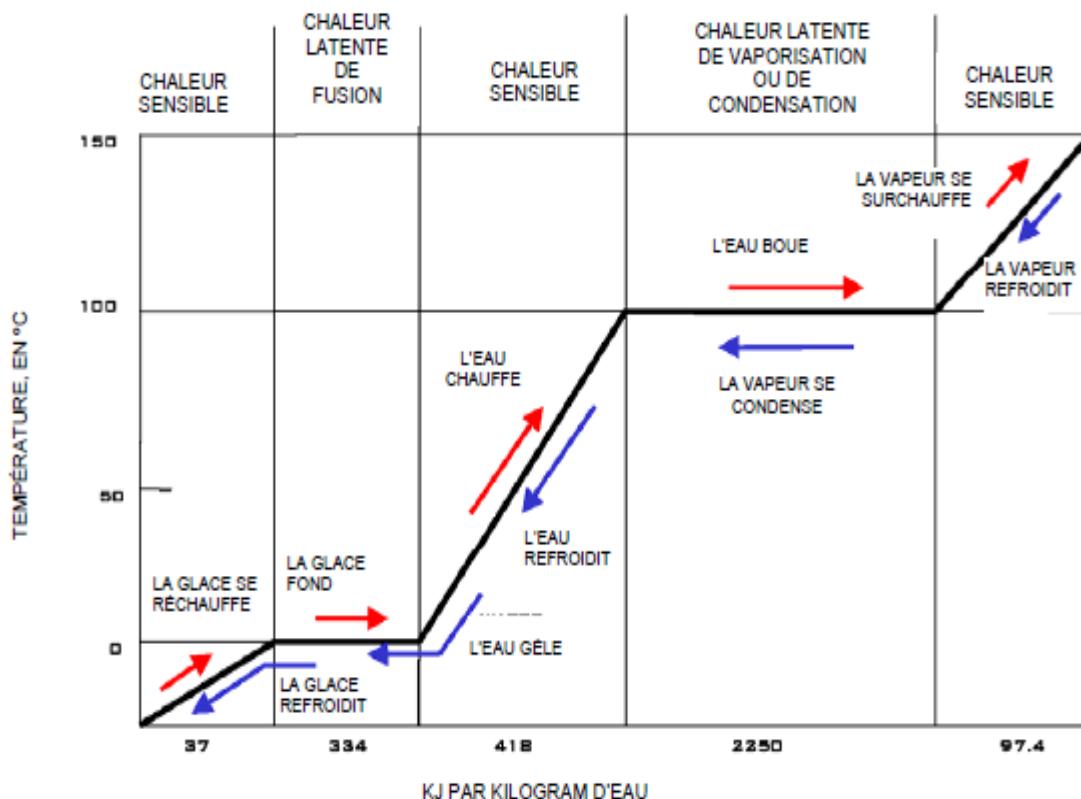
Le cycle eau vapeur de la centrale TERGA contient :

II .3.1- Chaudière de récupération :

La fonction de la chaudière est de produire une quantité spécifique de vapeur à une pression et une température constantes en partant d'une certaine quantité d'eau alimentaire. Cette vapeur est utilisée pour faire tourner la turbine.

L'eau peut exister sous trois états différents : l'état solide, liquide ou gazeux (vapeur). L'état d'un corps dépend de sa pression et de sa température. Le principe de génération de vapeur considère uniquement la forme liquide et vapeur de l'eau. La vapeur est produite en ajoutant suffisamment de chaleur à l'eau pour provoquer sa transformation en gaz ou vaporisation. Ceci se produit en deux étapes [11] :

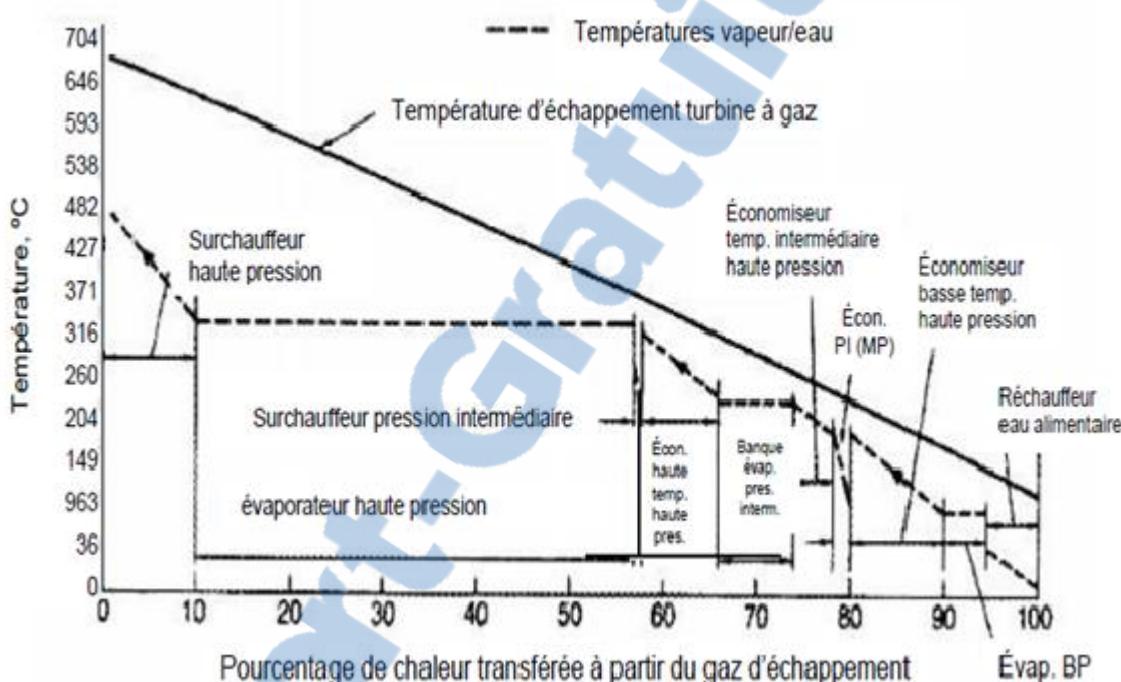
- L'ajout de chaleur suffisante pour éléver la température de l'eau jusqu'à la température d'ébullition (Chaleur sensible).
- Un ajout supplémentaire de chaleur pour changer l'état physique de l'eau et la faire passer de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur) (chaleur latente).



Graphe (II. 1) chaleur sensible et latente [11]

3.1.1- Définition HRSG :

HRSG est une chaudière de type horizontale (Les chaudières ayant un flux de gaz chaud horizontal utilisent des tubes verticaux connectés à des collecteurs en haut et en bas) Elle fonctionne en mode de circulation naturelle, utilise le gaz d'échappement chaud provenant de la turbine à gaz pour générer de la vapeur en trois cycles: haute pression, pression intermédiaire et basse pression. La vapeur produite est dirigée vers la turbine à vapeur. Le HRSG est également équipé d'une section réchauffeur pour réchauffer la vapeur qui est passée par la turbine HP puis dirigée vers la turbine MP.[11]



Graphe (II. 2) Profil de températures d'un générateur de vapeur à récupération de chaleur à trois niveaux de pression de fonctionnement.[11]

Chacun (des trois) étages de pression consiste en un économiseur, un évaporateur, une surchauffeur et un ballon. L'eau alimentaire est chauffée dans les économiseurs et est alimentée dans le ballon particulier pour chaque niveau de pression. À partir du ballon, l'eau est transférée dans l'évaporateur où une partie de celle-ci est évaporée. Le mélange vapeur/eau qui en résulte retourne dans le ballon où le mélange est séparé au moyen de séparateurs. La vapeur saturée se dirige vers le surchauffeur.

Les tubes à ailettes du HRSG sont constitués d'ailettes striées ou pleines, enroulées en hélice sur les parois de tubes droits. Les circuits d'évaporateur du HRSG comprennent de gros ballons pour réduire le risque de manque d'eau qui se produisent normalement durant les démarrages à froid. Une tuyauterie de descente séparée est utilisée pour assurer une bonne circulation dans chacun des circuits de l'évaporateur [11].

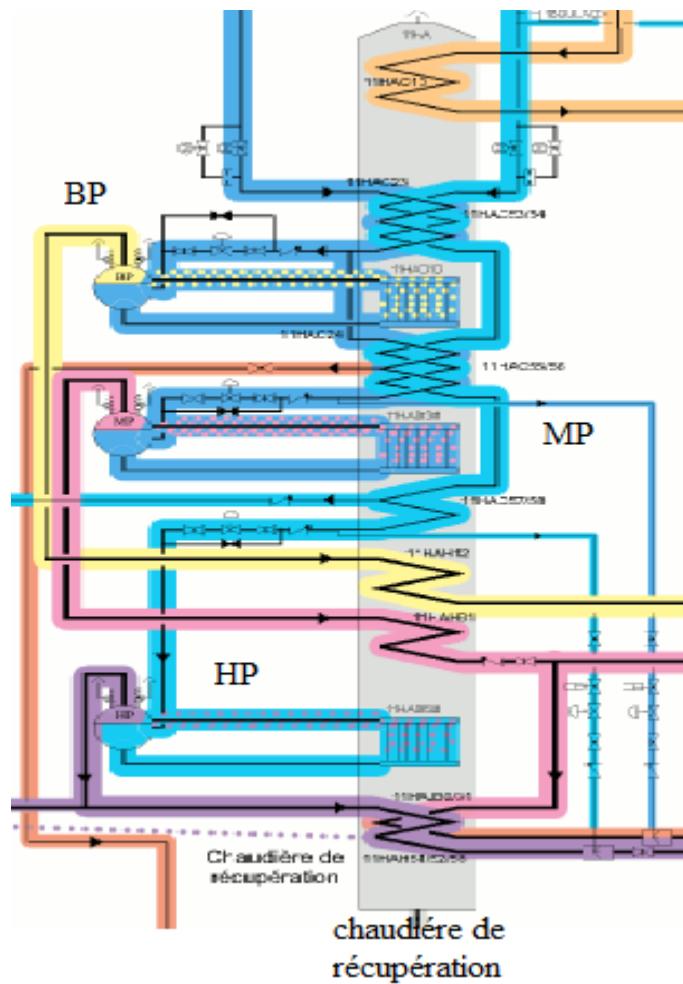


Figure (II. 27) Circuit eau/vapeur dans HSRG [4]

3.1.2- Fonctionnement :

- Circuit eau / vapeur pour la haute pression :

l'eau d'alimentation HP pénètre dans le HRSG au niveau de l'économiseur HP, et passe ensuite par les économiseurs HP (6 économiseurs). Après quitter les économiseurs. L'eau pénètre dans le ballon de vapeur HP par un orifice d'admission d'eau d'alimentation et elle continue vers l'évaporateur HP. La circulation naturelle est maintenue dans l'évaporateur HP par le biais d'une tuyauterie de descente, qui dirige l'eau venant du ballon vers les collecteurs inférieurs de l'évaporateur par les manifolds de distribution. De la vapeur est générée qui chemine vers le haut dans les tubes de l'évaporateur. Le mélange saturé eau/vapeur passe des tubes collecteurs supérieurs de l'évaporateur HP vers le ballon de vapeur HP par les colonnes montantes. L'extraction de l'humidité du mélange saturé eau/vapeur à l'intérieur du ballon HP est fait au moyen d'un déflecteur de caisse à eau (1er étage de la séparation) et par un coalesceur de type à ailettes ou en maille un sécheur en tôle ondulée (2ème étage de la séparation) situé dans la section supérieure du ballon. La vapeur saturée sortant en haut du

ballon de vapeur HP par les sorties de vapeur saturée passe par le Surchauffeur HP. Après avoir quitté le Surchauffeur HP , la vapeur se combine à la vapeur revenant du refroidisseur de la TG et passe ensuite par le Surchauffeur HP 2 et par le Surchauffeur HP 1 . Après la vapeur passe ensuite par le désurchauffeur HP et dans le collecteur de vapeur HP principal, L'extraction OTC de l'eau du refroidisseur de la TG est prise de la conduite d'eau d'alimentation HP en amont de l'économiseur HP. L'eau continue vers le refroidisseur de la TG. Il y a une extraction OTC d'eau froide prise de la conduite d'eau alimentaire HP en amont de la vanne l'eau se mélange à l'extraction OTC du refroidissement de la TG. L'extraction du refroidissement de la TG pour l'eau froide est normalement fermée et elle est manuellement ouvert si la température d'extraction OTC est trop élevée. La prise d'eau de désurchauffe HP est en aval de l'économiseur HP [11].

- **Circuit eau / vapeur pour la moyenne pression :**

L'eau alimentaire MP/BP pénètre dans le HRSG au niveau de l'économiseur MP/BP, L'eau passe alors dans l'économiseur MP/BP et elle est divisée en deux circuits, un pour la BP et l'autre pour la MP.

L'eau alimentaire MP passe par l'économiseur MP, l'eau alimentaire pénètre dans le ballon de vapeur MP par une tuyère d'admission. Ce débit continu vers l'Évaporateur MP La circulation naturelle est maintenue dans l'évaporateur MP par le biais d'une tuyauterie de descente, qui transfère l'eau du ballon aux collecteurs inférieurs de l'évaporateur par les manifolds de distribution. De la vapeur est générée et elle chemine vers le haut dans les tubes de l'évaporateur. Le mélange saturé eau/vapeur passe des tubes collecteurs supérieurs de l'évaporateur MP vers le ballon de vapeur MP par les tuyauteries montantes. La séparation de l'humidité du mélange saturé eau/vapeur à l'intérieur du ballon MP est fait au moyen d'un déflecteur de caisse à eau (1er étage de la séparation) et par un coalesceur de type à ailettes ou en maille (2ème étage de la séparation) situés dans la section supérieure du ballon.

La vapeur saturée sortant par le ballon de vapeur MP puis passe par le Surchauffeur MP 1, la vapeur pénètre ensuite dans le collecteur de vapeur de la sortie MP Cette vapeur se combine alors à la vapeur resurchauffée froide.

La prise d'eau alimentaire MP au désurchauffeur du resurchauffeur est en aval de l'économiseur MP, Après s'être combinée avec la vapeur MP, la vapeur resurchauffée pénètre dans le HRSG au niveau du Resurchauffeur 2 La vapeur passe ensuite à travers le Resurchauffeur 1 et le Désurchauffeur du resurchauffeur et sort enfin vers la conduite de vapeur de la sortie de resurchauffe [11].

- **Circuit eau / vapeur alimentaire base pression :**

Après division du débit en MP/BP, l'eau alimentaire BP pénètre dans le ballon de vapeur BP par une tuyère d'admission d'eau alimentaire. Ce débit continue par l'évaporateur BP . La circulation naturelle est maintenue dans l'évaporateur BP par le biais d'une tuyauterie de descente, qui dirige l'eau du ballon aux collecteurs inférieurs de l'évaporateur par les

manifolds de distribution. La vapeur est générée et acheminée vers le haut dans les tubes de l'évaporateur. Le mélange saturé eau/vapeur passe des tubes collecteurs supérieurs de l'évaporateur BP vers le ballon de vapeur BP par les colonnes montantes. La séparation de l'humidité du mélange saturé eau/vapeur à l'intérieur du ballon BP est faite au moyen d'un déflecteur de caisse à eau (1er étage de la séparation) et par un coalesceur de type à ailettes ou en maille (2ème étage de la séparation) situés dans la section supérieure du ballon. La vapeur sèche sortant en haut du ballon de vapeur BP par les sorties de vapeur saturée passe par le surchauffeur BP, et entre dans le collecteur de vapeur de la sortie BP .[11]

- **Circuit côté gaz :**

Le gaz d'échappement de la turbine à gaz pénètre dans le HRSG avec un débit d'environ 583,7 kg/s. à 635°C (1 174°F).

Le gaz d'échappement passe par les sections suivantes :

1• Surchauffeur 1 HP	8• Surchauffeur MP	15• Economiseur HP 4
2• Resurchauffeur 1	9• Economiseur HP 2	16• Evaporateur BP
3• Surchauffeur 2 HP	10• Surchauffeur BP	17• Economiseur HP 5A
4• Resurchauffeur 2	11• Evaporateur MP	18• Economiseur HP 5B
5• Surchauffeur 3 HP	12• Economiseur HP 3A	19• Economiseur MP/BP
6• Evaporateur HP	13• Economiseur HP 3B	20• Economiseur HP 6
7• Economiseur HP 1	14• Economiseur MP	

21• Réchauffeur eau alimentaire : l'eau d'alimentation entre dans le réchauffeur et retourne vers le système de pompes de l'eau alimentaire du HRSG [11].

- **Purges et éventes :**

Des purges de surchauffeur et de resurchauffeur sont fournies pour éliminer le condensat de la tuyauterie. Les vannes de purges seront ouvertes et fermées en fonction de la logique de fonctionnement.

Les évents et les purges situés sur les conduites d'eau comme les économiseurs peuvent être utilisés pour purger, remplir, évacuer et entretenir. Pendant un fonctionnement normal, ces vannes sont fermées.

Pourquoi a-t-on besoin de purges chaudière ?

- * Purger les circuits
- pour élimination d'eau résultant de la condensation de la vapeur
- pour déconcentration si trop forte teneur en sels minéraux
- pour vider les circuits
- * Conditionner les équipements (mise en température par balayage de vapeur) [11].

II .3.2 - Condenseur :

L'installation est de design axial refroidi à l'eau de mer. Le condenseur est constitué de deux faisceaux double passe. Afin d'opérer le condenseur avec un seul demi condenseur, les boîtes

à eau sont divisées. Du fait de l'augmentation de la pression à l'échappement de la TV, la puissance produite est dans ce cas réduite. Les gaz incondensables côté vapeur sont extraits de chaque faisceau de tube à l'endroit le plus froid, la pression partielle de vapeur y est plus basse. La vapeur condensée est envoyée dans le puits du condenseur, qui sert ainsi de capacité de stockage.

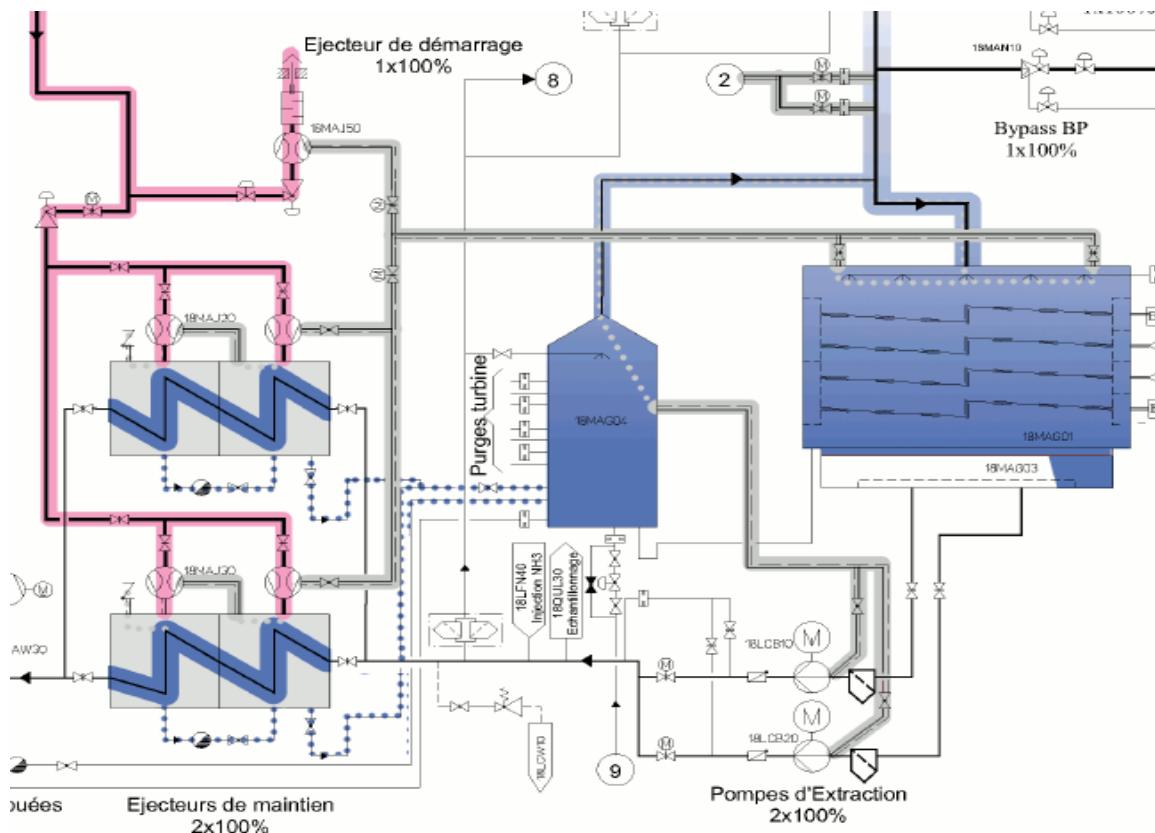
Le ballon d'éclatement des purges est raccordé au condenseur et recueille les purges internes de la turbine à vapeur. La phase vapeur est renvoyée au condenseur et les condensats sont renvoyés au puits du condenseur [4].

- Système de mise sous vide du Condenseur (Côté Vapeur) :**

Le système de mise sous vide se compose d'un éjecteur de démarrage et de deux éjecteurs de maintien. Les éjecteurs évacuent la vapeur côté condenseur pendant le démarrage et extraient les gaz non-condensables pendant le fonctionnement des réfrigérants d'air du condenseur.

La vapeur motrice pour les éjecteurs est prise de la ligne de vapeur à resurchauffer et les incondensables extraits sont envoyés à l'atmosphère.

Une vanne de détente régule la pression de la vapeur à l'entrée de l'éjecteur de démarrage et une deuxième vanne de contrôle réduit la pression de vapeur à l'entrée des éjecteurs de service [4].



- **Importance du vide au condenseur :**

La pression et la température à l'échappement turbine sont déterminés par le fonctionnement du condenseur. C'est la température de la source de refroidissement disponible sur le site qui va fixer le "vide" atteignable. (Eau de mer, eau de rivière avec ou sans réfrigérants atmosphériques) Si on ne fait pas le vide, la température de condensation de la vapeur d'eau sera de 100°C pour 1,013 b.

Si on fait le vide, la température de condensation dépendra de la pression, par exemple une température de 30°C correspond à une pression de 42 mb.

II .3.3 - Pompes d'extraction des condensats :

Les pompes principales d'extraction sont de type vertical. Elles pompe le condensat vers la bâche alimentaire [4].

II .3.4 - Bâche alimentaire / Dégazeur :

Une Bâche alimentaire munie d'un dégazeur stocke l'eau alimentaire pour la chaudière de récupération, préchauffe et dégaze l'eau d'extraction. En fonctionnement normal au gaz, le préchauffage de l'eau alimentaire est assuré par le système de préchauffage de l'eau alimentaire. En fonctionnement à basse charge ou au gasoil, le préchauffage utilise la vapeur à resurchauffer [4].

- **Pompes alimentaires :**

Les deux pompes alimentaires HP de type horizontal munies d'extraction pour l'eau alimentaire MP/BP sont à plusieurs-étages, et possèdent des filtres à l'aspiration et des vannes de débit minimum. En fonctionnement normal, une pompe est en service. La deuxième reste en secours.

- **Pompes de préchauffage eau alimentaire :**

L'eau alimentaire est pompée par deux pompes de recirculation et passe dans l'échangeur de préchauffage de la chaudière de récupération puis retourne dans la bâche alimentaire pour chauffer cette dernière à la température

Demandée. La vapeur de resurchauffe, si nécessaire, est prise sur la ligne de vapeur à resurchauffer. La vanne de régulation de pression de cette alimentation permet de réguler la pression du dégazeur et en conséquence la température de l'eau alimentaire. Cette méthode de régulation de la température de la bâche alimentaire est répandue, fiable, et efficace dans une large gamme de température Systèmes de contournement.

II .4 – Systèmes auxiliaires de Turboalternateur :

Il contient un système de refroidissement et d'étanchéité, un système de huile de graissage, un système de huile de soulèvement [12].

II .4 .1 – système de refroidissement et d'étanchéité [12] :

4.1.1- Fonction du système de refroidissement et d'étanchéité :

Le système effectue les fonctions suivantes:

- Il protège les pièces de la turbine à gaz se trouvant dans la veine de gaz chaud et le rotor contre une surchauffe.
- Il assure l'étanchéité de la section d'extrémité de la turbine basse pression afin d'empêcher l'entrée de gaz d'échappement.
- Il assure l'étanchéité de la partie palier/compreseur afin d'empêcher l'entrée d'air non filtré dans le compresseur axial.

4.1.2- Composants du système de refroidissement et d'étanchéité :

Le système est constitué des sous-systèmes suivants:

- Air de refroidissement du rotor.
- Système d'air de refroidissement pour le support d'aubes de turbine.
- Système d'air de refroidissement basse pression (BP).
- Système d'air de refroidissement haute pression (HP).
- Ventilation de la zone palier d'échappement.
- Système de refroidissement du carter d'échappement.
- Caisson enveloppe du système d'air (CMAS).

• Système d'air de refroidissement MBH10 du rotor BP :

L'air de refroidissement MBH10 est prélevé après le 5ème étage du compresseur, et amené par un tuyau d'alimentation au corps du palier d'échappement, où il entre dans le rotor par un alésage central. L'air de refroidissement est enfin évacué entre les écrans thermiques dans la veine de gaz chaud.

• Système d'air de refroidissement MBH20 pour le support d'aubes TBP :

L'air de refroidissement MBH20 est prélevé par deux buses après le 11^{ème} étage du compresseur, et est amené vers le support d'aubes de la turbine BP par deux conduites d'alimentation. Le débit massique de l'air de refroidissement est réglé au débit requis par les orifices de restriction situés dans les conduites d'alimentation.

L'air entre dans le support des aubes à l'arrière en deux endroits, et est acheminé par un canal interne qui alimente en air de refroidissement les composants suivants:

- Le support des aubes.
- Les aubes des 2ème et 3ème étage de la turbine BP, qui sont de conception creuse.
- Les segments d'écrans thermiques autour des rangées d'aubes deux, trois et quatre.
- Les pieds des aubes du 4ème étage.

L'air quitte les aubes par les trous de sortie du bord de fuite et se mélange au flux d'échappement.

Une petite partie de l'air est distribuée aux autres rangées d'aubes pour éviter que les gaz chauds ne soient déviés vers la zone des pieds des aubes.

- **Système d'air de refroidissement de la turbine BP :**

L'air de refroidissement MBH30 est prélevé après le 16^{ème} étage du compresseur par 4 buses disposées régulièrement dans une conduite collectrice.

L'air chaud passe par une conduite traversant le refroidisseur à passage unique (OTC) BP. L'air est refroidi par un récupérateur à contre courant utilisant l'eau d'alimentation HP du générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG).

L'air refroidi est ensuite amenée par un tuyau d'alimentation dans la zone située entre le corps de turbine, la chambre de combustion SEV et le support d'aubes de la turbine BP.

L'air de distribution est alors distribué en courants d'air partiels aux éléments suivants:

- L'enveloppe extérieure de la chambre de combustion SEV.
- Le support d'aubes de la turbine BP, par le premier étage d'aubes LP, qui sont de conception creuse, et les segments d'écran thermique entre les rangées d'aubes 1 et 2.
- Le côté turbine du disque de turbine HP, les segments extérieurs et intérieurs de la chambre de combustion, l'aubage de sortie réglable et les brûleurs SEV.
- Les canaux de refroidissement axiaux du côté entrée turbine du rotor, qui font passer l'air de refroidissement à travers le premier et le deuxième étage des ailettes de la turbine BP, de conception creuse.
- L'arbre et les segments d'écran thermique dans la section comprise entre l'entrée de la turbine BP et le 3ème étage des ailettes de turbine BP. Après le refroidissement, l'air entre dans le courant de gaz d'échappement.

- **Système d'air de refroidissement HP MBH40 :**

L'air de refroidissement MBH40 prélevé sur l'air de décharge du compresseur, une partie de l'air de décharge du compresseur, refroidit les segments intérieurs/extérieurs et avant de la chambre de combustion EV, et les aubes de turbine HP de conception creuse. L'air de décharge du compresseur alimente également l'injecteur EV en air d'écran, et alimente le brûleur EV en air de combustion.

Afin d'obtenir l'effet de refroidissement requis dans chaque section de la turbine, la température de l'air prélevé principal doit être réduite. L'air de décharge du compresseur non refroidi passe par une conduite traversant le refroidisseur à passage unique (OTC). L'air est

refroidi par un récupérateur à contre courant utilisant l'eau d'alimentation HP du générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG).

En aval de l'OTC, l'air de refroidissement est réparti en courants d'air partiels allant du collecteur de distribution aux différents sous-systèmes et sections de la TG.

En plus du système d'air de refroidissement MBH40, le système d'air du support des brûleurs de la chambre de combustion SEV est également alimenté. Cet air MBH70 refroidit les injecteurs SEV, maintient une combustion optimale dans la chambre de combustion SEV et entre dans le courant de gaz chaud.

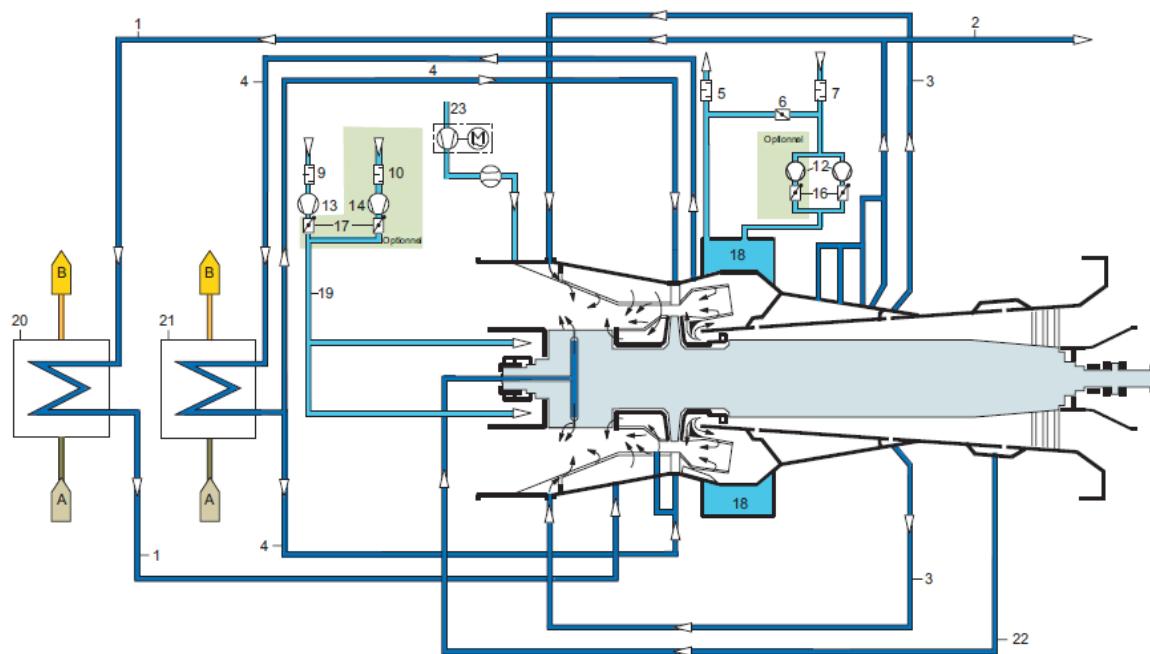
- **Système d'air caisson enveloppe (CMAS) :**

Le système d'air caisson enveloppe est utilisé pour empêcher la température du corps de la turbine de dépasser une température définie pendant le fonctionnement du turbo-groupe à gaz. De plus, le système assure la distribution uniforme de la température dans le corps pendant le fonctionnement et pendant la phase de refroidissement après l'arrêt de la turbine à gaz.

- **Air d'étanchéité pour l'entrée du compresseur :**

L'air d'étanchéité est prélevé au niveau du collecteur d'admission d'air vers la cavité du presse-étoupe.

Il empêche ainsi l'air non filtré et les vapeurs d'huile d'entrer dans le compresseur.



1 : système d'air de refroidissement basse pression.

2 : système de purge.

3 : système de refroidissement et d'étanchéité pour support d'aubes BP et aube 2 et 3 de la turbine BP.

4 : système d'air de refroidissement haute pression.

5 – 7- 9 : silencieux.

6 – 8 : clapet a bâtant.

10 : silencieux (en option).

11 – 12 – 13 – 14 : ventilateur

15 – 16 – 17 : clapet à battant.

18 : caisson enveloppe du système d'air.

19 : système de ventilation de la turbine.

20 : refroidisseur basse pression.

21 : refroidisseur haute pression.

22 : système d'air de refroidissement de rotor.

23 : système de refroidissement de carter d'échappement.

A : alimentation en eau d'alimentation.

B : vapeur vers chaudière.

Figure (II. 29 Système de refroidissement et d'étanchéité [4]

II .4 .2 - Système d'huile de graissage [13] :

L'objectif du système d'huile de graissage est de **lubrifier** et de **refroidir** les paliers de la turbine à gaz, du générateur et la turbine à vapeur.

Le système d'huile de graissage fournit également de l'huile pré-pressurisée au système d'**huile de commande** et aux systèmes d'**huile de soulèvement** de la turbine à gaz et de la turbine à vapeur.

L'huile de graissage est également utilisée pour la lubrification de l'embrayage auto commutable synchrone et de la pompe du dispositif d'entraînement en rotation de la turbine à vapeur.

4.2.1- Fonction du système d'huile de graissage :

- **Le système d'huile de graissage effectue les fonctions suivantes :**
- Fournit l'huile de graissage pour la lubrification et le refroidissement des paliers
- Turbine à gaz
- Alternateur
- Turbine à vapeur
- Fournit l'huile de graissage pour l'embrayage auto commutable synchrone (SSS).
- Fournit de l'huile pré-pressurisée
- Aux pompes à huile de commande de la turbine à gaz
- Aux pompes d'huile de soulèvement de la turbine à gaz
- A la pompe d'huile de soulèvement de la turbine à vapeur
- A la pompe du dispositif d'entraînement en rotation de la turbine à vapeur.



Figure (II. 30) Système d'huile de graissage [13]

II .4 .3 - Système d'huile de soulèvement [13] :

4.3.1 Fonction du système d'huile de soulèvement :

Le système d'huile de soulèvement :

- Alimente les paliers lisses radiaux de la turbine à gaz en huile haute pression et forme un film d'huile de graissage hydrostatique entre le tourillon et la coquille de palier inférieur lors de l'arrêt ou de la rotation à vitesse réduite du rotor. Ainsi, l'arbre est soulevé, assurant une séparation complète des deux surfaces, permettant au rotor de "flotter". Dès que le rotor tourne à une vitesse plus élevée, le film d'huile se forme de manière hydrodynamique grâce à la forme du palier, au jeu du palier et à la quantité et la viscosité de l'huile de graissage fournie. Le système d'huile de soulèvement est alors éteint.

- Réduit le couple de démarrage pendant le démarrage de la turbine à gaz.

Le système d'huile de soulèvement doit toujours fonctionner lorsque le rotor tourne à vitesse réduite, c'est-à-dire pendant:

- Le démarrage de la turbine à gaz pour réduire le couple de démarrage.
- La mise à l'arrêt de la turbine à gaz.
- Le fonctionnement sous vireur.
- Le lavage offline du compresseur de la turbine à gaz.
- Le refroidissement rapide (forcé) de la turbine.
- La rotation du rotor avec système statique de démarrage (SSD), p. ex. rotation du moteur pendant la mise en service de la centrale.

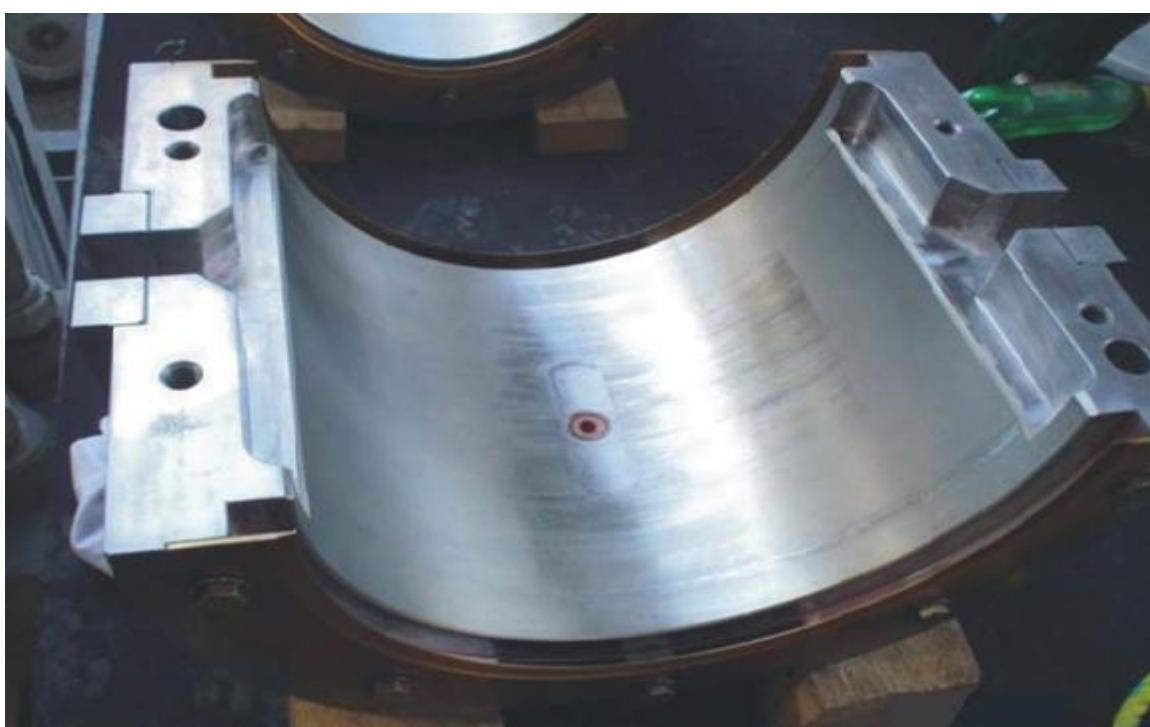


Figure (II. 31) Partie inférieure du palier avec poche d'huile de soulèvement [13]

II .5 Conclusion :

Dans ce chapitre on a décrit le turbo alternateur et les systèmes auxiliaires utilisé au niveau de la centrale Terga tout en détaillant leur technologie et les mécanismes de fonctionnement et les améliorations apportées .

Chapitre -III

**Calcul de vérification
thermo-énergétique
du cycle combiné KA26**

Chapitre III : Calcul de vérification thermo-énergétique du cycle combiné KA26

III .1 – Introduction :

En général, les turbines à gaz ou à vapeur sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standard, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes). Le but de ce chapitre et d'étudier le cycle combiné KA26 dans des conditions de fonctionnement réel pour déterminer les performances de la turbine à gaz GT26 et la turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA et du cycle combiné.

III .2 – Présentation de cycle combiné :

Le cycle combiné contient deux cycles un cycle de turbine à gaz (cycle joule) et un cycle de turbine à vapeur (cycle de Rankine).

III .2. 1 *Turbine à gaz GT26 :*

2.1.1- Cycle thermodynamique de la turbine à gaz GT26 :

La turbine à gaz GT26 avec deux chambres de combustion: EV (environnementale), SEV (environnementale séquentielle) . et deux turbines de détente HP et BP.

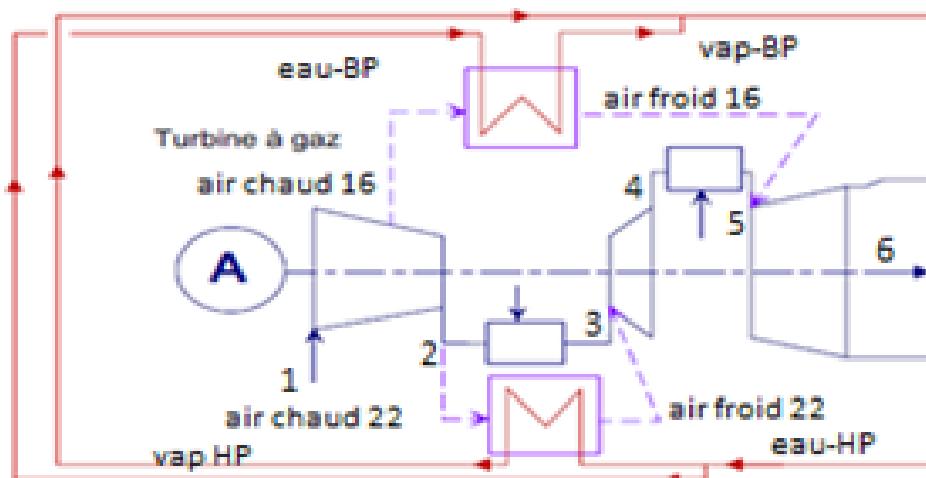


Figure (III. 1) Représentation de la GT26 [4]

1: Admission

2: sortie compresseur

5: sortie chambre combustion SEV

3: sortie chambre de combustion EV

4: sortie turbine HP

6: échappement

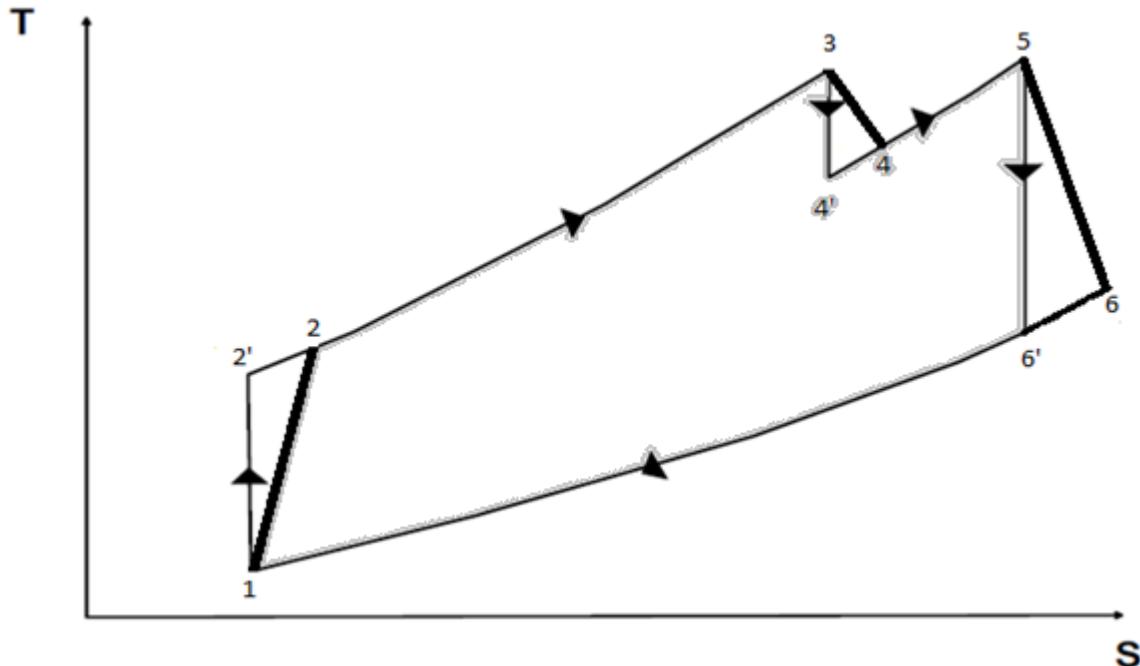


Figure (III. 2) Cycle thermique de GT26

1 à 2' : compression isentropique de l'air / 1 à 2 : compression réel de l'air (compresseur)

2 à 3 : combustion isobare (chambre EV)

3 à 4' : détente isentropique (turbine HP) / 3 à 4 : détente réel (turbine HP)

4 à 5 : combustion isobare (chambre SEV)

5 à 6' : détente isentropique (turbine BP) / 5 à 6 : détente réel (turbine BP)

2.1.2- Caractéristique de la turbine à gaz GT26 :**• Réchauffage inter turbines de détente**

Une chambre de combustion séquentielle permette d'améliorer les performances de la turbine à gaz. Les gaz d'échappement de la turbine haute pression contiennent suffisamment d'oxygène entre dans la chambre de combustion SEV, la température des gaz augmente, alors la puissance utile augmente.

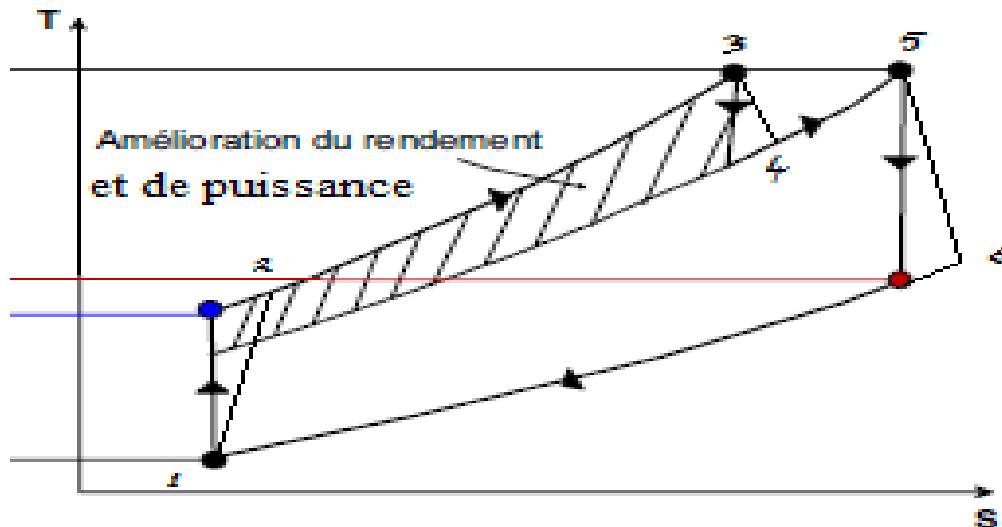


Figure (III. 3) Optimisation du cycle avec réchauffage de la détente [4]

III .2. 2 Turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA [4]:

la turbine à vapeur de Terga contient une chaudière à trois niveaux de pressions (HP, MP, BP) et une turbine à détente à deux corps et à trois pression HP, MP, PB.

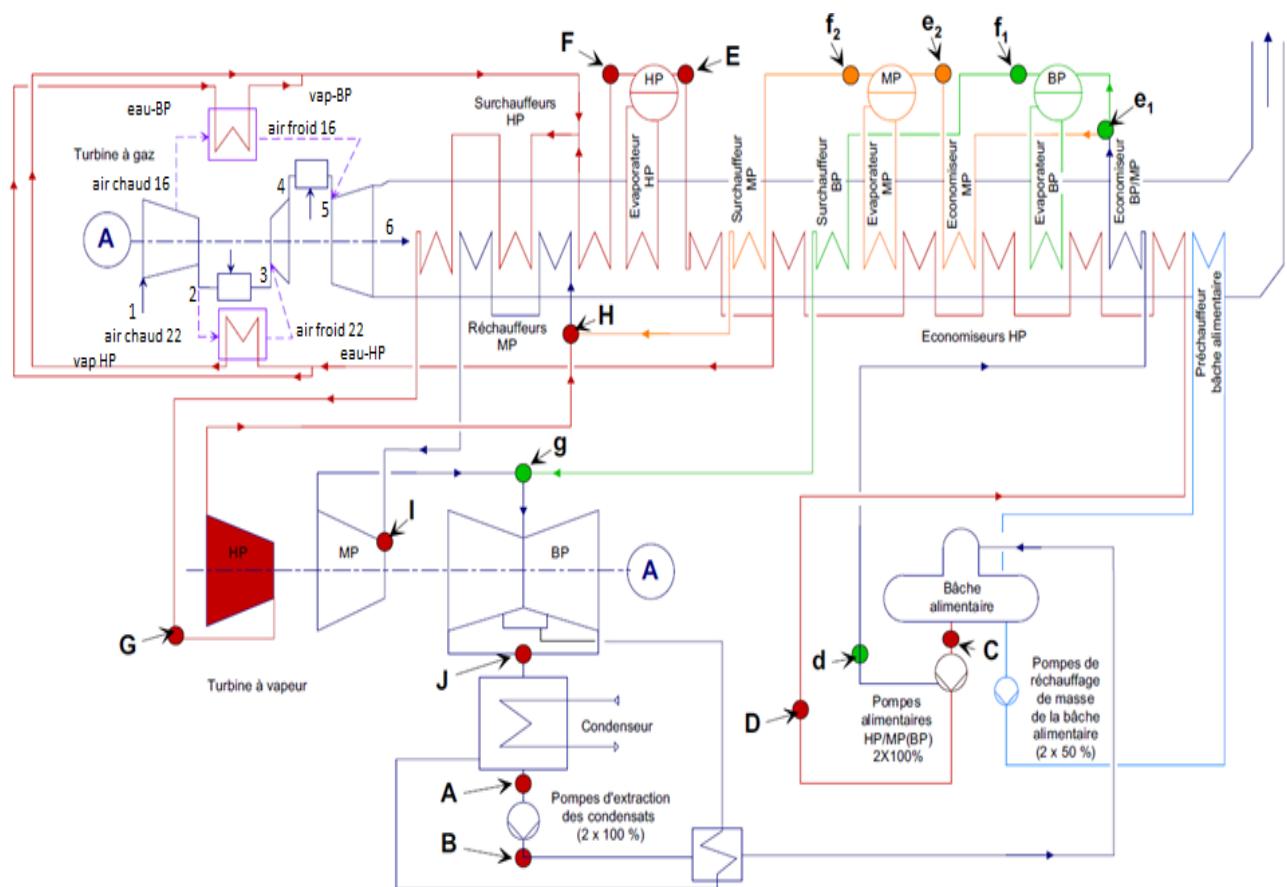


Figure (III. 4) Circuit eau-vapeur [4]

2.2.1- Cycle thermodynamique de la turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA :

On peut décomposer le cycle de la turbine à vapeur en 3 cycles suivant le niveau de pression

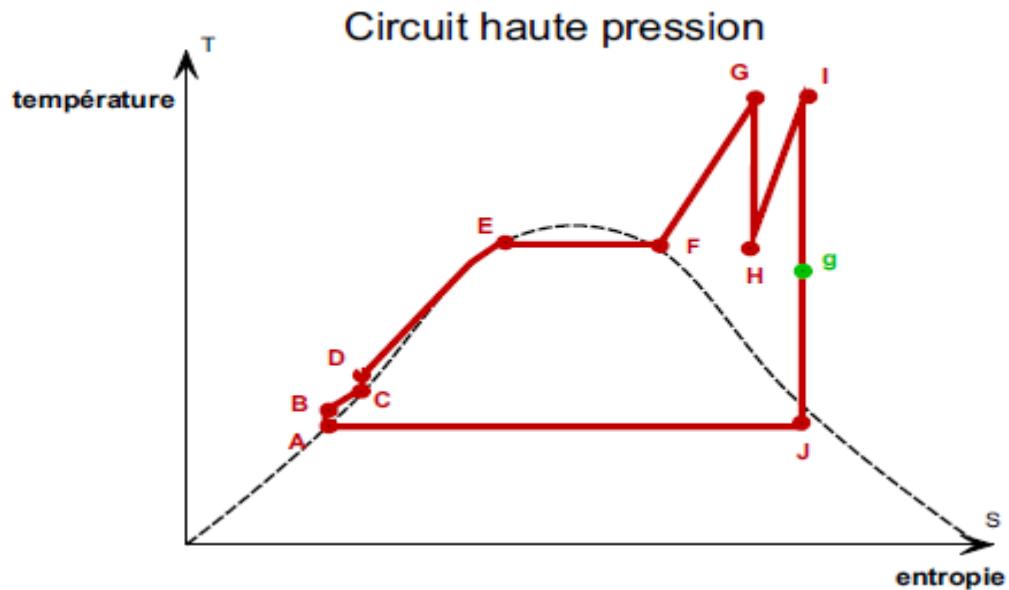


Figure (III. 5) Circuit haute pression [4]

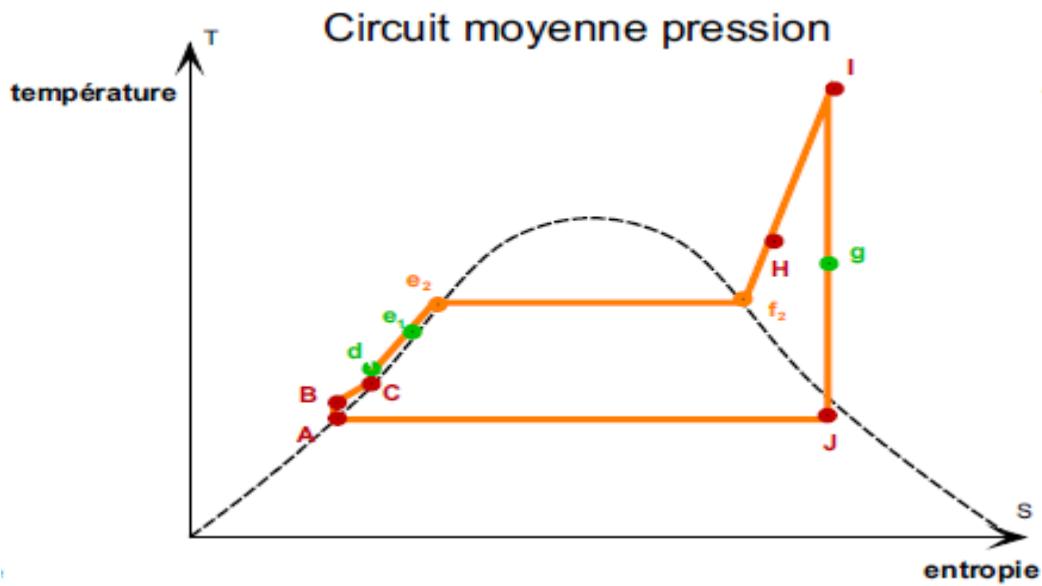


Figure (III. 6) Circuit moyen pression [4]

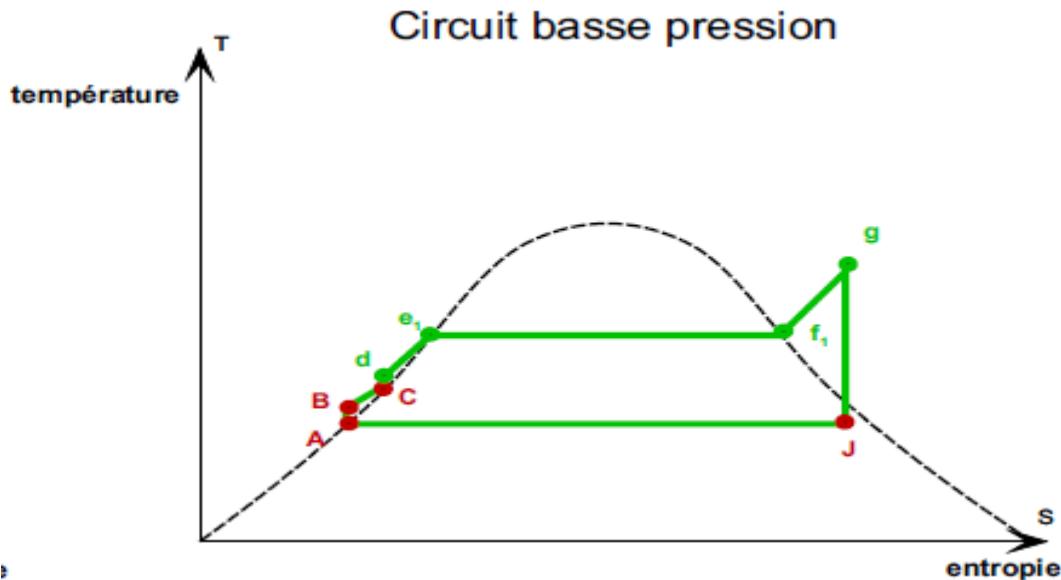


Figure (III. 7) Circuit basse pression [4]

2.2.2- Caractéristiques de la turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA :

- une chaudière à trois niveaux de pression**

- Le rendement d'une chaudière simple pression s'améliore quand sa pression diminue.

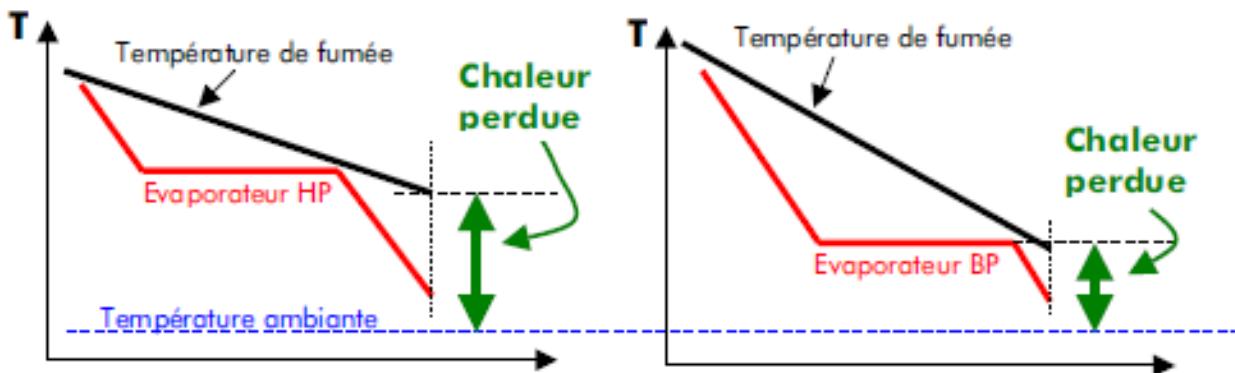


Figure (III. 8) Comportement de la chaleur perdue par rapport a la pression d'évaporation []

Une pression élevée implique :

- Température de sortie importante
- Rendement faible

Une basse pression implique :

- Température de sortie moindre
- Rendement meilleur

- Le rendement du cycle eau/vapeur s'améliore, au contraire, quand la pression augmente

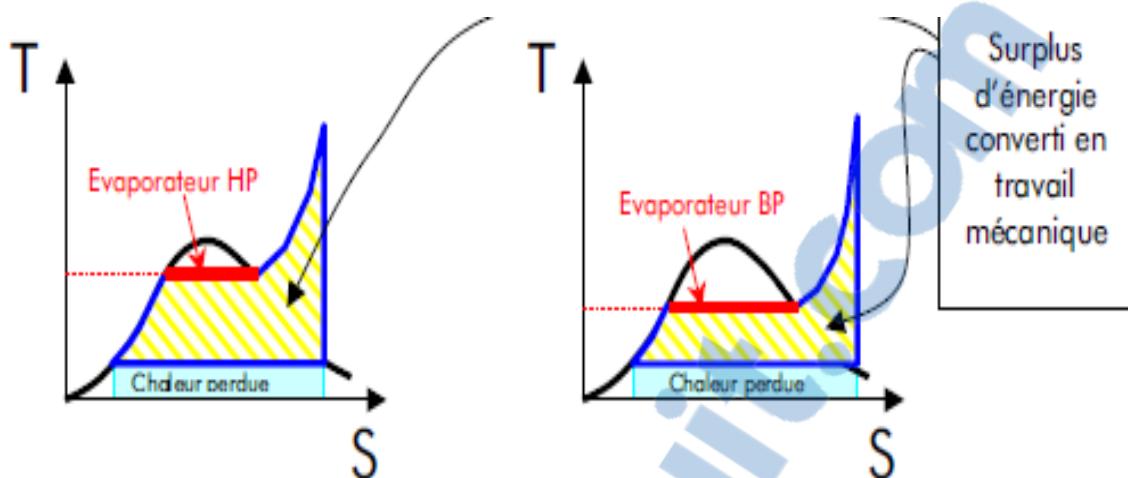


Figure (III. 9) Gain de puissance apporté au cycle (eau –vapeur) par l'augmentation de pression [4]

Une haute pression implique :

- Haute température d'évaporation
 - Haut rendement

Une basse pression implique :

- Température moindre
 - Rendement dégradé

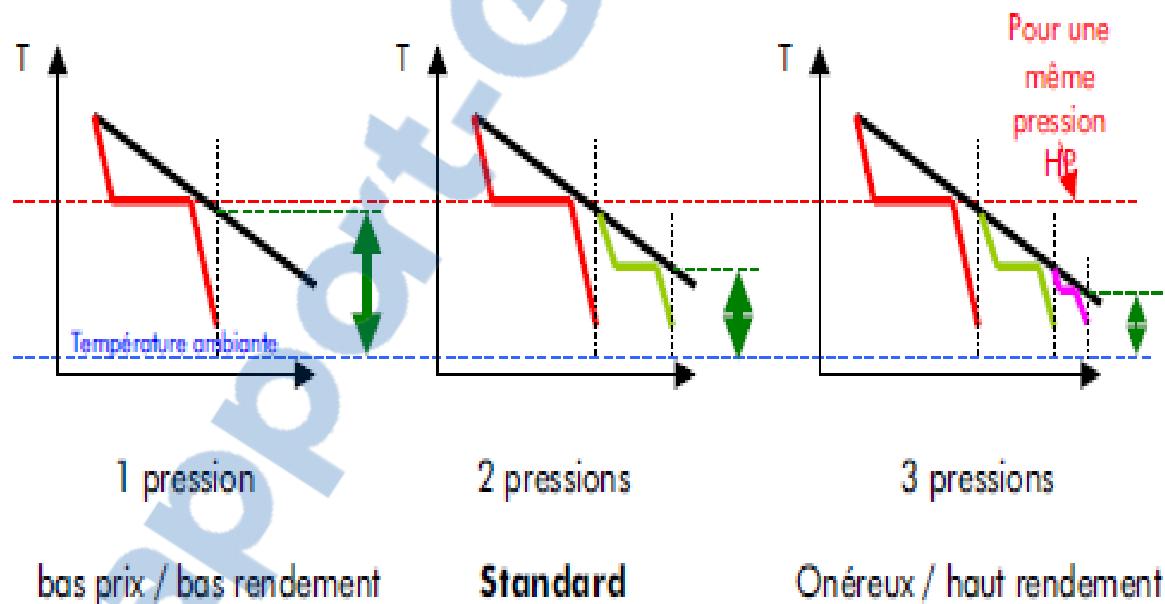


Figure (III. 10) Diminution de la chaleur perdu par l'utilisation de trois niveau de pression d'évaporation [4]

Ces diagrammes montrent que plus les niveaux de pression augmentent dans la chaudière, la chaleur perdu diminue, meilleur peut être le rendement de la centrale.

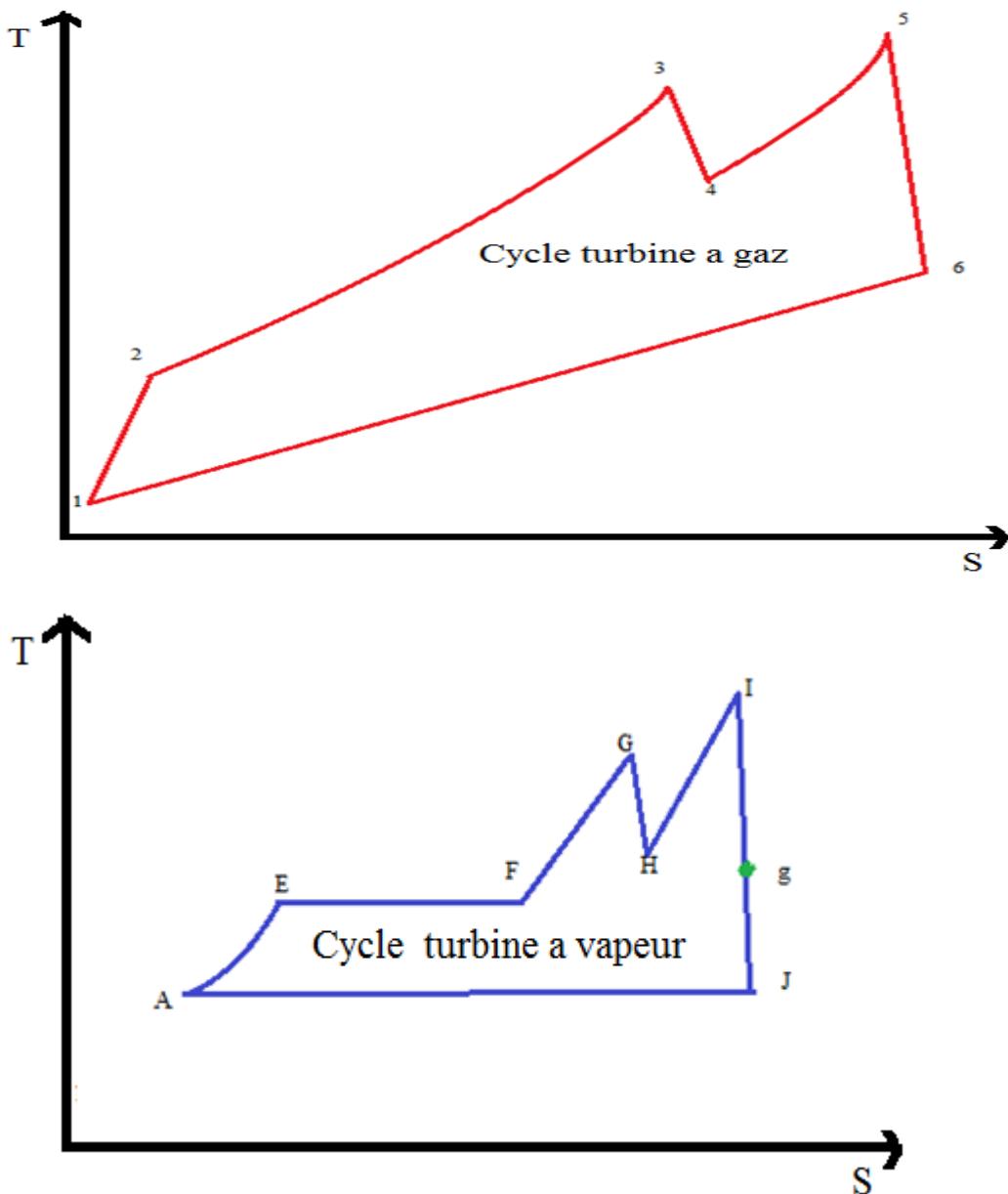
III .2. 3 - Combinaison des deux cycles KA-26 :

Figure (III. 11) cycle thermique KA-26 [4]

Grâce à la combinaison des deux cycles, nous avons un meilleur rendement.

L'ajout d'un cycle eau/vapeur permet de récupérer et d'utiliser la chaleur du gaz d'échappement de la turbine à gaz (tout de même 540 °C à 635 °C selon les modèles de turbine gaz) et d'éviter ainsi que cette chaleur ne soit purement et simplement perdue. [4]

III .3 – Calcul des performances de l'installation:***III .3. 1 Données de départ :***

Les données sont prises le lundi 07/03/2016 à 10 :30 h

3.1.1- Données Techniques de l'installation:

Dans le tableau suivant, on présente les caractéristiques techniques de l'installation KA26.

Tableau (III. 1) Caractéristique de l'installation a cycle combiné KA26 [14]

Description	Symbole	Valeur	Unité
Efficacité compresseur	β_c	89.54	%
Efficacité turbine HP-BP	β_T	77.08	%
Rendement chambre de combustion (EV, SEV)	η_{EV} , η_{SEV}	98	%
Débit d'air entrée turbine a gaz	m_{aa}	616.58	Kg/s
Efficacité turbine a vapeur HP	β_{HP}	87.00	%
Efficacité turbine a vapeur MP	β_{MP}	89.21	%
Efficacité turbine a vapeur BP	β_{BP}	80.00	%
Pouvoir calorifique inférieure	PCI	45785	kJ/kg
Puissance nette d'auxiliaire	P_{aux}	10600	kW

- Les paramètres ambiants [14] :

Température ambiante : $T_{am}=13.4$ °C ;

Pression ambiante : $P_{am}=1.002$ Bar

Humidité relative ambiante : $\phi_{am}= 48.7$ %.

- Les paramètres opératoires [14] :

Dans le tableau suivant, on présente les paramètres opératoires de la turbine GT26.

Tableau (III. 2) Paramètres opératoires de la turbine a gaz GT 26

Point	Paramètre	symbole	Valeur	Unité
1 : entré compresseur (admission)	Température Pression Débit massique d'air	T ₁ P ₁ m _{aa}	14.3 1.054 616.58	°C Bar Kg/s
2 : sortie compresseur / entré chambre combustion EV	Température Pression Débit massique de gaz EV	T ₂ P ₂ m _{gEV}	562 31.4 7	°C Bar Kg/s
3 : sortie chambre de combustion EV / entré turbine HP	Température Pression	T ₃ P ₃	1155 31.34	°C Bar
4 : sortie turbine HP/ entré chambre de combustion SEV	Température Pression Débit massique de gaz SEV	T ₄ P ₄ m _{gSEV}	977 19 8.2	°C Bar Kg/s
5 : sortie chambre de combustion SEV / entré turbine BP	Température Pression	T ₅ P ₅	1289 18.9	°C Bar
6 : sortie turbine BP (échappement)	Température Pression	T ₆ P ₆	610 1.034	°C Bar

On utilise le tableau – ideal gas properties of air – pour déterminer les enthalpies

Tableau (III. 3) Présentation des enthalpies de la turbine a gaz GT 26

Enthalpie	symbole	Valeur	Unité
entré compresseur	h ₁	287.6	KJ/Kg
Sortie compresseur	h ₂	860.72	KJ/Kg
Entré turbine HP	h ₃	?	KJ/Kg
Sortie turbine HP	h ₄	?	KJ/Kg
Entré turbine BP	h ₅	?	KJ/Kg
Sortie turbine BP	h ₆	?	KJ/Kg

On présente dans le tableau qui suit les paramètres opératoires de la turbine à vapeur et du cycle eau-vapeur.

Tableau (III. 4) Paramètres opératoires de la turbine à vapeur DKYZZ2-1N41BA [14]

Point	Paramètre	symbole	Valeur	Unité
A : sortie condenseur/entrée pompe d'extraction	Température	T _A	29	°C
	Pression	P _A	39×10^{-3}	Bar
	Débit massique	m _A	96.85	Kg/s
B : sortie pompe d'extraction / entrée bâche alimentaire	Température	T _b	29	°C
	Pression	P _b	13.3	Bar
	Débit massique	m _b	96.85	Kg/s
C : sortie bâche alimentaire / entrée pompes alimentaires	Température	T _c	60	°C
	Pression	P _c	21×10^{-2}	Bar
	Débit massique	m _c	96.85	Kg/s
D : sortie pompe alimentaire HP/ entrée économiseur HP	Température	T _D	62	°C
	Pression	P _D	188	Bar
	Débit massique	m _D	68.36	Kg/s
d : sortie pompe alimentaire BP MP / entrée économiseur BP-MP	Température	T _d	61.6	°C
	Pression	P _d	54.2	Bar
	Débit massique	m _d	28.49	Kg/s
e ₁ : entrée ballon BP	Température	T _{e1}	136	°C
	Pression	P _{e1}	4.1	Bar
	Débit massique	m _{e1}	6.8	Kg/s
e ₂ : entrée ballon MP	Température	T _{e2}	214	°C
	Pression	P _{e2}	30.8	Bar
	Débit massique	m _{e2}	13.1	Kg/s
E : entrée ballon HP	Température	T _E	332	°C
	Pression	P _E	133.3	Bar
	Débit massique	m _E	73.1	Kg/s
f ₁ : sortie ballon BP/ entrée surchauffeur BP	Température	T _{f1}	136	°C
	Pression	P _{f1}	4.1	Bar
	Débit massique	m _{f1}	7.56	Kg/s

Chapitre III

Calcul de vérification thermo-énergétique du cycle combiné KA26

f ₂ : sortie ballon MP/ entré surchauffeur MP	Température Pression Débit massique	T _{f2} P _{f2} m _{f2}	214 30.8 13	°C Bar Kg/s
F : sortie ballon HP/ entré surchauffeur HP	Température Pression Débit massique	T _F P _F M _F	332 133.3 69.9	°C Bar Kg/s
g ₁ : sortie surchauffeur BP	Température Pression Débit massique	T _{g1} P _{g1} m _{g1}	287 3.9 7.56	°C Bar Kg/s
g ₂ : sortie turbine MP	Température Pression Débit massique	T _{g2} P _{g2} m _{g2}	290 3.9 96.85	°C Bar Kg/s
H _{MP} : sortie surchauffeur MP	Température Pression Débit massique	T _{HMP} P _{HMP} m _{HMP}	302 30.7 13	°C Bar Kg/s
H _{HP} : sortie turbine HP	Température Pression Débit massique	T _{HHP} P _{HHP} M _{HHP}	395 27.9 83.7	°C Bar Kg/s
G : entré turbine HP	Température Pression Débit massique	T _G P _G m _G	131 83.7 561	°C Bar Kg/s
I : entré turbine MP	Température Pression Débit massique	T _I P _I m _I	553.6 26.5 96.85	°C Bar Kg/s
J : Sortie turbine BP	Température Pression Débit massique	T _J P _J m _J	29 39×10 ⁻³ 96.85	°C Bar Kg/s

Pour déterminer les enthalpies et les entropies des points on utilise les tableaux thermodynamiques: Saturated water_Temperature ; Superheated water Temperature table.

Tableau (III. 5) Enthalpies et des entropies de la turbine a vapeur DKYZZ2-1N41BA

Point	Etat	Paramètre	symbole	Valeur	Unité
A	Liquide	Enthalpie	h_A	121.1637	KJ/kg
B	Liquide	Enthalpie	h_B	121.1637	KJ/kg
C	Liquide	Enthalpie	h_C	251.058	KJ/kg
D	Liquide	Enthalpie	h_D	259.7126	KJ/kg
d	Liquide	Enthalpie	h_d	258.0370	KJ/kg
e ₁	Liquide	Enthalpie	h_{e1}	584.2288	KJ/kg
e ₂	Liquide	Enthalpie	h_{e2}	1011.740	KJ/kg
E	Liquide - saturé	Enthalpie Entropie	h_E s_E	1545.0176 3.581258	KJ/kg kJ/kg.K°
f ₁	vapeur - saturé	Enthalpie Entropie	h_{f1} s_{f1}	2738.68 6.88762	KJ/kg kJ/kg.K°
f ₂	vapeur - saturé	Enthalpie Entropie	h_f s_{f2}	2802.318 2.658184	KJ/kg kJ/kg.K°
F	vapeur - saturé	Enthalpie Entropie	h_F s_F	2658.9366 5.413536	KJ/kg kJ/kg.K°
g ₁	Vapeur-surchauffé	Enthalpie Entropie	h_{g1} s_{g1}	3037.12 7.42007	KJ/kg kJ/kg.K°
g ₂	Vapeur-surchauffé	Enthalpie Entropie	h_{g2} s_{g2}	3043.12 7.42112	KJ/kg kJ/kg.K°
H _{MP}	Vapeur-surchauffé	Enthalpie Entropie	h_{HMP} s_{HMP}	2992.35 6.51353	KJ/kg kJ/kg.K°
H _{HP}	Vapeur-surchauffé	Enthalpie Entropie	h_{HHP} s_{HHP}	3221.21 6.92317	KJ/kg kJ/kg.K°
G	Vapeur-surchauffé	Enthalpie Entropie	h_G s_G	3496.67 6.63184	KJ/kg kJ/kg.K°
I	Vapeur-surchauffé	Enthalpie Entropie	h_I s_I	3579.6 7.4269	KJ/kg kJ/kg.K°
J	Mélange	Enthalpie	h_J	2235.32	KJ/kg

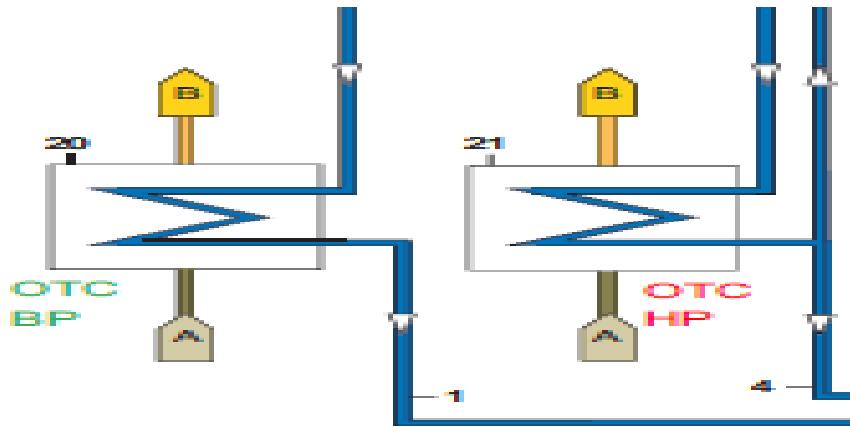
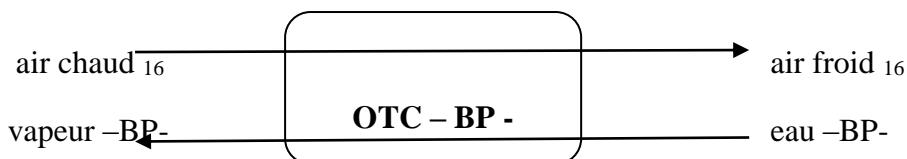
III .3. 2 Débit d'air de refroidissement OTC :

Figure (III. 12) Schéma de système de refroidissement (OTC) [4]

OTC -BP- : l'air de refroidissement BP est prélevé du 16^{ème} étage du compresseur.

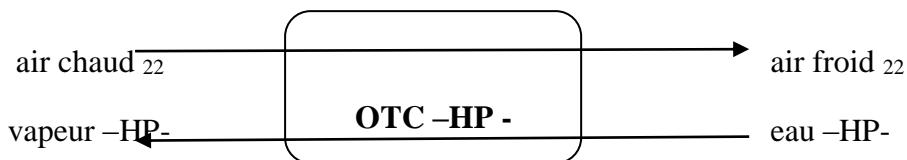
L'air chaud passe par un conduit traversant le refroidisseur à passage unique (OTC) BP. L'air est refroidi par un récupérateur à contre courant utilisant l'eau d'alimentation HP du (HRSG). (économiseur 2HP). L'air refroidi sort par les trous des aubes de la turbine BP.



OTC-HP- : l'air de refroidissement HP prélevé du 22^{ème} étage du compresseur.

L'air de décharge du compresseur passe par une conduite traversant le refroidisseur à passage unique (OTC). L'air est refroidi par un récupérateur à contre courant utilisant l'eau d'alimentation HP du (HRSG).

L'air de refroidissement pénètre dans la cavité de la chambre de combustion et à travers les aubes de la turbine HP



Dans l'échangeur a contre courant OTC (HP-BP) la chaleur cédé par l'air chaud (Q_{air}) est récupéré par l'eau qui va s'évaporer. (Q_{eau})

Donc: $Q_{air} = Q_{eau}$

Dans le tableau suivant on présente les paramètres de système de refroidissement OTC :

Tableau (III. 6) Présentation des paramètres de système de refroidissement OTC

Point	Paramètre	Symbol	Valeur	Unité
air chaud ₁₆	Température Pression Enthalpie	T _{air chaud16} P _{air chaud16} h _{air chaud16}	469 20.55 757.2	°C Bar KJ/kg
air froid ₁₆	Température Pression enthalpie	T _{air froid16} P _{air froid16} h _{air froid16}	370 20.55 652.57	°C Bar KJ/kg
eau OTC- BP-	Température Pression Débit enthalpie	T _{eau OTC- BP-} P _{eau OTC- BP-} m _{eau OTC- BP-} h _{eau OTC- BP-}	212 180 8.1 967.28	°C Bar kg/s KJ/kg
vapeur OTC- BP- (surchauffé)	Température Pression Débit enthalpie	T _{vapeur OTC- BP-} P _{vapeur OTC- BP-} m _{vapeur OTC- BP-} h _{vapeur OTC- BP-}	465 136 8.1 3225.38	°C Bar kg/s KJ/kg
air chaud ₂₂	Température Pression enthalpie	T _{air chaud22} P _{air chaud22} h _{air chaud22}	561 31.16 859.62	°C Bar KJ/kg
air froid ₂₂	Température Pression enthalpie	T _{air froid22} P _{air froid22} h _{air froid22}	340 31.16 620.85	°C Bar KJ/kg
eau OTC-HP-	Température Pression Débit enthalpie	T _{eau OTC-HP-} P _{eau OTC-HP-} m _{eau OTC-HP-} h _{eau OTC-HP-}	212 180 5.4 967.28	°C Bar kg/s KJ/kg
vapeur OTC-HP- (surchauffé)	Température Pression Débit enthalpie	T _{vapeur OTC-HP-} P _{vapeur OTC-HP-} m _{vapeur OTC-HP-} h _{vapeur OTC-HP-}	544 136 5.4 3446.4	°C Bar kg/s KJ/kg

OTC-BP-

$$Q_{\text{air}16} = m_{\text{air}16} \times (h_{\text{air chaud } 16} - h_{\text{air froid}16}). \quad (\text{III.1})$$

$$Q_{\text{eau OTC-BP-}} = m_{\text{eau OTC- BP-}} \times (h_{\text{eau OTC BP}} - h_{\text{vapeur OTC-BP-}}). \quad (\text{III.2})$$

$$m_{\text{air}16} \times (h_{\text{air chaud } 16} - h_{\text{air froid}16}) = m_{\text{eau OTC- BP-}} \times (h_{\text{eau OTC BP}} - h_{\text{vapeur OTC-BP-}}).$$

$$m_{\text{air}16} = m_{\text{eau OTC- BP-}} \times (h_{\text{eau OTC BP}} - h_{\text{vapeur OTC-BP-}}) / (h_{\text{air chaud } 16} - h_{\text{air froid}16})$$

$$m_{\text{air}16} = \frac{8,1 \times (3225,38 - 967,28)}{(757,2 - 652,57)}$$

$$m_{\text{air}16} = 174,81 \text{ kg/s}$$

OTC-HP-

$$Q_{\text{air}22} = m_{\text{air}22} \times (h_{\text{air chaud } 22} - h_{\text{air froid}22}). \quad (\text{III.3})$$

$$Q_{\text{eau OTC-HP-}} = m_{\text{eau OTC- HP-}} \times (h_{\text{eau OTC HP}} - h_{\text{vapeur OTC HP}}). \quad (\text{III.4})$$

$$m_{\text{air}22} \times (h_{\text{air chaud } 22} - h_{\text{air froid}22}) = m_{\text{eau OTC HP}} \times (h_{\text{eau OTC HP}} - h_{\text{vapeur OTC HP}}).$$

$$m_{\text{air}22} = (m_{\text{eau OTC HP}} \times (h_{\text{eau OTC HP}} - h_{\text{vapeur OTC HP}})) / (h_{\text{air chaud } 22} - h_{\text{air froid}22})$$

$$m_{\text{air}22} = \frac{5,4 \times (3446,4 - 967,28)}{(859,62 - 620,85)}$$

$$m_{\text{air}22} = 56,067 \text{ kg/s}$$

III .3. 3 - Calcul des performances de la turbine à gaz GT26 :

➤ **Au niveau du compresseur axial :**

- **Energie absorbée par l'air durant la compression:**

Au niveau de compresseur on a un picage d'air du 16^{eme} étage qui sert à refroidir les aubes de la turbine BP. Donc :

$$E_C \text{ 16_22} = m_R \times (h_{22} - h_{16}) \quad (\text{III.5})$$

$$E_C = E_C \text{ 1_16} + E_C \text{ 16_22} \quad (\text{III.6})$$

$$E_{C\ 1_16} = m_{aa} \times (h_{16} - h_1) \quad (\text{III.7})$$

$$m_R = m_{aa} - m_{air16} \quad (\text{III.8})$$

E_C : énergie totale absorbée par l'air durant la compression.

$E_{C\ 1_16}$: énergie absorbée par l'air durant la compression du 1^{er} au 16^{eme} étage.

$E_{C\ 16_22}$: énergie absorbée par l'air durant la compression du 16^{eme} au 22^{eme} étage.

m_{aa} : débit massique d'air total (aspiré par le compresseur).

m_{R1} : débit massique d'air restant après le picage de 16^{eme} étage.

m_{air16} : débit massique d'air de refroidissement, picage du 16^{eme} étage.

h_{16} : enthalpie d'air au 16^{eme} étage.

h_{22} : enthalpie d'air sortie compresseur ($h_{22}=h_2$).

- Débit d'air restant après le picage :

$$m_{R1} = m_{aa} - m_{air16}$$

$$= 616.58 - 174.81$$

$$m_{R1} = 441.77 \text{ kg/s}$$

- Energie absorbée par l'air durant la compression du 1^{er} au 16^{eme} étage :

$$E_{C\ 1_16} = m_{aa} \times (h_{16} - h_1)$$

$$= 616.58 \times (757.2 - 287.6)$$

$$E_{C\ 1_16} = 289545.968 \text{ kW}$$

- Energie absorbée par l'air durant la compression du 16^{eme} au 22^{eme} étage :

$$E_{C\ 16_22} = m_{R1} \times (h_{22} - h_{16})$$

$$= 441.77 \times (860.72 - 757.2)$$

$$E_{C\ 1_22} = 45732.0304\ kW$$

- Energie totale absorbée par l'air durant la compression :**

$$\begin{aligned} E_C &= E_{C\ 1_16} + E_{C\ 16_22} \\ &= 289545.968 + 45732.0304 \end{aligned}$$

$$E_C = 335277.9984\ kW$$

- Rendement du compresseur :**

$$\Delta h_{th} = h_{2\ th} - h_1 \quad (\text{III.9})$$

$$\Delta h_r = h_{2r} - h_1 \quad (\text{III.10})$$

$$\eta_C = \Delta h_{th} / \Delta h_r \quad (\text{III.11})$$

$h_{2\ th}$: enthalpie théorique d'air à la sortie du compresseur.

Δh_{th} : variation d'enthalpie théorique.

Δh_r : variation d'enthalpie réelle.

η_C : rendement isentropique du compresseur.

- Enthalpie théorique d'air $h_{2\ th}$:**

pour une compression isentropique on a : $P_{r2}/P_{r1} = P_2 / P_1$ (III.12)

P_{r2} : pression relative correspondante à la température $T_{2\ th}$.

P_{r1} : pression relative correspondante à la température T_1 .

$$\begin{aligned} P_{r2} &= (P_2 / P_1) \times P_{r1} \\ &= (31.4 / 1.054) \times 1.194023 \end{aligned}$$

$$P_{r2} = 35.57146$$

Pour cette valeur de P_{r2} correspond l'enthalpie $h_{2\text{ th}} = 756.86 \text{ kJ/kg}$.

- Variation d'enthalpie théorique :

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{th}} &= h_{2\text{ th}} - h_1 \\ &= 756.86 - 287.6\end{aligned}$$

$$\Delta h_{\text{th}} = 469.26 \text{ kJ/kg}$$

- Variation d'enthalpie réelle :

$$\begin{aligned}\Delta h_r &= h_{2r} - h_1 \\ &= 860.72 - 287.6\end{aligned}$$

$$\Delta h_r = 573.12 \text{ kJ/kg}$$

- Rendement isentropique du compresseur :

$$\begin{aligned}\eta_C &= \Delta h_{\text{th}} / \Delta h_r \\ &= 469.26 / 573.12\end{aligned} \tag{III.13}$$

$$\eta_C = 81.88 \%$$

➤ Au niveau de la chambre de combustion EV :

- Perte de charge au niveau de la chambre de combustion EV :

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{EV}} &= P_2 - P_3 \\ &= 31.4 - 31.34\end{aligned} \tag{III.14}$$

$$\Delta P_{\text{EV}} = 0.06 \text{ bar}$$

- Quantité de chaleur cédée dans de chambre de combustion EV:

$$Q_{\text{EV}} = (h_3 \times m_{\text{mEV}}) - (h_2 \times m_{\text{R2}}) = m_{\text{EV}} \times \text{PCI} \times \eta_{\text{EV}} \tag{III.15}$$

Le NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES



$$h_3 = T_3 \times c_{p-EV} \quad (\text{III.16})$$

$$m_{mEV} = (m_{EV} + m_{R2}) \quad (\text{III.17})$$

$$m_{R2} = m_{aa} - (m_{air16} + m_{air22}) \quad (\text{III.18})$$

Q_{EV} : quantité de chaleur cédée dans la chambre de combustion EV.

c_{p-EV} : capacité calorifique du mélange air-gaz EV.

m_{EV} : débit de gaz injecté dans la chambre de combustion EV.

m_{mEV} : débit mélange air-gaz dans la chambre de combustion EV.

m_{R2} : débit massique d'air restant après le picage de 22^{ème} étage.

m_{air22} : débit massique d'air de refroidissement , picage de 22^{ème} étage.

PCI : pouvoir calorifique de gaz naturel

η_{EV} : rendement de la chambre de combustion EV

- **Débit d'air restant après le picage de 22^{ème} étage :**

$$\begin{aligned} m_{R2} &= m_{aa} - (m_{air16} + m_{air22}) \\ &= 616.58 - (174.81 + 56.067) \end{aligned}$$

$$m_{R2} = 385.703 \text{ Kg/s}$$

- **Débit du mélange dans la chambre de combustion EV :**

$$\begin{aligned} m_{mEV} &= (m_{EV} + m_{R2}) \\ &= (7 + 385.703) \end{aligned}$$

$$m_{mEV} = 392.703 \text{ kg/s}$$

- **Quantité de chaleur cédée dans la chambre de combustion EV :**

$$\begin{aligned} Q_{EV} &= (h_3 \times m_{mEV}) - (h_2 \times m_{R2}) = m_{EV} \times PCI \times \eta_{EV} \\ &= 7 \times 45785 \times 0.9 \end{aligned}$$

$$Q_{EV} = 314085.1 \text{ kJ/s}$$

- **Enthalpie (h_3) à la sortie de chambre de combustion EV :**

$$h_3 = (Q_{EV} + (h_2 \times m_{R2})) / m_{mEV}$$

$$= (314085.1 + (860.72 \times 385.703)) / 392.703$$

$$h_3 = 1645.18 \text{ kJ / kg}$$

- **Capacité thermique (C_p) du mélange air-gaz :**

$$h_3 = T_3 \times C_{p-EV}$$

$$C_{p-EV} = h_3 / T_3$$

$$= 1645.18 / 1155$$

$$C_{p-EV} = 1.424 \text{ kJ/kg.C}^{\circ}$$

- **Dosage - Rapport combustible-air (μ) :**

$$\mu = m_{EV} / m_{R2}$$

$$\mu = 7 / 385.703$$

$$\mu = 0.018 \text{ kg}_{\text{gaz}}/\text{kg}_{\text{air}}$$

➤ Au niveau de la turbine HP :

- **Energie du mélange air-gaz cédée lors de la détente HP :**

L'air de refroidissement OTC HP sort par les trous des ailettes de la turbine HP.

$$E_{THP} = m_{THP} \times (h_3 - h_4) \quad (\text{III.19})$$

$$m_{THP} = (m_{EV} + m_{R2} + m_{22}) \quad (\text{III.20})$$

$$h_4 = T_4 \times C_{p-EV} \quad (\text{III.21})$$

E_{THP} : énergie du mélange air-gaz cédée lors de la détente HP .

m_{THP} : débit massique entrant dans la turbine HP.

- Débit massique entrant dans la turbine HP.

$$\begin{aligned} m_{THP} &= (m_{EV} + m_{R2} + m_{22}) \\ &= (7 + 385.703 + 56.067) \end{aligned}$$

$$m_{THP} = 448.77 \text{ kg/s}$$

- Enthalpie du mélange air-gaz sortie turbine HP :

$$\begin{aligned} h_4 &= T_4 \times C_p - \text{EV} \\ &= 977 \times 1.424 \end{aligned}$$

$$h_4 = 1391.248 \text{ kJ/kg}$$

- Energie mélange air-gaz cédée lors de la détente HP :

$$\begin{aligned} E_{THP} &= m_{THP} \times (h_3 - h_4) \\ &= 448.77 \times (1645.18 - 1391.248) \end{aligned}$$

$$E_{THP} = 113957.06 \text{ kW}$$

➤ Au niveau de la chambre de combustion SEV :

- Perte de charge dans la chambre de combustion SEV :

$$\begin{aligned} \Delta P_{SEV} &= P_4 - P_5 \\ &= 19 - 18.9 \end{aligned} \tag{III.22}$$

$$\Delta P_{SEV} = 0.1 \text{ bar}$$

- Quantité de chaleur cédée au niveau de chambre de combustion SEV :

$$Q_{SEV} = (h_5 \times m_{mSEV}) - (h_4 \times m_{THP}) = m_{SEV} \times PCI \times \eta_{SEV} \tag{III.23}$$

$$m_{mSEV} = (m_{EV} + m_{R2} + m_{SEV} + m_{22}) \tag{III.24}$$

$$h_5 = C_{p\text{-SEV}} \times T_5 \quad (\text{III.25})$$

Q_{SEV} : quantité de chaleur cédée dans la chambre de combustion SEV.

$C_{p\text{-SEV}}$: capacité calorifique du mélange air-gaz SEV.

$m_{m\text{ SEV}}$: débit massique de mélange (air + gaz) entrant dans la turbine BP .

η_{SEV} : rendement de la chambre de combustion SEV.

- **Débit massique de mélange (air + gaz) entrant dans la turbine BP :**

$$m_{m\text{SEV}} = (m_{\text{EV}} + m_{\text{R2}} + m_{\text{SEV}} + m_{22})$$

$$= (7 + 385.703 + 8.2 + 56.067)$$

$$m_{m\text{SEV}} = 456.97 \text{ kg/s}$$

- **Quantité de chaleur cédée dans la chambre de combustion EV :**

$$Q_{\text{SEV}} = (h_5 \times m_{m\text{SEV}}) - (h_4 \times m_{\text{THP}}) = m_{\text{SEV}} \times \text{PCI} \times \eta_{\text{SEV}}$$

$$= 8.2 \times 45785 \times 0.98$$

$$Q_{\text{SEV}} = 367928.26 \text{ kJ/s}$$

- **Enthalpie à la sortie de la chambre combustion SEV :**

$$h_5 = (Q_{\text{SEV}} + (h_4 \times m_{\text{THP}})) / m_{m\text{SEV}}$$

$$= (367928.26 + (1391.248 \times 448.77)) / 456.97$$

$$h_5 = 2171.43 \text{ kJ/kg}$$

- **$C_{p\text{-SEV}}$ de mélange air-gaz dans la chambre SEV :**

$$h_5 = C_{p\text{-SEV}} \times T_5$$

$$C_{p\text{-SEV}} = h_5 / T_5$$

$$= 2171.43 / 1289$$

$$C_p\text{-SEV} = 1.68 \text{ kJ/kg C}^{\circ}$$

- Dosage - Rapport combustible-air (μ) :**

$$\mu = m_{\text{SEV}} / m_{\text{THP}}$$

$$\mu = 8.2 / 448.77$$

$$\mu = 0.018$$

➤ **Au niveau du turbin BP :**

- Energie du mélange air-gaz cédée lors de la détente BP :**

$$E_{\text{TBP}} = m_{\text{TBP}} \times (h_5 - h_6). \quad (\text{III.26})$$

$$m_{\text{TBP}} = m_{\text{mSEV}} + m_{\text{air16}}. \quad (\text{III.27})$$

$$h_6 = C_p\text{-SEV} \times T_6 \quad (\text{III.28})$$

E_{TBP} : énergie du mélange air-gaz cédée lors de la détente BP.

m_{TBP} : débit massique entrant dans la turbine BP.

- Débit massique turbine BP :**

$$m_{\text{TBP}} = m_{\text{mSEV}} + m_{\text{air16}}$$

$$= 456.97 + 174.81$$

$$m_{\text{TBP}} = 631.78 \text{ kg/s}$$

- Enthalpie de mélange air-gaz à la sortie de turbine BP :**

$$h_6 = C_p\text{-SEV} \times T_6$$

$$= 1.68 \times 610$$

$$h_6 = 1024.8 \text{ kJ/kg}$$

- Energie du mélange air gaz cédée lors de la détente BP :

$$\begin{aligned} E_{TBP} &= m_{TBP} \times (h_5 - h_6) \\ &= 631.78 \times (2171.43 - 1024.8) \end{aligned}$$

$$E_{TBP} = 724417.9 \text{ kW}$$

➤ Performances de la GT26

- ✓ Puissance consommé par le compresseur :

$$P_c = E_c / \beta_c \quad (\text{III.29})$$

$$P_c = 335277.9984 / 0.8954$$

$$P_c = 374444.939 \text{ kW}$$

- ✓ Energie thermique de combustion :

$$Q_C = Q_{SEV} + Q_{EV} \quad (\text{III.30})$$

$$= 367928.26 + 314085.1$$

$$Q_C = 682013.36 \text{ kJ/s}$$

- ✓ Energie développé par la turbine de détente :

$$P_T = \beta_T \times (E_{THP} + E_{TBP}) \quad (\text{III.31})$$

$$= 0.7708 \times (113957.06 + 724417.9)$$

$$P_T = 646219.42 \text{ kW}$$

- ✓ Puissance utile de la turbine GT26 :

$$P_{u-TG} = P_T - P_c \quad (\text{III.32})$$

$$P_{u-TG} = 646219.42 - 374444.939$$

$$P_{u-TG} = 271774.481 \text{ kW}$$

✓ **Rendement thermique du GT26 :**

$$\eta_{GT26} = P_{u-TG} / Q_c \quad (\text{III.33})$$

$$= 271774.481 / 682013.36$$

$$\eta_{GT26} = 39.85 \%$$

✓ **Consommation spécifique de chaleur :**

$$C_s = (Q_c / P_u) \times 3600 \quad (\text{III.34})$$

$$= (682013 / 271774.481) \times 3600$$

$$C_s = 9034.13 \text{ kJ/ kWh}$$

III .3. 4 - Calcul des performances de la turbine a vapeur DKYZZ2-1N41BA :

➤ **Au niveau de la turbine HP :**

$$E_{VHP} = m_G \times (h_G - h_{HHP}) \quad (\text{III.35})$$

$$m_G = (m_F + m_{\text{eau OTC-BP}} + m_{\text{eau OTC-HP-}} + m_{\text{S éco HP}}) \quad (\text{III.36})$$

$$P_{VHP} = E_{VHP} \times \beta_{VHP} \quad (\text{III.37})$$

E_{VHP} : énergie de vapeur cédé lors de la détente HP.

$m_{\text{S-éco HP}}$: débit massique de soutirage économiseur HP.

P_{VHP} : puissance de la turbine a vapeur HP.

β_{VHP} : efficacité de la turbine a vapeur HP.

- Débit entrant dans la turbine à vapeur HP :

$$\begin{aligned} m_G &= (m_F + m_{\text{eau OTC-BP}} + m_{\text{eau OTC-HP}} + m_{\text{s-éco HP}}) \\ &= (69.9 + 8 + 5.3 + 0.53) \end{aligned}$$

$$m_G = 83.7 \text{ kg/s}$$

- Energie de vapeur cédée lors de la détente HP :

$$\begin{aligned} E_{VHP} &= m_G \times (h_G - h_{HHP}) \\ &= 83.7 \times (3496.67 - 3221.21) \end{aligned}$$

$$E_{VHP} = 23056.002 \text{ kW}$$

- Puissance de la turbine à vapeur HP :

$$\begin{aligned} P_{VHP} &= E_{VHP} \times \beta_{VHP} \\ &= 23056.002 \times 87 \times 10^{-2} \end{aligned}$$

$$P_{VHP} = 20058.721 \text{ kW}$$

- Au niveau de turbine MP :

$$E_{VMP} = m_I \times (h_I - h_{g2}) \quad (\text{III.38})$$

$$m_I = (m_{HHP} + m_{HMP} + m_{\text{s éco MP}}) \quad (\text{III.39})$$

$$P_{VMP} = E_{VMP} \times \beta_{VMP} \quad (\text{III.40})$$

E_{VMP} : énergie de vapeur cédé lors de la détente MP.

$m_{\text{s éco MP}}$: débit massique de soutirage économiseur MP.

P_{VMP} : puissance de la turbine à vapeur MP.

β_{VMP} : efficacité de la turbine à vapeur MP.

- Débit entrant dans la turbine à vapeur MP :

$$m_I = (m_{HHP} + m_{HMP} + m_{s \text{ éco MP}})$$

$$= (83.6 + 13 + 0.25)$$

$$m_I = 96.85 \text{ kg/s}$$

- Energie de vapeur cédée lors de la détente MP :

$$E_{VMP} = m_I \times (h_I - h_{g2})$$

$$= 96.85 \times (3579.6 - 3043.33)$$

$$E_{VMP} = 51937.7495 \text{ kW}$$

- Puissance de la turbine à vapeur MP :

$$P_{VMP} = E_{VMP} \times \beta_{VMP}$$

$$= 51937.7495 \times 89.21 \times 10^{-2}$$

$$P_{VMP} = 46333.666 \text{ kW}$$

➤ Au niveau de turbine BP :

$$E_{VBP} = m_g \times (h_g - h_J) \quad (\text{III.41})$$

$$m_g \times h_g = (m_{g2} \times h_{g2}) + (m_{g1} \times h_{g1}) \quad (\text{III.42})$$

$$m_g = m_{g2} + m_{g1} \quad (\text{III.43})$$

$$P_{VBP} = E_{VBP} \times \beta_{VBP} \quad (\text{III.44})$$

E_{VBP} : énergie de vapeur cédé lors de la détente BP.

P_{VBP} : puissance de la turbine à vapeur BP.

β_{VBP} : efficacité de la turbine à vapeur BP.

- Débit entrant dans la turbine à vapeur BP :

$$m_g = m_{g2} + m_{g1}$$

$$= 96.85 + 7.56$$

$$m_g = 104.41 \text{ kg/s}$$

- Enthalpie (h_g) d'entrée turbine à vapeur BP :

$$m_g \times h_g = (m_{g2} \times h_{g2}) + (m_{g1} \times h_{g1})$$

$$h_g = ((m_{g2} \times h_{g2}) + (m_{g1} \times h_{g1})) / m_g$$

$$= (96.85 \times 3034.12 + 7.56 \times 3037.12) / 104.41$$

$$h_g = 3034.337 \text{ kJ/kg}$$

- Energie de vapeur cédée lors de la détente BP :

$$E_{VBP} = m_g \times (h_g - h_J)$$

$$= 104.41 \times (3034.33 - 2235.32)$$

$$E_{VBP} = 83424.6341 \text{ kW}$$

- Puissance de la turbine à vapeur BP :

$$P_{VBP} = E_{VBP} \times \beta_{VBP}$$

$$= 83424.6341 \times 80 \times 10^{-2}$$

$$P_{VBP} = 66739.70 \text{ kW}$$

- ✓ Puissance totale de la turbine à vapeur :

$$P_{u-TV} = P_{VHP} + P_{VMP} + P_{VBP} \quad (\text{III.45})$$

$$= 20058.721 + 46333.666 + 66739.70$$

Le NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES



$$P_{u-TV} = 133132.087 \text{ kW}$$

III .3. 5 - Performances du cycle combiné KA-26 :

- ✓ **Puissance brute active de l'installation :**

$$P_b = P_{u-TG} + P_{u-TV} \quad (\text{III.46})$$

$$= 271774.481 + 133132.087$$

$$P_b = 404906.568 \text{ kW}$$

- ✓ **Puissance active nette :**

$$P_n = P_b - P_{aux} \quad (\text{III.47})$$

$$= 404906.568 - 10600$$

$$P_n = 394306.568$$

- ✓ **Rendement brute de l'installation :**

$$\eta_{cc} = P_n / Q_c \quad (\text{III.48})$$

$$= 394306.568 / 682013$$

$$\eta_{cc} = 57.81 \%$$

- ✓ **Consommation spécifique de chaleur de cycle combiné :**

$$C_{sc} = (Q_c / P_n) \times 3600 \quad (\text{III.49})$$

$$= (682013 / 394306.568) \times 3600$$

$$C_{sc} = 6226.75 \text{ kJ/kWh}$$

- ✓ **Gain de chaleur par cycle combiné :**

$$G_{cc} = m_{TBP} \times (h_6 - (C_{p-SEV} \times 80)) \quad (\text{III.50})$$

$$= 631.78 \times (1024.8 - (1.68 \times 80))$$

$$G_{c,c} = 562536.91 \text{ kJ/s}$$

On constate que le rendement et la puissance du cycle combiné KA26 qui fonction dans tell condition sont meilleurs.

III .4 Conclusion :

Dans ce chapitre, un calcul thermo-énergétique a été effectué utilisant les lois de la thermodynamique a permis de vérifier les résultats donnés au niveau de la salle de contrôle de l'installation.

Chapitre -IV

**Technique et calcul
d'amélioration**

Chapitre IV : Technique et calcul d'amélioration

IV .1 - Introduction :

La demande continue et croissante de l'électricité dans les dernières années a forcément entraîné les producteurs à rechercher des nouvelles techniques pour l'amélioration de la puissance des installations de turbine à gaz. Les conditions ambiantes (température et humidité relative, pression) ont une forte influence sur les performances des turbines à gaz dans des applications du cycle simple ou combiné.

IV .2 - Influence des conditions ambiantes [4] :

Pour les conditions de référence qui suit, on va voir l'influence des différents paramètres :

Condition de référence :

Température ambiante = 35°C	Température d'eau de réfrigérant=23°C
Pression atmosphérique = 1.013bar	Charge = 100 %
Humidité relative ambiante =76%	Combustible = gaz nature

IV .2. 1 - Pression ambiante :

L'altitude d'emplacement de l'équipement ou simplement le changement des conditions atmosphériques entraîne la réduction de la masse volumique d'air qui influe sur la puissance de sortie de la TG.

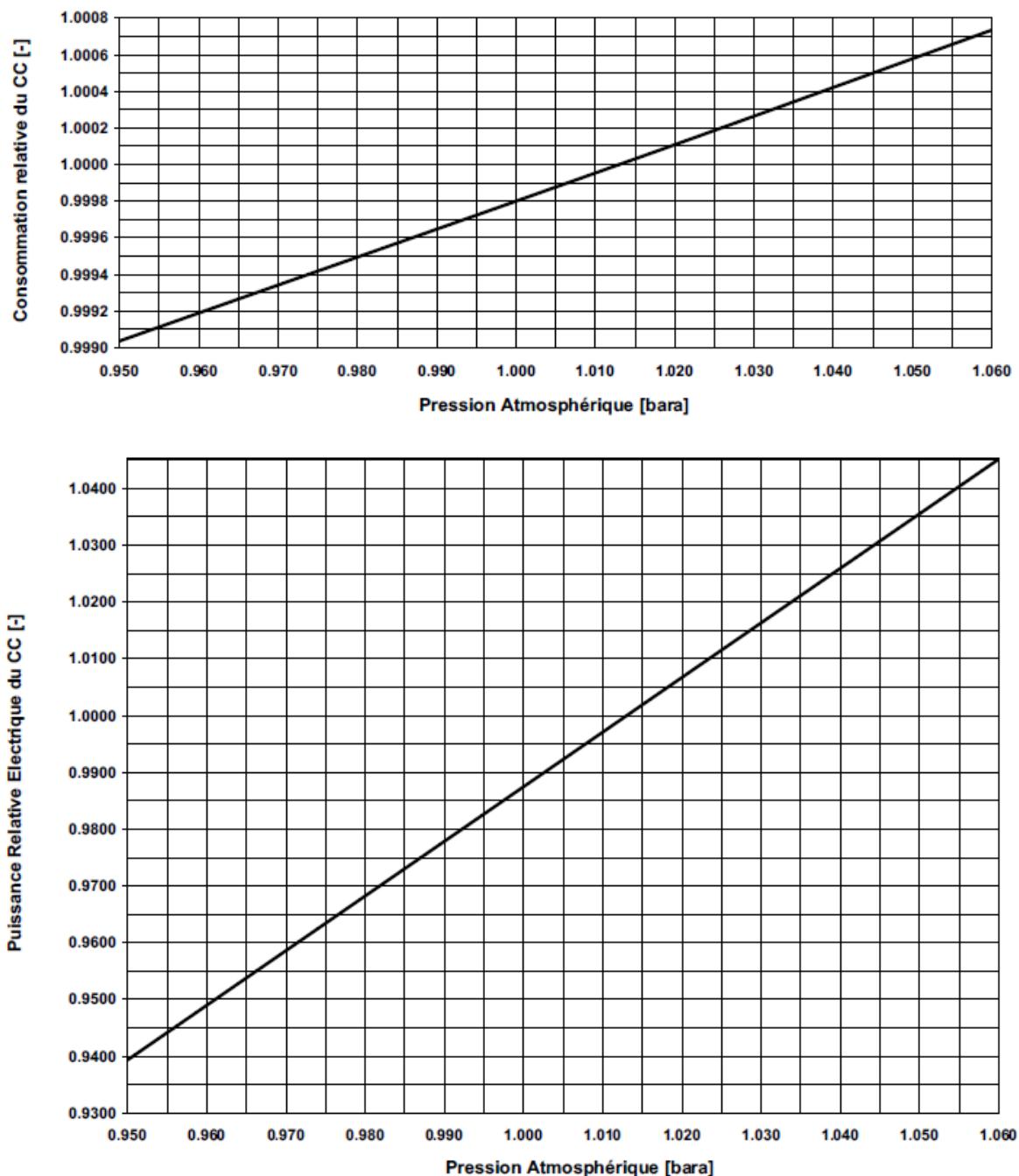


Figure (IV. 1) Evolution de la puissance et la consomation relative en fonction de la pression atmosphérique [4]

on voit clairement que si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique d'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse volumique) et la puissance utile diminue, car elle est proportionnelle au débit massique du fluide moteur.

IV.2. 2 - Humidité relative :

L'impact sur les performances de la TG sera mieux décrit par la teneur d'air en eau. Puisque la concentration d'eau dans l'air pour la même humidité relative augmente avec l'augmentation de la température, les effets sur les performances de la machine sont négligeables pour des basses températures ambiantes. Ces effets sont assez négligeables dans la gamme d'humidité de 1 à 2% si la température va jusqu'à 38°C. La teneur en eau change les propriétés thermodynamique de l'air (densité, capacité calorifique). Elle cause les changements des performances de la TG.

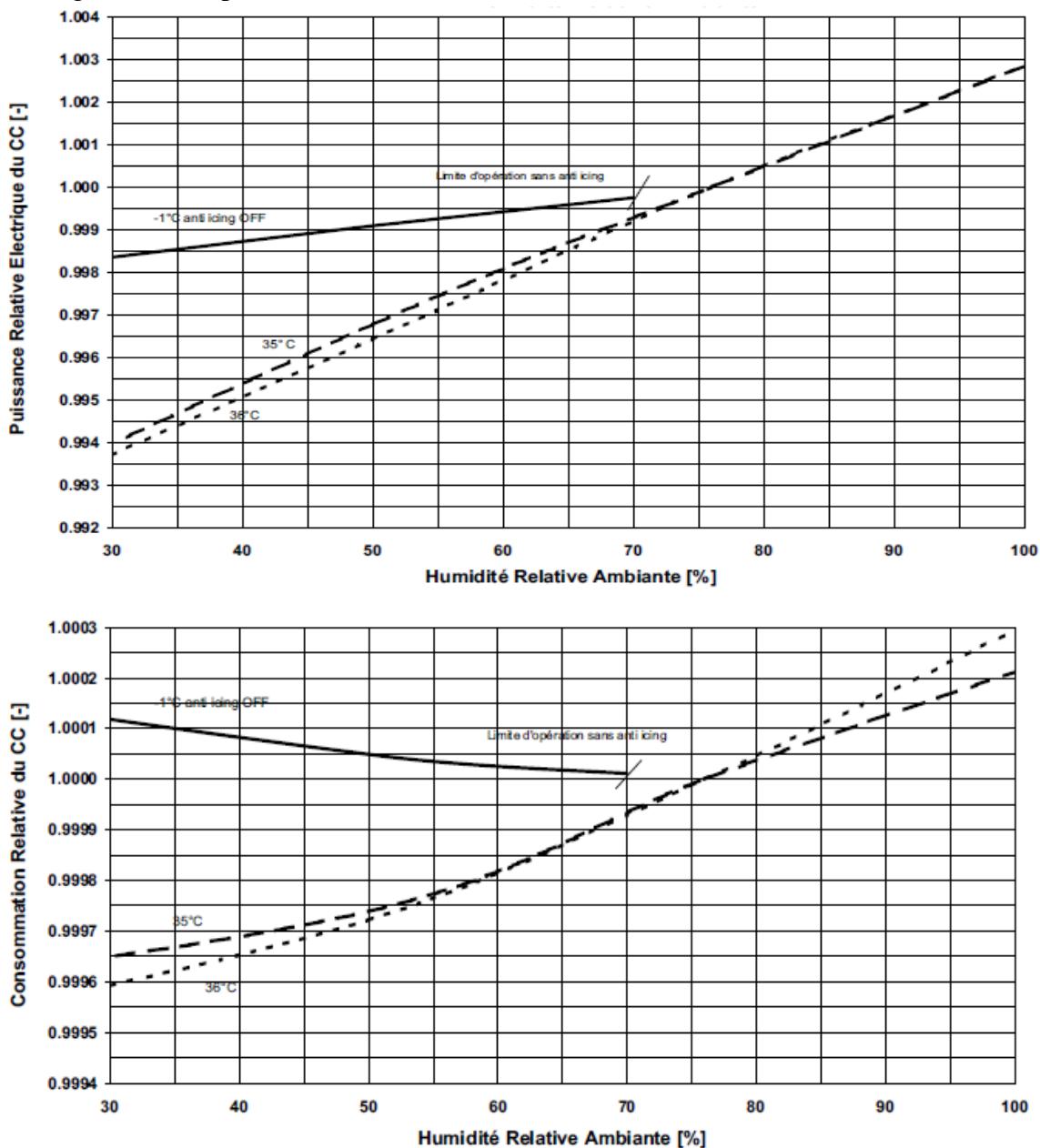


Figure (IV. 2) Evolution de la puissance et la consommation relative en fonction de l'humidité relative [4]

On remarque clairement que la puissance augmente en fonction de l'augmentation d'humidité relative, et la consommation relative diminue en fonction de l'augmentation d'humidité relative.

IV.2. 3 - Perte de pression à l'admission et l'échappement :

Le système d'admission se compose de plusieurs systèmes de filtration d'un silencieux d'une canalisation. Le dispositif d'échappement peut inclure un silencieux. Une canalisation. Et des systèmes de régénération de la chaleur de récupération tous ces systèmes causent de chute de pression. Ces pertes inévitables de pression dans l'admission et le dispositif d'échappement causent une réduction de la puissance et le rendement de cycle de la machine.

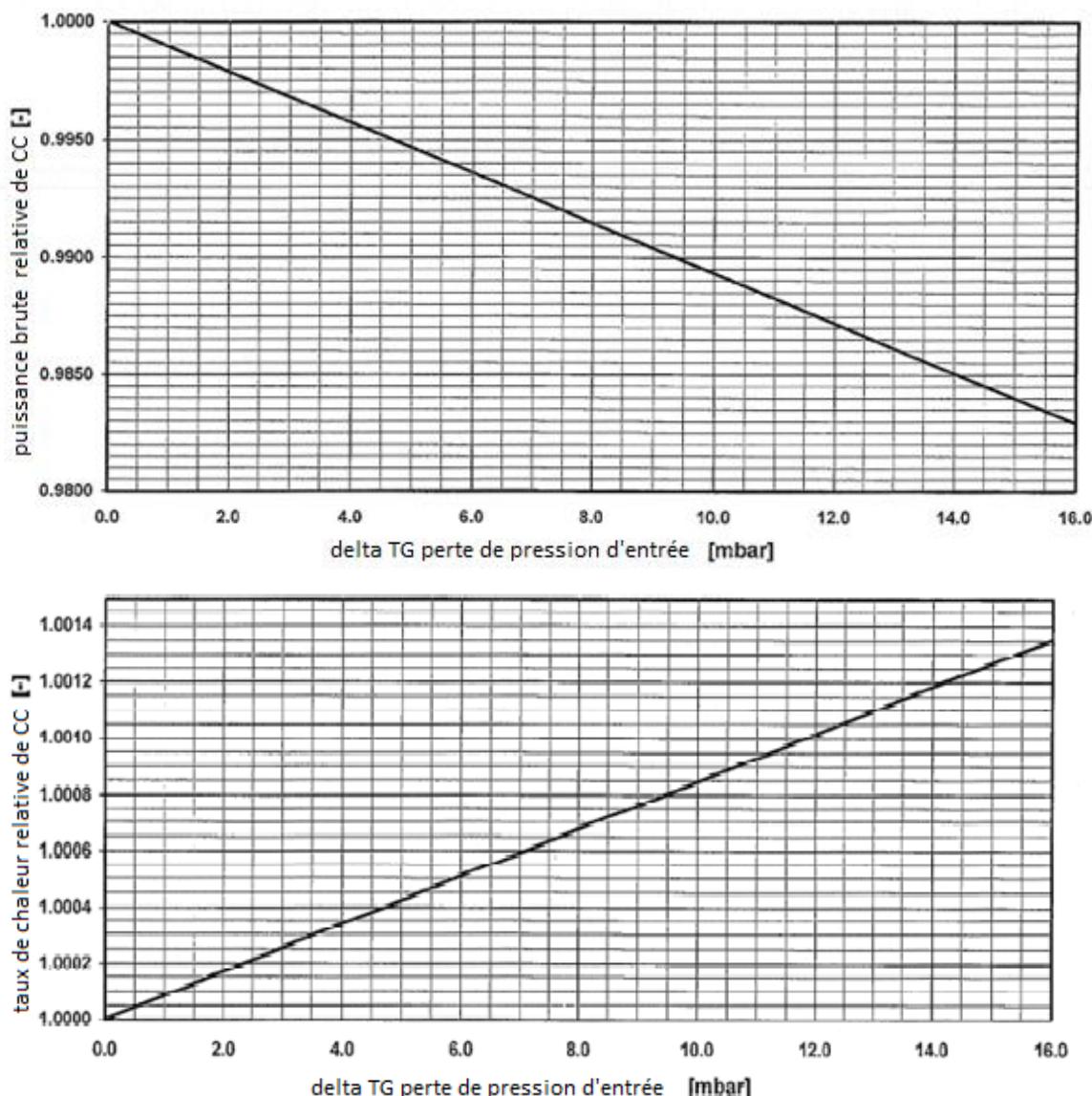


Figure (IV. 3) Evolution de la puissance et la consommation relative en fonction de la perte de pression à l'admission [4]

IV.2.4 - Température ambiante :

La principale influence sur les performances du cycle simple ou combiné de turbine à gaz provient de la température ambiante ; en fait, pour un cycle de turbine à gaz, il est possible d'estimer une perte de puissance d'environ 0.50 à 0.90 % pour chaque 1°C d'élévation de la température ambiante.

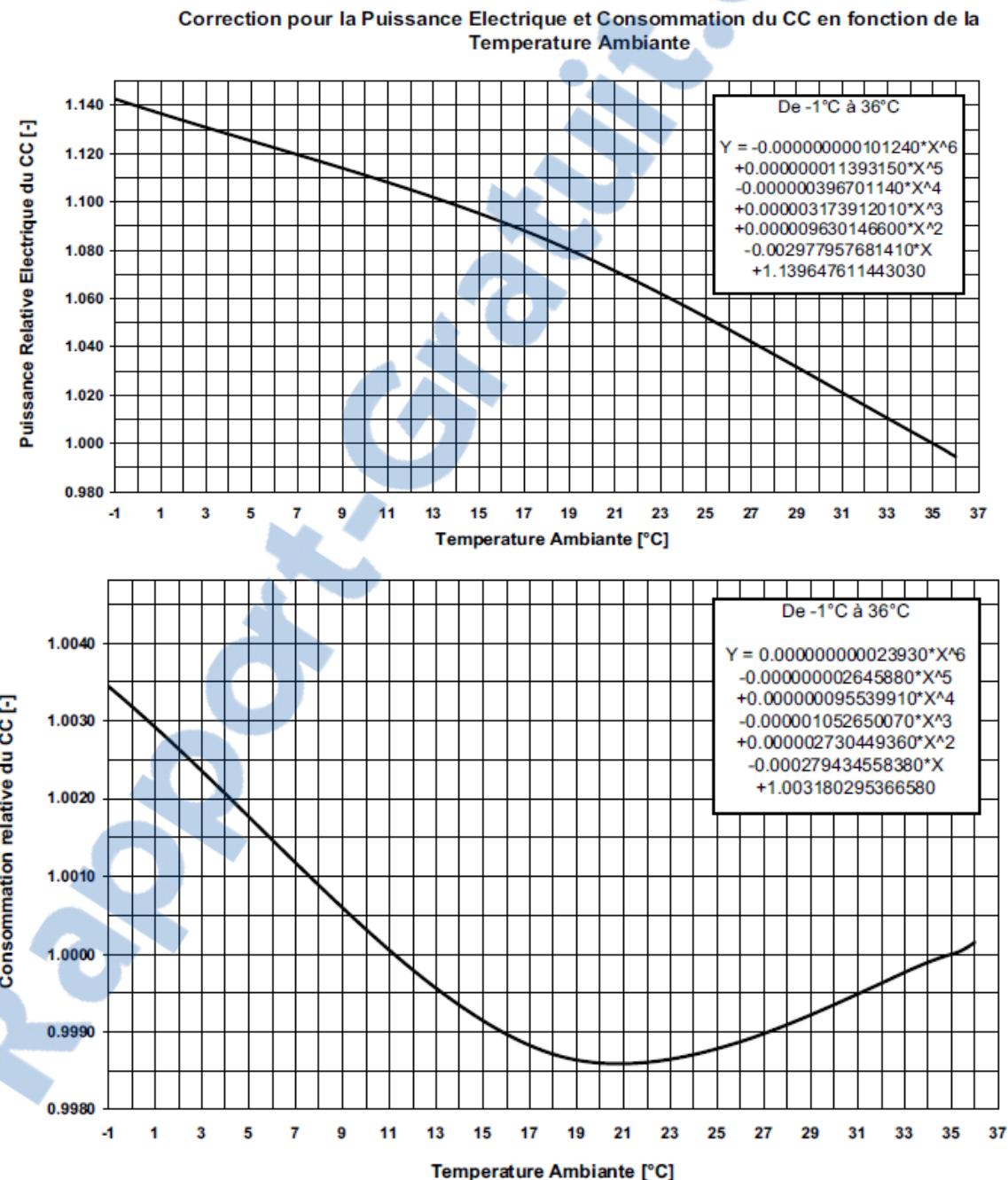


Figure (IV. 4) Evolution de la puissance et la consommation relative en fonction de la température d'admission [4]

Pour mieux comprendre l'influence de la température ambiante sur le rendement de turbine à gaz, on doit considérer son effet sur le processus de compression. En fait le compresseur de turbine à gaz peut absorber plus de 60 % de tout le travail produit par la turbine, alors n'importe quelle stratégie évaluée pour réduire le travail de la compression va augmenter le rendement.

Une augmentation de la température ambiante réduit l'efficacité thermodynamique de la turbine à gaz, en augmentant le travail spécifique de compression.

Un autre aspect fondamental est la réduction du débit massique d'air de la turbine à gaz, cela se produit à des températures ambiantes élevées. Une turbine à gaz fonctionnant à une vitesse constante peut être considérée comme machine volumétrique constante, et si le taux du débit de masse d'air à l'admission du compresseur est exprimé comme :

$$m_a = \rho_a \cdot V \quad (\text{IV.1})$$

La masse volumique d'air à l'admission du compresseur est indiquée par :

$$\rho_a = P_1 / RT_1 \quad (\text{IV. 2})$$

la figure ci-dessus présente la variation de la masse volumique d'air en fonction de la température ambiante pour une pression ambiante de 1.013 bars et une humidité relative de 60 %.

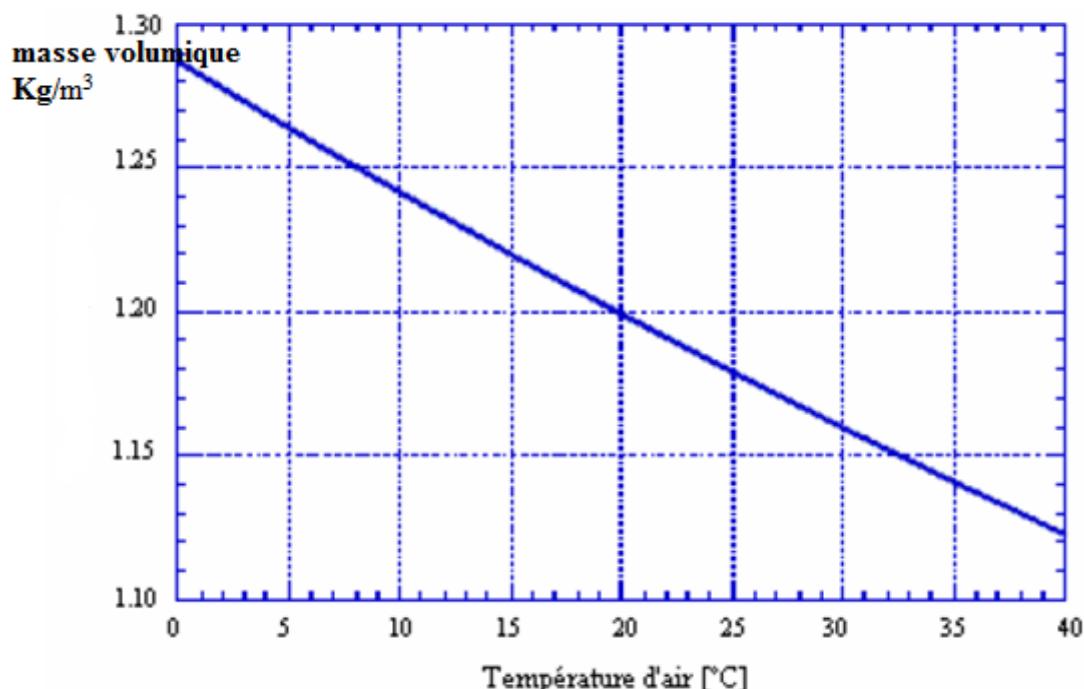


Figure (IV. 5) Variation de la masse volumique d'air en fonction de la température
($p=1.013\text{bar}$, $\phi = 60\%$) [15]

$$P_{TG} = (P_1/RT_1) \cdot V \cdot (w_t - w_c) \quad (\text{IV.3})$$

L'équation (3) prouve que la réduction de la puissance produite de la turbine à gaz est due à l'augmentation du travail spécifique de compression, de la diminution du travail spécifique de la turbine et également à la limite (P_1 / RT_1) qui représente la baisse dans le débit massique d'air à l'admission du compresseur.

IV .3 - Technique d'amélioration des performances de la TG :

Les études d'optimisation thermodynamique au point de design des cycles combinés peuvent être classées en deux types :

- Si les paramètres du cycle gaz sont imposés, c'est-à-dire la TG est déjà conçue et on désire lui adapter un cycle vapeur, seul le choix d'optimiser les paramètres de la chaudière récupératrice HRSG à un ou plusieurs niveaux de pression est alors possible.
- Si la turbine à gaz n'est pas conçue, c'est-à-dire ses paramètres ne sont pas imposés, alors il convient de comparer les optimums de différentes configurations du cycle gaz et du cycle vapeur.

Dans notre cas on va s'intéresser à l'amélioration au niveau de la turbine à gaz.

IV .3. 1 - Injection de masse de fluide dans le circuit de TAG :

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple, de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NOx (oxydes d'azote) dans le processus de combustion. Les points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz peuvent être soit à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentés sur la figure(IV. 6).

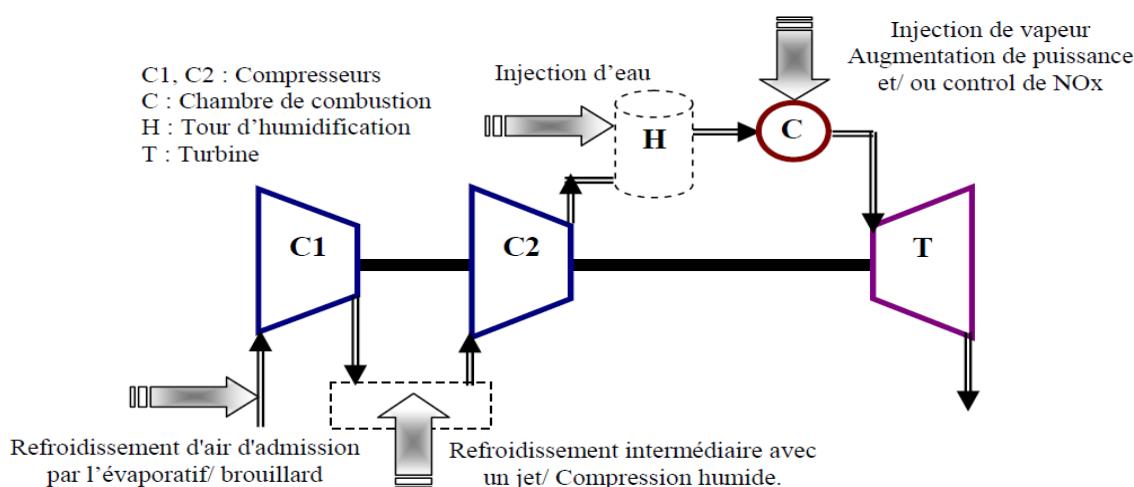


Figure (IV. 6) Points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz

3.1.1- *Systèmes de refroidissement à l'admission du compresseur :*

Il y a plusieurs stratégies pour contrôler la dégradation de la puissance d'une turbine à gaz en raison des températures ambiantes élevées. Les technologies les plus communes de refroidissement de l'air d'admission sont récapitulées. De cela les deux principales catégories sont: "systèmes de refroidissement continu" si aucun contact direct entre l'air entrant dans le compresseur et le fluide réfrigérant se produit, et " systèmes de refroidissement par évaporation" dans lequel l'effet de refroidissement est obtenu en mélangeant l'air au fluide réfrigérant. En particulier on a [15] :

- **Systèmes de refroidissement continu :**

Le refroidissement d'air est réalisé en plaçant un échangeur de chaleur en amont du compresseur dans la conduite d'admission. L'eau ou d'autres fluides réfrigérants pourrait être la source froide. Dans ce dernier cas une installation réfrigérante est exigée. La réalisation la plus commune de ces systèmes est l'installation réfrigérante de compression ou d'absorption ou avec le stockage thermique d'énergie.

- **Systèmes de refroidissement par évaporation :**

Le principe de ces systèmes est le refroidissement de l'air par évaporation de l'eau. Il y a deux stratégies principales pour des systèmes de refroidissement par évaporation, la base de cette méthode est de mettre l'air et l'eau en contact : les systèmes traditionnels dans lesquels l'air est forcé dans un nid d'abeilles mouillé placé dans la conduite d'admission du compresseur, et la méthode d'injection de brouillard qui utilise un système de jet. Les systèmes hybrides combinent le concept de refroidissement par évaporation avec un autre type d'échangeur de chaleur (habituellement les échangeurs rotatifs).

3.1.2- *Systèmes de refroidissement par évaporation traditionnelles :*

Ce système emploie un nid d'abeilles mouillées pour l'évaporation de l'eau. La baisse de la température qu'on peut réaliser par cette méthode est fonction de la conception d'équipement d'une part et des conditions ambiantes d'autre part. En se référant à la Figure (IV.7), l'efficacité du refroidissement est donné par :

Une valeur typique pour 'eff' s'obtient autour de 85 à 90 %. Ceci signifie qu'il n'est pas possible d'atteindre la température humide. Cette valeur dépend de la superficie de l'eau exposée au jet d'air et du temps de séjour. La baisse de la température (ΔT) peut être exprimée comme :

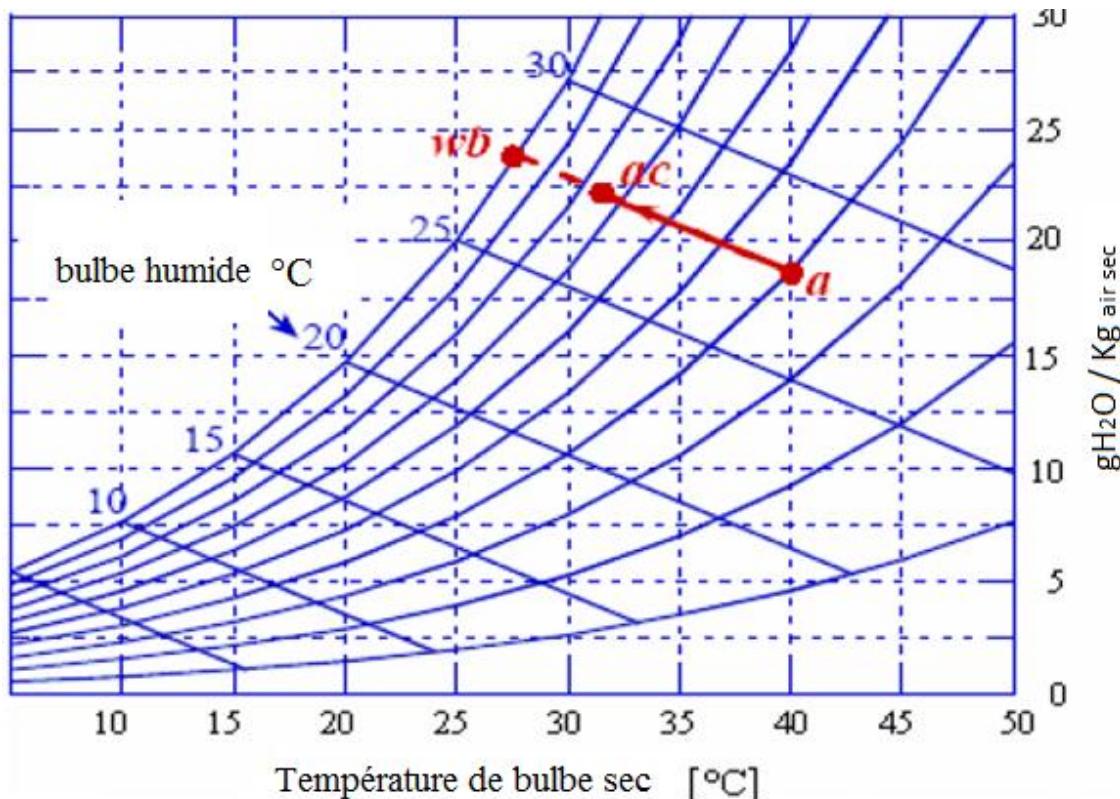


Figure (IV.7) Diagramme psychométrique de système d'évaporation traditionnelle [15]

IV .3. 2 Injection de Brouillard :

l'injection de brouillard à l'admission est une méthode de refroidissement d'air où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard de gouttelettes au moyen des becs de pulvérisation particulièrement conçus, fonctionnant à hautes pressions 70 à 200 bar. Ce brouillard fournit le refroidissement quand il s'évapore dans la conduite d'air à l'admission d'une turbine à gaz. Cette technique permet de réaliser une efficacité de refroidissement par évaporation de 100% pour atteindre la température humide à l'admission du compresseur. Les becs créent un grand nombre de petites gouttelettes de tailles variables (moins de 50 microns de diamètre). Sur la figure (IV.8) on présente un diagramme psychrométrique montrant le potentiel du brouillard. L'effet de la saturation adiabatique doit refroidir l'air de la température sèche (point a) à la température humide (point de wb). Ceci signifie une valeur d'efficacité de refroidissement (eff) de près de 100 % [15].

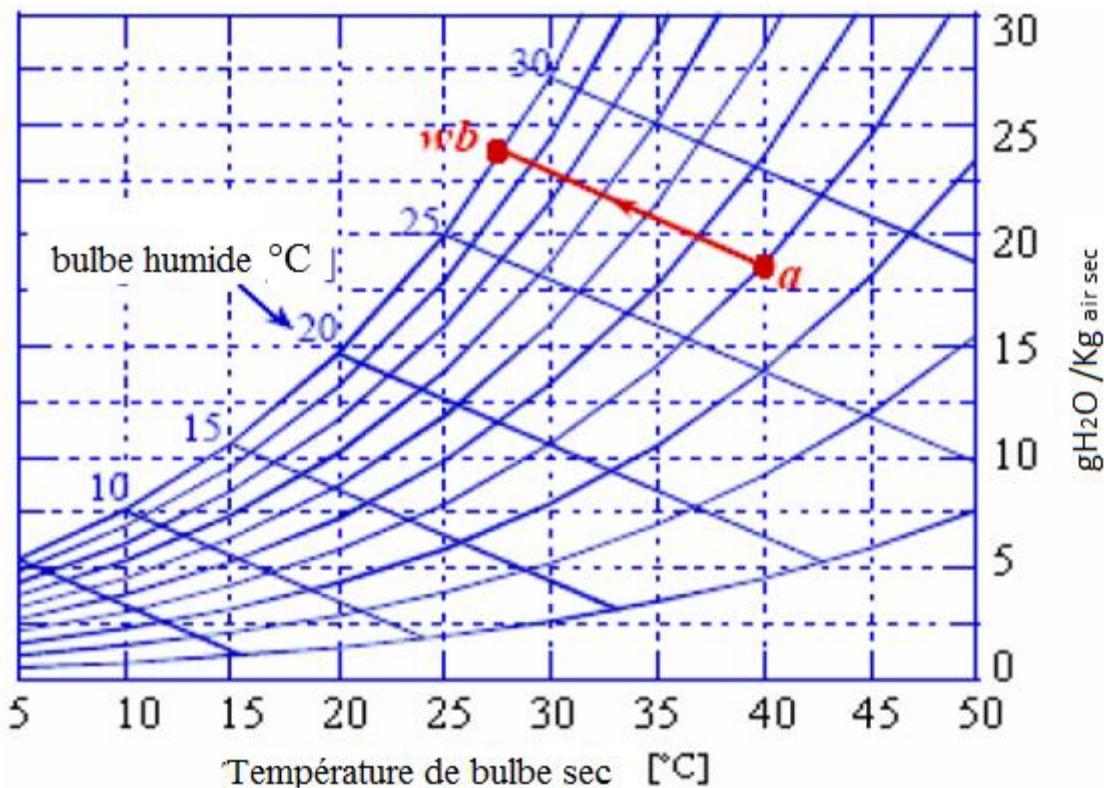


Figure (IV. 8) Diagramme psychrométrique d'injection de brouillard ($p=1.013$) [15]

En dépendance de l'endroit d'injection et la quantité de l'eau, on peut distinguer les méthodes d'injection de brouillard présentées ci-dessus :

. Brouillard à haute pression (refroidissement par évaporation) : Dans ce cas la quantité d'eau injectée dans la conduite d'admission du compresseur est strictement nécessaire pour la saturation d'air. Avec cette stratégie, l'eau d'évaporation est consommée avant que l'air rentre dans le compresseur.

. Compression humide (Overspray fogging) : Toute l'eau injectée est plus que la quantité demandée pour la saturation d'air. La quantité non évaporée rentre dans le compresseur là où l'évaporation se termine. [15]

3.2.1- Endroits des becs de brouillard :

Divers solutions sont possibles pour localiser les champs des becs, en aval du système de filtration d'air d'admission et entre le silencieux et la sortie du collecteur . La décision de localiser les rangées de becs dépend de plusieurs facteurs, y compris, la conception existante de conduite d'admission, le coût du système global et le temps de séjour des gouttelettes de brouillard. Parmi différents endroits disponibles, les tubulures de bec placé en amont du silencieux fournissent plus de temps de séjour et ils sont avantageux pour le refroidissement par évaporation et la sur vaporisation [15]. Pour éviter n'importe quelle possibilité d'endommagement provoqué par des objets étrangers, les tubulures des becs doivent être toujours installées en amont de trash screen. (sortie collecteur d'admission)

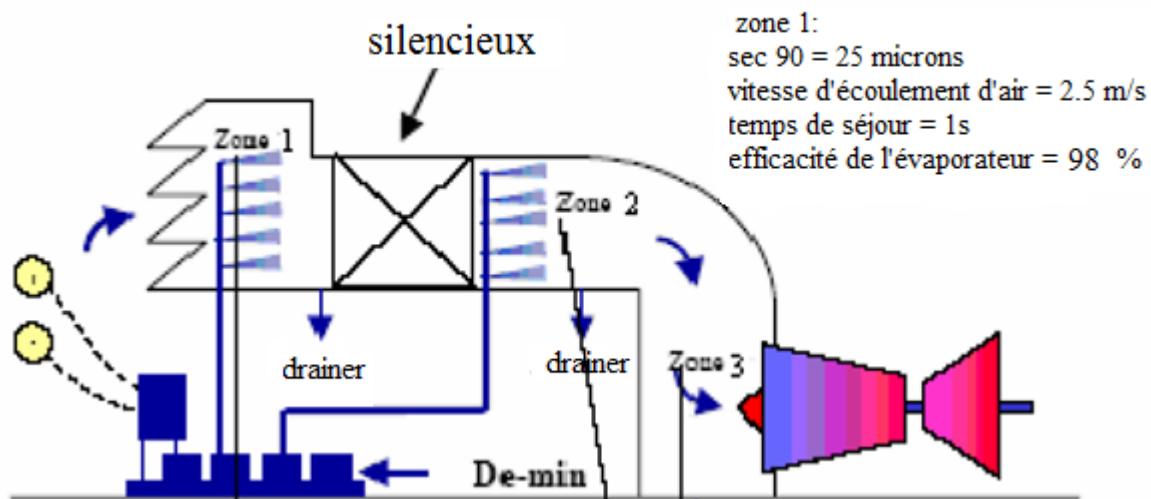


Figure (IV.9) Position des buses de brouillard [15]

3.2.2- *Compression humide :*

La compression humide est le résultat d'injection des gouttelettes de brouillard dans le compresseur à écoulement axial de la turbine à gaz. Le compresseur d'une turbine à gaz consomme une quantité non négligeable de la puissance produite par la turbine. Un des principaux avantages de la sur-vaporisation est l'augmentation de la puissance délivrée à cause de la diminution du travail de compression lié à l'évaporation continue de l'eau dans le compresseur. Les autres facteurs qui contribuent pour augmenter la puissance sont :

- augmentation dans le débit traversant la turbine.
- l'augmentation de la chaleur spécifique du mélange traversant la turbine à gaz. Typiquement, la quantité de la sur-vaporisation est dans la plage de 0.5 à 2 % du débit d'air saturé de la turbine à gaz [15].

Le concept de la compression humide à un meilleur effet que le refroidissement intermédiaire en améliorant les performances du cycle de turbine à gaz tel que la chaleur enlevée de l'air est retourné au fluide de fonctionnement sous forme de vapeur [21].

- **Refroidissement par évaporation à l'entrée du compresseur :**

Le refroidissement à l'entrée du compresseur peut être une partie de la compression humide. Quand l'air est humide sa température diminue, et à la saturation atteint une valeur plus basse. La diminution dans la température d'air dépend de la température ambiante et l'humidité relative ϕ [15].

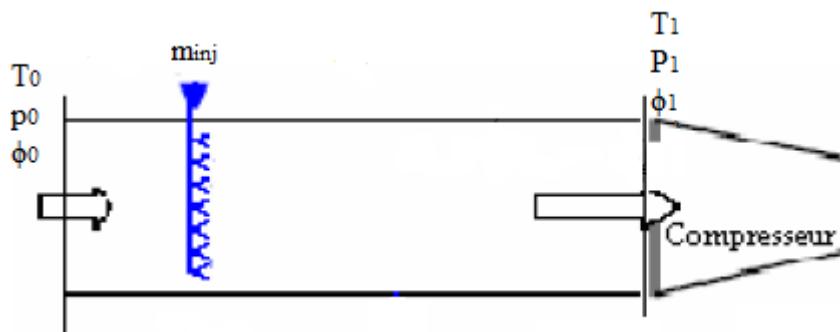


Figure (IV. 10) Admission du compresseur dans le cas d'injection de brouillard

IV .3 – Etude comparative entre le cas simple et le cas avec l'injection de brouillard :

On va faire une comparaison entre les performances de la turbine à gaz GT26 simple , et les performances de la turbine à gaz GT26 avec injection de brouillard dans le collecteur d'admission.

- Paramètres fixe :

Dans le tableau suivant, on présente les caractéristiques de l'installation a cycle combiné :

Tableau (IV. 1) Caractéristique de l'installation à cycle combiné [14]

Description	Symbole	Valeur	Unité
Efficacité compresseur	β_c	89.54	%
Rendement isentropique de compresseur	η_c	81.88	%
Efficacité turbine HP-BP	β_T	77.08	%
Rendement de la chambre de combustion (EV, SEV)	η_{EV}, η_{SEV}	98	%
Débit d'air à l'entrée de la turbine à gaz.	m_{aa}	569.57	Kg/s
Efficacité turbine à vapeur HP	β_{HP}	87.00	%
Efficacité turbine à vapeur MP	β_{MP}	89.21	%
Efficacité turbine à vapeur BP	β_{BP}	80.00	%
Pouvoir calorifique inférieure	PCI	45785	kJ/kg
Température sortie EV	T_3	1176	°C
Température sortie SEV	T_5	1311	°C
Température sortie HP	T_4	980	°C

- **Paramètres ambients :**

Température ambiante $T_{am} = 35^{\circ}\text{C}$; Température d'eau de réfrigérant $= 23^{\circ}\text{C}$;
 Pression atmosphérique $P_{am} = 1.013 \text{ bar}$; Humidité relative ambiante $HR_{am} = 70\%$.

IV.3.1 Cas simple (GT26 sans injection de brouillard) :

Dans le tableau suivant on présente les conditions opératoires de fonctionnement de la turbine GT26.

Tableau (IV. 2) Paramètres opératoires de fonctionnement de la turbine a gaz GT 26 [14]

Point	Paramètre	symbole	Valeur	Unité
1 : entré compresseur (admission)	Température Pression Débit massique d'air (total)	T ₁ P ₁ m _{aa}	35 1.013 569.57	°C Bar kg/s
2 : sortie compresseur / entré chambre combustion EV	Température Pression Débit massique de gaz EV	T ₂ P ₂ m _{EV}	607 30.39 6.2	°C Bar Kg/s
3 : sortie chambre de combustion EV / entré turbine HP	Température Pression capacité thermique	T ₃ P ₃ C _{p3}	1176.03 30.33 1.424	°C Bar kJ/kg°C
4 : sortie turbine HP/ entré chambre de combustion SEV	Température Pression Débit massique de gaz SEV	T ₄ P ₄ m _{SEV}	980 18.424 8.1	°C Bar kg/s
5 : sortie chambre de combustion SEV / entré turbine BP	Température Pression capacité thermique	T ₅ P ₅ C _{p5}	1311.28 18.9 1.7	°C Bar kJ/kg°C
6 : sortie turbine BP (échappement)	Température Pression	T ₆ P ₆	634.2 1.054	°C Bar

Dans le tableau suivant, on présente les paramètres d'air de refroidissement OTC :

Tableau (IV. 3) Débit d'air de système de refroidissement TG (OTC)

Point	Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
air ₁₆	Débit d'air ₁₆ Enthalpie Capacité thermique	$m_{\text{air}16}$ h_{16} Cp_{16}	161.48 820.128 1.026	Kg/s kJ/kg kJ/kg°C
air ₂₂	Débit d'air ₂₂ Enthalpie Capacité thermique	$m_{\text{air}22}$ h_{22} Cp_{22}	51.79 923.0284 1.035	Kg/s kJ/kg kJ/kg°C

On détermine les enthalpies des points clés du cycle thermique de la GT26 :

Tableau (IV. 4) Enthalpies des différents points de la turbine a gaz GT -26

Enthalpie	symbole	Valeur	Unité
entré compresseur	h_1	308.3826	kJ/kg
Sortie compresseur	h_2	923.02839	kJ/kg
Entré turbine HP	h_3	1674.66	kJ/kg
Sortie turbine HP	h_4	1395.52	kJ/kg
Entré turbine BP	h_5	2229.19	kJ/kg
Sortie turbine BP	h_6	1078.14	kJ/kg

On a procédé avec la même méthode de calcul utilisée dans le chapitre III et les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau suivant.

Tableau (IV. 5) Puissances de la turbine à gaz

Partie	Paramètre	valeur	Unité
Compresseur	$E_{C\ 1-16}$	291474.8275	KW
	m_{R1}	408.09	kg/s
	$E_{C\ 16_22}$	41992.62	KW
	$E_{C\ 1_22}$	333467.4477	KW
Chambre de combustion EV	m_{R2}	356.3	kg/s
	Q_{EV}	278189.66	KJ/s
Turbine HP	m_{mEV}	362.5	KW
	E_{THP}	115644.91	kW
Chambre de combustion SEV	m_{THP}	414.29	kg/s
	Q_{SEV}	363441.33	KJ/s
Turbine BP	$m_{mSE.V}$	422.39	kg/s
	E_{TBP}	672063.56	kW

- *Performances de la GT26 simple :*

- Puissance consommé par le compresseur :

$$P_C = 372422.8811 \text{ kW}$$

- Énergie thermique de combustion :

$$Q_c = 641630.99 \text{ KJ/s}$$

- Énergie développé par la turbine de détente :

$$P_T = 607165.6887 \text{ kW}$$

- Puissance utile de la GT26 :

$$P_{u-TG} = 234742.8076 \text{ kW}$$

- Rendement thermique de la GT26 :

$$\eta_{GT26} = 36.58 \%$$

- Consommation spécifique de chaleur de la GT26:

$$C_s = 9841,44 \text{ KJ/KWh}$$

IV .3.2 Cas de la GT26 avec injection de brouillard :

- ***Hypothèse :***

- Dans ce cas, on va injecter dans le collecteur d'admission un débit d'eau de 2 % du débit massique d'air.
- l'énergie absorbée par l'air sec durant la compression est égale à l'énergie absorbé par l'air humide.
- l'humidification dans le collecteur d'admission est supposé parfaite. Donc le rendement d'humidification égale a 100%.
- l'eau injectée est évaporé complètement avant le 16^{eme} étage du compresseur.

- ***Paramètre d'entrée :***

➤ **Entré du collecteur d'admission :**

Température : $T_0 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Pression : $P_0 = 1.013 \text{ bar}$

Humidité relative : $\phi_0 = 70\%$

Humidité absolue : $\varphi_0 = 0.02518 \text{ kg}_{\text{eau}} / \text{kg}_{\text{as}}$

Débit d'air : $m_{a0} = 569.57 \text{ kg/s}$

- **Quantité de vapeur :**

$$\varphi_0 = m_{v0} / m_{a0}$$

$$m_{v0} = (\varphi_0 / (\varphi_0 + 1)) \cdot m_{a0}$$

LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES



(IV. 4)

m_{v0} : débit de vapeur à l'entrée de collecteur d'admission.

m_{aas} : débit d'air sec à l'entrée de collecteur d'admission.

$$m_{v0} = (0.02518/1.02518) \times 569.57$$

$$m_{v0} = 13.98 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{s}$$

- **Débit d'air sec :**

$$m_{aas} = m_{a0} - m_{v0} \quad (\text{IV. 5})$$

$$m_{aas} = 569.57 - 13.98$$

$$m_{aas} = 555.59 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$$

- **Débit d'eau injecté :**

$$m_{e\text{inj}} = 2 \% \ m_{a0} \quad (\text{IV. 6})$$

$m_{e\text{inj}}$: débit d'eau injectée dans le collecteur d'admission

$$m_{e\text{inj}} = 0.02 \times 569.57$$

$$m_{e\text{inj}} = 11.39 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{s}$$

- **Entré du compresseur :**

- **Paramètre à l'entrée :**

Température : $T_1 = 30.04^\circ\text{C}$

Pression : $P_1 = 1.013 \text{ bar}$

Humidité relative : $\phi_1 = 100\%$

Humidité absolue : $\omega_1 = 0.027298 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{gas}}$

Débit d'air sec : $m_{aas} = 555.59 \text{ kg/s}$

- **Débit de vapeur :**

$$\omega_1 = m_{v1} / m_{aas} \quad (\text{IV. 7})$$

$$m_{v1} = \omega_1 \times m_{aas}$$

$$m_{v1} = 0.027298 \times 555.59$$

$$m_{v1} = 15.166 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{s}$$

- Débit d'eau évaporé après l'injection :

$$m_{\text{evp}} = m_{v1} - m_{v0} \quad (\text{IV.8})$$

$$m_{\text{evp}} = 15.166 - 13.98$$

$$m_{\text{evp}} = 1.186 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{s}$$

- Débit d'eau restant :

$$m_{e1} = m_{\text{einj}} - m_{\text{evp}} \quad (\text{IV. 9})$$

$$m_{e1} = 15.166 - 1.186$$

$$m_{e1} = 10.204 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{s}$$

Dans le tableau suivant on présente les paramètres d'air humide de refroidissement OTC

Tableau (IV. 6) Paramètre d'air humide de refroidissement TG (OTC)

Point	Paramètre	Symbol	Valeur	Unité
Air sec 16	Débit d'air ₁₆ Enthalpie Capacité thermique	m_{air16s} h_{16} Cp_{16}	157.52 ? 1.026	kg _{as} /s kJ/kg kJ/kg°C
Air sec 22	Débit d'air ₂₂ Enthalpie Capacité thermique	m_{air22s} h_{22} Cp_{22}	50.52 ! 1.035	kg _{as} /s kJ/kg kJ/kg°C
Vapeur d'eau 16	Débit vapeur ₁₆	m_{v16}	7.19	kg _{vap} /s
Vapeur d'eau 22	Débit vapeur 22	m_{v22}	2.31	kg _{vap} /s

Pour l'air sec à une température 30.04°C ($H_1 = 303.39 \text{ kJ/kg}$) on présente le tableau suivant :

Tableau (IV. 7) Débit et enthalpie d'air sec

Point	Paramètre	Symbol	Valeur	Unité
16	Débit d'air	m_{aa}	569.57	Kg _{as} /s
	Enthalpie	H_{16}	807.097	kJ/kg
22	Débit d'air	m_{R1}	408.08	Kg _{as} /s
	Enthalpie	H_{22}	908.66	kJ/kg

➤ Au niveau du compresseur axial :

- **Du 1^{er} au 16^{eme} étage :**

$$E_{C\ 1_16} = m_{aa} \times (H_{16} - H_1). \quad (IV. 10)$$

$$E_{C\ 1_16} = m_{aas} \times (h_{16} - h_1) + [m_{vt} \times (L_0 + C_{PV} \times (T_{16} - 273.15)) - m_{v1} \times (L_0 + C_{PV} \times T_1) - (m_{e1} \times C_{Pe} \times T_1)]. \quad (IV. 11)$$

$$T_{16} = [m_{aa} \times (H_{16} - H_1) + (m_{aas} \times h_1) + m_{v1} \times (L_0 + C_{PV} \times T_1) + (m_{e1} \times C_{Pe} \times T_1) + (m_{vt} \times C_{PV} \times 273.15) - (m_{vt} \times L_0)] / [(m_{aas} \times C_{P16}) + (m_{vt} \times C_{PV})].$$

- **Débit de vapeur total :**

$$m_{vt} = m_{v1} + m_{e1} \quad (IV. 12)$$

$$m_{vt} = 15.166 + 10.204$$

$$m_{vt} = 25.37 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{s}$$

- **Température au 16^{eme} étage :**

$$T_{16} = [569.57 \times (807.097 - 303.39) + (555.59 \times 303.39) + 15.166 \times (2501 + 1.846 \times 30.04) + (10.204 \times 4.18 \times 30.04) + (25.37 \times 1.846 \times 273.15) - (25.37 \times 2501)] / [(555.59 \times 1.026) + (25.37 \times 1.846)]$$

$$T_{16} = 721.161 \text{ K}^\circ$$

$$h_{16} = 736.07 \text{ kJ/kg}$$

- **Du 16^{eme} au 22^{eme} étage :**

$$E_{C\ 16_22} = m_{R1} \times (H_{22} - H_{16}) \quad (IV.13)$$

$$E_{C\ 16_22} = m_{R1s} \times (h_{22} - h_{16}) + [m_{R1v} \times C_{PV} \times (T_{22} - T_{16})] \quad (IV.14)$$

$$T_{22} = [m_{R1} \times (H_{22} - H_{16}) + (m_{R1s} \times h_{16}) + (m_{R1v} \times C_{PV} \times T_{16})] / [(m_{R1s} \times C_{P22}) + (m_{R1v} \times C_{PV})]$$

$$m_{R1s} = m_{aas} - m_{air16s}$$

$$m_{R1v} = m_{vt} - m_{v16}$$

- Débit air sec après picage :

$$m_{R1s} = m_{aas} - m_{air16s} \quad (\text{IV. 15})$$

$$m_{R1s} = 555.59 - 157.52$$

$$m_{R1s} = 398.07 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$$

- Débit de vapeur après picage :

$$m_{R1v} = m_{vt} - m_{v16} \quad (\text{IV. 16})$$

$$m_{R1v} = 25.37 - 7.19$$

$$m_{R1v} = 18.18 \text{ kg}_{\text{vp}}/\text{s}$$

- Température à la sortie du compresseur :

$$T_{22} = [408.08 \times (908.66 - 807.097) + (398.07 \times 807.097) + (18.18 \times 1.846 \times 721.161)] / [(398.07 \times 1.035) + (18.18 \times 1.846)]$$

$$T_{22} = 868.41 \text{ K}^\circ$$

$$h_{22} = 897.63 \text{ kJ/kg}$$

- Energie absorbée par le fluide moteur durant la compression :

$$E_{C1_16} = 286890.7003 \text{ kW}$$

$$E_{C16_22} = 41450.72892 \text{ kW}$$

$$E_{C1_22} = 328341.4292 \text{ kW}$$

➤ Au niveau de la chambre de combustion EV :

$$Q_{EV} = (h_3 \times m_{mEV}) - (h_2 \times m_{R2s}) + (m_{R2v} \times C_{PV} (T_3 - T_2)) = m_{EV} \times PCI \times \eta_{EV} \quad (\text{IV. 17})$$

$$m_{EV} = [(m_{R2s} \times (h_3 - h_2)) + (m_{R2v} \times C_{PV} (T_3 - T_2))] / [(PCI \times \eta_{EV}) - h_3] \quad (\text{IV. 18})$$

$$m_{mEV} = (m_{EV} + m_{R2s})$$

(IV. 19)

- Débit massique d'air sec restant après le picage de 22^{ème} étage :

$$m_{R2s} = m_{aas} - (m_{16s} + m_{22s})$$

(IV. 20)

$$m_{R2s} = 347.55 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$$

- Débit massique de vapeur restant après le picage de 22^{ème} étage :

$$m_{R2v} = m_{vt} - (m_{v16} + m_{v22})$$

(IV. 21)

$$m_{R2v} = 15.87 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{s}$$

$$m_{EV} = [(m_{R2s} \times (h_3 - h_2) + (m_{R2v} \times C_{PV} (T_3 - T_2)) / [(PCI \times \eta_{EV}) - h_3)]$$

$$m_{EV} = [(347.55 \times (1674.66 - 897.63) + (15.87 \times 1.846 (1449 - 868.41)) / [(45785 \times 0.98) - 1674.66)]$$

$$m_{EV} = 6.65 \text{ kg/s}$$

- Quantité de chaleur cédée dans la chambre de combustion EV :

$$Q_{EV} = (h_3 \times m_{mEV}) - (h_2 \times m_{R2s}) + (m_{R2v} \times C_{PV} (T_3 - T_2)) = m_{EV} \times PCI \times \eta_{EV}$$

$$Q_{EV} = 298380.845 \text{ kJ/s}$$

➤ Au niveau de la Turbine HP :

$$E_{THP} = m_{THP s} \times (h_3 - h_4) + m_{THP v} \times C_{PV} (T_3 - T_4)$$

(IV. 22)

- Débit massique d'air sec entrant dans la turbine HP :

$$m_{THP s} = (m_{EV} + m_{R2s} + m_{22s})$$

(IV. 23)

$$m_{THP s} = 404.72 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$$

- Débit massique de vapeur entrant dans la turbine HP :

$$m_{THP\ v} = (m_{R2v} + m_{22v}) \quad (IV. 24)$$

$$m_{THP\ v} = 18.18 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{s}$$

- Energie cédée lors de la détente HP :

$$E_{THP} = m_{THP\ s} \times (h_3 - h_4) + m_{THP\ v} \times C_{PV} (T_3 - T_4) \quad (IV. 25)$$

$$E_{THP} = 404.72 \times (1674.66 - 1395.52) + 18.18 \times 1.846 (1176 - 980)$$

$$E_{THP} = 119551.3557 \text{ kW}$$

- Au niveau de la chambre de combustion SEV :

$$Q_{SEV} = (h_5 \times m_{mSEV}) - (h_4 \times m_{THPs}) + (m_{THP\ v} \times C_{PV} (T_5 - T_4)) = m_{SEV} \times PCI \times \eta_{SEV} \quad (IV. 26)$$

$$m_{SEV} = [(m_{THP\ s} \times (h_5 - h_4) + (m_{THP\ v} \times C_{PV} (T_5 - T_4))] / [(PCI \times \eta_{SEV}) - h_5] \quad (IV. 27)$$

$$m_{mSEV} = (m_{THP\ s} + m_{SEV}) \quad (IV. 28)$$

- Débit de gaz m_{SEV} :

$$m_{SEV} = [(m_{THP\ s} \times (h_5 - h_4) + (m_{THP\ v} \times C_{PV} (T_5 - T_4))] / [(PCI \times \eta_{SEV}) - h_5]$$

$$m_{SEV} = [(404.72 \times (2228.7 - 1395.52) + (18.18 \times 1.846 (1311 - 980))] / [(45785 \times 0.98) - 2228.7]$$

$$m_{SEV} = 8.17 \text{ kg/s}$$

- Débit de mélange air sec + gaz :

$$\begin{aligned} m_{mSEV} &= (m_{THP\ s} + m_{SEV}) \\ &= 8.17 + 404.72 \end{aligned} \quad (IV. 29)$$

$$m_{mSEV} = 412.89 \text{ kg/s}$$

- Quantité de chaleur cédée dans la chambre de combustion SEV :

$$Q_{SEV} = (h_5 \times m_{mSEV}) - (h_4 \times m_{THPs}) + (m_{THP_v} \times C_{PV} (T_5 - T_4)) = m_{SEV} \times PCI \times \eta_{SEV}$$

$$Q_{SEV} = 366582.181 \text{ kJ/s}$$

$$E_{TBP} = m_{TBP_s} \times (h_5 - h_6) + m_{TBP_v} \times C_{PV} (T_5 - T_6) \quad (\text{IV.30})$$

- Débit massique d'air sec entrant dans la turbine HP.

$$m_{TBPs} = m_{mSEV} + m_{16s} \quad (\text{IV.31})$$

$$= 412.89 + 157.52$$

$$m_{TBPs} = 570.41 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$$

- Débit massique de vapeur entrant dans la turbine HP.

$$\begin{aligned} m_{TBPv} &= m_{THP_v} + m_{16v} \\ &= 18.18 + 7.19 \end{aligned} \quad (\text{IV.32})$$

$$m_{TBPs} = 25.37 \text{ kg}_{\text{vap}}/\text{s}$$

- Energie cédée lors de la détente BP :

$$\begin{aligned} E_{TBP} &= m_{TBP_s} \times (h_5 - h_6) + m_{TBP_v} \times C_{PV} (T_5 - T_6) \\ E_{TBP} &= 570.41 \times (2228.7 - 1076.1) + 25.37 \times 1.846 (1311 - 633) \end{aligned}$$

$$E_{TBP} = 689207.3536 \text{ kW}$$

- Performances de la GT26 avec injection de brouillard :

- puissance consommé par le compresseur :

$$P_c = E_c / \beta_c \quad (\text{IV.33})$$

$$P_c = 328341.4292 / 0.8954$$

$$P_c = 366698.0447 \text{ kW}$$

- Energie thermique de combustion :

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_{SEV} + Q_{EV} \\ &= 366582.181 + 298380.845 \end{aligned} \quad (\text{IV.34})$$

$Q_c = 664963.026 \text{ kJ/s}$

- Energie développé par la turbine de détente :

$$\begin{aligned} P_T &= \beta_T \times (E_{THP} + E_{TBP}) \\ &= 77.08 \times (113957.06 + 689207.3536) \\ &= 0.7708 \times 808758.7093 \end{aligned} \quad (\text{IV.35})$$

$P_T = 623391.2131 \text{ kW}$

- Puissance utile de la GT26 :

$$\begin{aligned} P_u &= P_T - P_c \\ P_u &= 623391.2131 - 366698.0447 \end{aligned} \quad (\text{IV.36})$$

$P_{u-TG} = 256693.1684 \text{ kW}$

- Rendement thermique de la GT26 :

$$\begin{aligned} \eta_{GT26} &= P_{u-TG} / Q_c \\ \eta_{GT26} &= 256693.1684 / 664963.026 \end{aligned} \quad (\text{IV.37})$$

$\eta_{GT26} = 38.6\%$

- Consommation spécifique de chaleur :

$$\begin{aligned} C_s &= (Q_c / P_u) \times 3600 \\ &= (2.59) \times 3600 \end{aligned} \quad (\text{IV.38})$$

$C_s = 9326.42 \text{ kJ/ kWh}$

IV.3. 3 Tableau de comparaison :

3.3.1- Présentation de tableau :

Dans le tableau suivant on présente une comparaison entre les performances de la turbine à gaz GT26 avec injection de brouillard et sans injection :

Tableau (IV. 8) Tableau de comparaison entre le cas simple et le cas avec amélioration

Paramètre	GT26 simple	GT26 avec injection de brouillard
Energie consommée par le compresseur (kW)	372422.8811	366698.0447
Energie thermique de combustion (KJ/s)	641630.99	664963.026
Energie développée par la turbine à détente (kW)	607165.6887	623391.2131
Puissance utile (kW)	234742.8076	256693.1684
Rendement thermique (%)	36.58	38.6
Consommation spécifique de chaleur (KJ/KWh)	9841,44	9326.42

3.3.2- Interprétation du tableau :**• Énergie consommée par le compresseur :**

On voit clairement que l'énergie consommée par le compresseur a diminué lors d'injection de brouillard dans le collecteur d'admission, cette diminution est due à la réduction de température à l'entrée de compresseur et la diminution de température de sortie compresseur car cette énergie est absorbée par l'air et par l'eau qui va s'évaporé. (Réduction de 1.6%).

• Quantité de chaleur fournie :

On remarque bien l'augmentation de quantité de chaleur fournie au niveau des chambres de combustion lors d'injection de brouillard à cause de la diminution de température de sortie compresseur et l'augmentation du débit de fluide moteur donc augmentation de débit de gaz injecté pour arriver à une température fixe à la sortie de chambre de combustion (augmentation de 3%).

• Energie développée par la turbine à détente :

On constate l'augmentation d'énergie développée par la turbine à détente lors d'injection de brouillard car on a une augmentation de débit de fluide moteur (augmentation de 3%).

• Puissance utile :

La puissance utile est la différence entre la puissance de la turbine de détente et la puissance du compresseur .dans le cas d'injection de brouillard l'augmentation de la puissance turbine et la diminution de puissance compresseur entraîne une augmentation de la puissance utile (augmentation de 9.4%).

• Rendement thermique :

Le rendement thermique de la turbine à gaz est le rapport entre la puissance utile et la quantité de chaleur fournie l'augmentation du rendement thermique dans le cas d'injection de brouillard est due à l'augmentation de la puissance utile.

• Consommation spécifique de chaleur :

la consommation spécifique de chaleur est la quantité de chaleur nécessaire pour produire une puissance dans un temps donné, dans le cas d'injection de brouillard l'augmentation de

puissance de la turbine est accès importante ce qui donne une diminution de la consommation spécifique de chaleur.

IV .4 Application de la technique d'injection de brouillard :

Des nombreux tests HF (injection de brouillard a haute pression) sont effectués sur la turbine GT26, alors un nombre important de moteurs dans le domaine a été équipé avec HF, le refroidissement par évaporation et les technologies de brumisation.

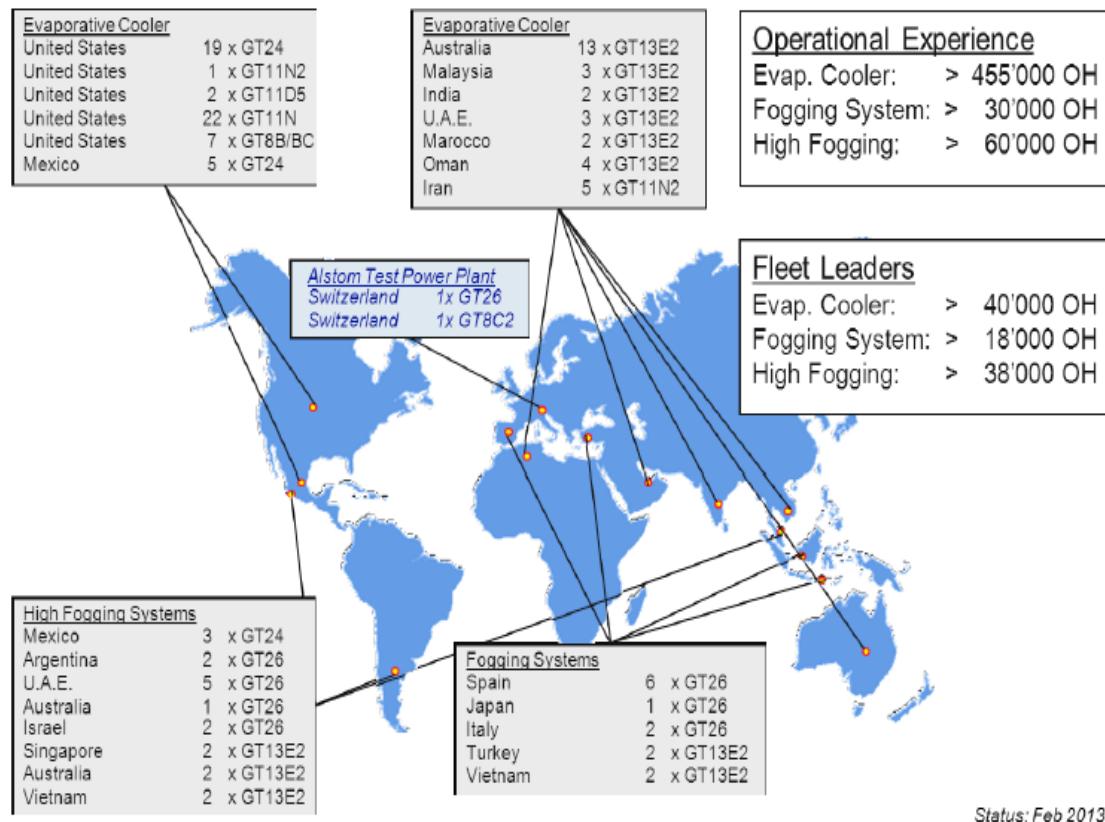


Figure (IV. 5) Expérience d'Alstom HF (injection de brouillard a haut pression) et refroidissement d'air d'entré [23]

À l'heure actuelle, il y a 13 GT24 / GT26 et 6 turbine de GT13E2 dans le monde entier avec le fonctionnement de HF(injection de brouillard a haut pression) intégré. Le chef unité Alstom a collecté plus de 38.000 HF heures de fonctionnement du début de l'année 2013, et tous les moteurs équipés de cette technologie ont à ce jour fonctionné en toute sécurité et de manière fiable, une production de mégawatts peu coûteux et supplémentaires pendant les mois chauds de l'été. [23]

IV .5 – Conclusion :

En étudiant les deux cas de fonctionnement de la GT26 dans des conditions climatiques standard, nous pouvons affirmer que la présence du refroidissement par injection de brouillard dans le collecteur d'admission augmente le débit massique du fluide moteur et réduit la consommation du compresseur, ce qui améliore le rendement global de la TG et la puissance.

Le choix technique du système à installer pour le renforcement de la capacité d'une centrale dépend largement des conditions du site d'implantation (température, humidité de l'air et la disponibilité de l'eau) ainsi que des performances du design de la turbine à gaz.

Le choix économique, quant à lui, repose sur le retour sur l'investissement, en considérant les heures de fonctionnement effectives du système, la quantité et la valeur de l'augmentation de l'énergie produite.

Conclusion général

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles un des moyens les plus sollicités pour la production d'électricité.

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'enrichir nos connaissances sur les turbines à gaz, à vapeur et sur le cycle combiné. Durant l'élaboration de ce sujet, nous sommes arrivés à faire l'étude analytique et thermo-énergétique de la machine thermique, cette études nous a montré que :

- le cycle combiné gaz-vapeur est la meilleure combinaison qui permettre d'attendre de plus haut puissance et des rendements élevée.
- l'utilisation du réchauffage dans la turbine a gaz et une chaudière a 3 niveaux de pression pour la turbine a vapeur, augment les performances du cycle combiné.
- les performances de la turbine a gaz (et du cycle combiné) sont influencées par les conditions ambiant et en particulier la température qui varie considérablement durant les différentes saisons.
- l'injection de brouillard est une technique pour diminuer le travail consommé par le compresseur et augmenté le débit massique de fluide moteur, alors son utilisation augmente le rendement et la puissance du cycle.
- l'étude thermodynamique seule n'est pas suffisante pour prendre la décision d'appliquer la technique d'injection de brouillard, mais l'étude économique et environnemental est obligatoire avant de passer a des tests sur site.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire sera développé par d'autre étudiants, qui vont s'intéresser à la combinaison de l'injection de brouillard et l'injection de vapeur dans la chambre de combustion pour améliorer les performances de la turbine à gaz et du cycle combiné.

Références bibliographiques

- [1] Site web, portail Algérien des énergie renouvelable, "https://portail.cder.dz/ spip.php?article3690".consulté le 15/01/2016
- [2] Site web, ministère d'énergie et des mines,"www.energy.gov.dz/francais/index.php?page=energies-nouvelles-et-renouvelables-4 "consulté le 13/01/2016.
- [3] Document Alstom , "présentation KA26 / 19avril2007 / Rev. 2.1 / ENDESA France / Ph.P".
- [4] Document Alstom - Shariket Kahraba Terga S.p.a. , " Quest-ce qu'une centrale_terga/ 06-06-2008"
- [5] Document Alstom (Switzerland) Ltd, "cours de formation-220053frFcomposant principaux d'un groupe turbo-alternateur 2009".
- [6] Document Alstom (Switzerland) Ltd,"ATT02 Pages de HTCT692219V0001 A Bloc thermique TG MBA01 2009".
- [7] Document Alstom (Switzerland) Ltd,"220332frA Système d'aubes directrices variables de compresseur 2009".
- [8] Document Alstom – hariket kahrabaTergaS.p.a, " ATT01 HTGG422261 F Caractéristiques techniques de l'interneur 50WT21H-120 2009".
- [9] Document Alstom- operating maintenance Algerie , "ATT01 page 2 HTGD 693000 V0139 B présentation de la centrale de la turbine vapeur 2009".
- [10] Document Alstom- operating maintenance Algerie , "ATT01 page de HTGD 693000 V0139 B description technique de la turbine a vapeur 2009 ",
- [11] Document Alstom- operating maintenance Algerie French Version - Terga O&M Training Manual-FR_RevC 2009".
- [12] Document Alstom- "220331frB système d'air de refroidissement et d'étanchéité 2009".
- [13] Document Astom- operating maintenance Algerie "220324frD système de graissage et huile de secours 2009".
- [14] Donnée exploratoire de salle de contrôle des systèmes "DCS" le 07/03/2016 a 10 :30 h
- [15] Doctoral thesis 2002-2004 " A parametric evolution of fogging technology for gas turbine performance enhancement " by Francesco Melano
- [16] S.L Dixon,1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery" , 3rd Edition Pergamon Press oxford (New York,Sydney,Frankfurt).

Références bibliographiques

- [17] - Lucien Vivier- Edition Albin Michel 1965 Turbine à vapeur et à gaz".
- [18] Site Web ,'' https://fr.wikipedia.org/wiki/Centrale_thermique''consulté le 25/01/2016''
- [19] Heinz et Capliez ,'' Technologie d'électricité ,Edition Foucher, Tome1,Paris
- [20] Turbine à gaz, URL: [Www. Wikipédia.com](http://www.Wikipédia.com) 2015
- [21] Kleinschmidt,r.V ,''Value of Wet compression gas turbine cycl'',mechanical ingeneering,vol69no2 .
- [22] Potter,P.J. ,1976, "Power plant theoryand desibn",2nd edition of team power plant john wiley and son NEW YORK CHICETER BRISBANE TORONTO.
- [23] Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air, Meher-Homji, C.B., Mee, T.R., Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium, Houston, TX, September 1999

Annexe

**Revue bibliographique
sur les centrales de
production d'électricité
et les Turbines**

Annexe : Revue bibliographique sur les centrales de production d'électricité et les Turbines

A .1 - Introduction :

Facile à transporter et à convertir, l'électricité est de loin la forme d'énergie la plus indispensable au développement économique, et ce dans tous les pays du monde. Son importance relative s'accroît avec les progrès techniques, l'industrialisation et le besoin de confort moderne. L'augmentation de sa production est synonyme d'amélioration de la qualité de vie et de création de richesse. Et pourtant le taux d'accès à l'électricité reste de nos jours qu'à 25% pour les Africains.

La méthode la plus courante pour produire des quantités d'électricité allant de plusieurs kilowatts à plusieurs mégawatts est d'utiliser un générateur, convertissant une énergie mécanique en une tension alternative.

A .2 - Centrales électriques :

A .2.1 - Définition :

Une centrale électrique est un site industriel destiné à la production d'électricité. Les centrales électriques alimentent en électricité, au moyen du réseau électrique, les consommateurs, particuliers ou industriels éloignés de la centrale. La production d'électricité y est assurée par la conversion en énergie électrique d'une énergie primaire qui peut être soit mécanique (force du vent, force de l'eau des rivières, des marées...), soit chimique (réactions d'oxydoréduction avec des combustibles, fossiles ou non tels que la biomasse), soit nucléaire, soit solaire...

Ces énergies primaires peuvent être renouvelables (biomasse) ou quasiment inépuisables (énergie solaire) ou au contraire peuvent constituer des ressources dont la disponibilité est limitée dans le temps (combustibles fossiles). [16]

A .2. 2 - Historique :

La première centrale électrique, la *Pearl Street Station*, a été mise en service le 4 septembre 1882 par Thomas Edison dans le bas-Manhattan, ce qui a permis de faire fonctionner l'éclairage électrique des bureaux du New York Times et d'autres bâtiments aux alentours de Wall Street. La centrale ne délivrant que du courant continu ne pouvait fournir efficacement qu'un petit secteur géographique. Le premier générateur, baptisé "Jumbo", était bien moins efficient que ceux d'aujourd'hui : il avait un rendement de 3 à 4 % de l'énergie du charbon utilisé. Quelques années après, Edison a cependant vu l'intérêt de la cogénération en réutilisant la chaleur générée par le système électrique pour chauffer les bâtiments. Six années

après Edison, l'invention par Nikola Tesla du courant alternatif a permis de transporter le courant électrique à bien plus grande distance que le courant continu, et donc de limiter le nombre de centrales nécessaires [17].

A .2.3 - Types des centrales [18] :

3 .1 Centrales thermiques non renouvelable :

Les centrales thermiques englobent :

3 .1.1 - Centrales à flamme :

Qui elles-mêmes comprennent :

✓ Centrales conventionnelles :

Les centrales les plus répandues sont constituées d'une chaudière et d'une turbine à vapeur (Cycle de Rankine). Leur carburant est le plus souvent du charbon mais on trouve aussi des chaudières utilisant de la biomasse, du gaz naturel, du pétrole, du fioul ou des déchets municipaux.

La plupart des centrales à charbon sont de type à « charbon pulvérisé », où le charbon est réduit en poudre très fine dans des broyeurs et injecté dans le foyer de la chaudière. Les centrales les plus récentes possèdent un cycle vapeur supercritique, qui permet d'avoir un rendement qui dépasse 45 %.

✓ Centrales à turbine à combustion :

- **A cycle simple** : Les turbines à gaz en cycle simple sont peu coûteuses à construire, de plus elles ont l'avantage de démarrer très rapidement (contrairement aux centrales conventionnelles à vapeur qui ont une certaine inertie).
- **A cycle combiné** : Le cycle combiné consiste à récupérer l'énergie thermique des gaz, très chauds (dépassant désormais 600 °C) à l'échappement de la turbine à combustion, pour produire, dans une chaudière de récupération, de la vapeur d'eau utilisée pour alimenter un groupe turbo-alternateur à vapeur.

✓ Centrales à moteurs à explosion :

Certaines centrales électriques utilisent des moteurs Diesel pour entraîner les alternateurs.

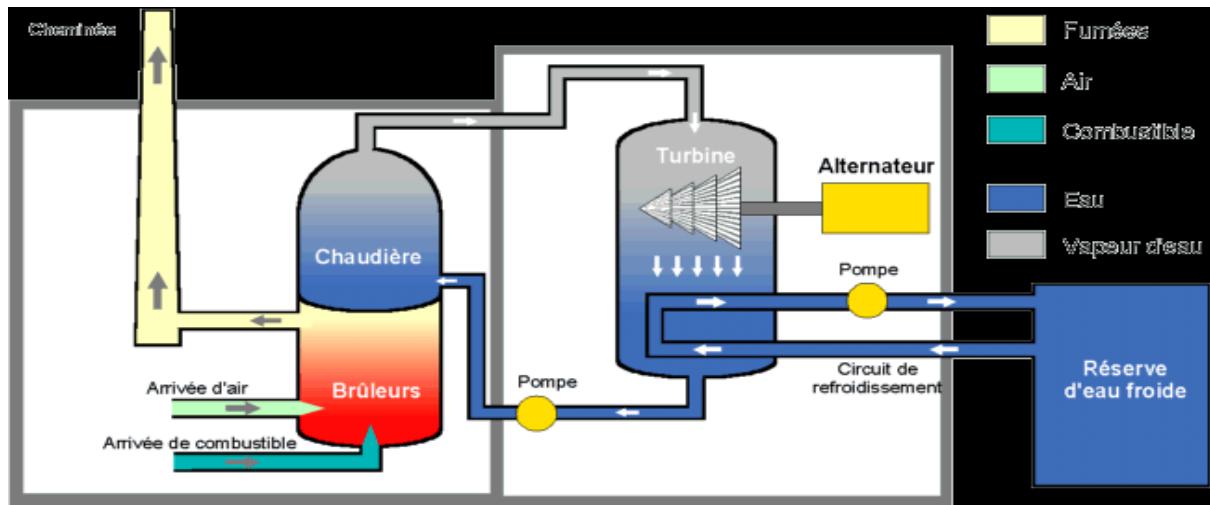


Figure (A. 1) Centrale thermique [18]

✓ **Centrales nucléaires :**

Les centrales nucléaires utilisent également des cycles de conversion thermodynamique : dans le réacteur nucléaire, l'énergie obtenue à la suite de la réaction de fission de l'uranium et du plutonium est la source de chaleur utilisée. Un circuit primaire permet de refroidir le réacteur et de transférer la chaleur dégagée à un générateur de vapeur (chaudière) qui produit la vapeur d'eau alimentant la turbine à vapeur, comme dans une centrale thermique conventionnelle. Actuellement, les centrales nucléaires produisent environ 15 % de l'électricité mondiale. Elles n'émettent pas de gaz carbonique (CO_2) contrairement aux centrales conventionnelles à flamme, mais elles engendrent des déchets radioactifs.

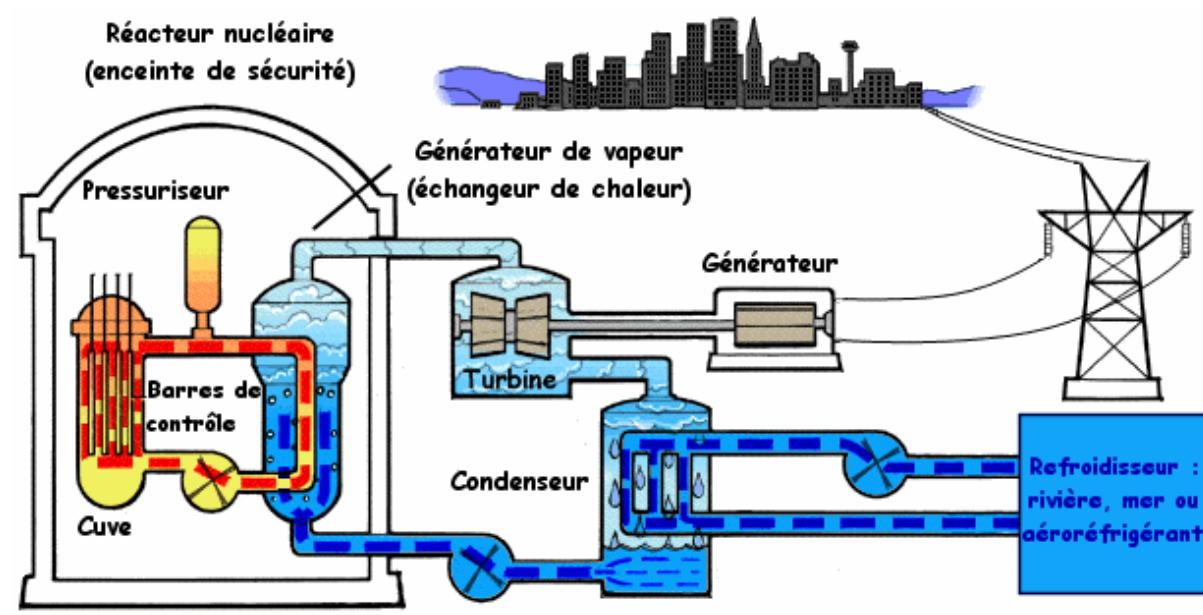


Figure (A. 2) centrale nucléaire [18]

3 .2 Centrales a énergie renouvelable :

3 .2.1 - Centrale hydroélectrique :

L'énergie hydraulique est depuis longtemps une solution mise en œuvre dans la production d'électricité car elle utilise une énergie renouvelable. À un étranglement des rives d'un cours d'eau, les hommes érigent un barrage qui crée une retenue d'eau. Au pied de ce barrage, on installe des turbines reliées à des alternateurs. On alimente en eau sous pression les turbines par un système de canalisations et de régulateurs de débit.

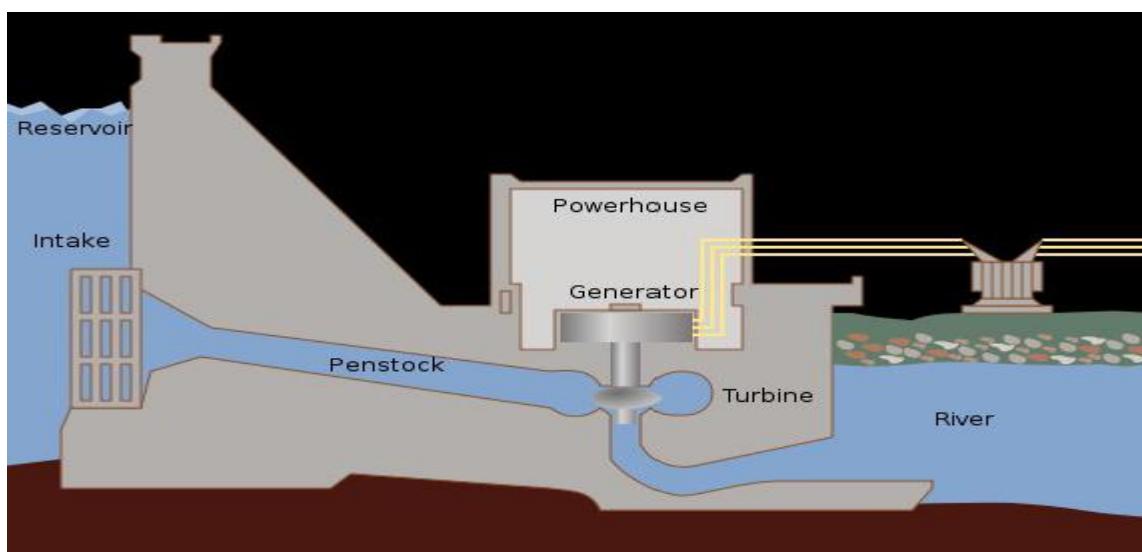


Figure (A. 3) centrale hydroélectrique [18]

3 .2.2 - Centrale a énergie solaire :

On distingue les centrales électriques solaires photovoltaïques des centrales électriques thermiques, ces dernières étant très peu développées. Centrale solaire photovoltaïque :

Cet autre moyen de fabriquer de l'électricité avec l'énergie solaire utilise les rayonnements lumineux du soleil, qui sont directement transformés en un courant électrique par des cellules à base de silicium ou autre matériau ayant des propriétés de conversion lumière/électricité. Chaque cellule délivrant une faible tension, les cellules sont assemblées en panneaux [20].



Figure (A. 4) Centrale photovoltaïque [18]

3.2.3 - Énergie solaire thermique :

Pour capter un maximum d'énergie thermique solaire, plusieurs rangées de miroirs disposés en arc de cercle face à la course du soleil renvoient les rayons solaires en un seul point, appelé foyer. Pour que le foyer ne change pas de position en permanence, les miroirs sont orientables et pilotés par un système centralisé. À ce foyer une chaudière contenant un liquide sert de capteur d'énergie.

- Un autre système utilise des miroirs incurvés face au sud dans l'hémisphère nord munis d'un tube rempli d'un fluide qui s'échauffe aux rayons du soleil concentrés par le miroir. Le liquide est en général de l'eau qui surchauffée par l'énergie thermique solaire est conduite jusqu'à une turbine à vapeur.
- Enfin, un autre système appelé tour solaire utilise l'énergie solaire pour chauffer l'air contenu dans une immense serre. L'air chauffé est alors plus léger et monte dans une cheminée où sont actionnées des turbines.

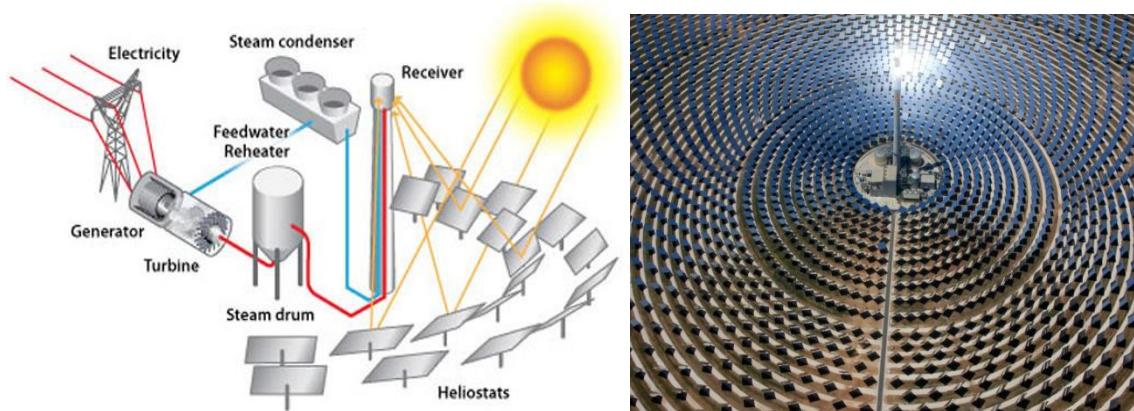


Figure (A. 5) Centrale solaire thermique [18]

3 .2.4 - Centrale Éolienne :

L'énergie éolienne est produite sous forme d'électricité par une éolienne. Des éoliennes formées d'un mat surmonté d'un générateur électrique entraîné par une hélice, sont positionnées idéalement sur les plans d'eau ou les collines ventées.

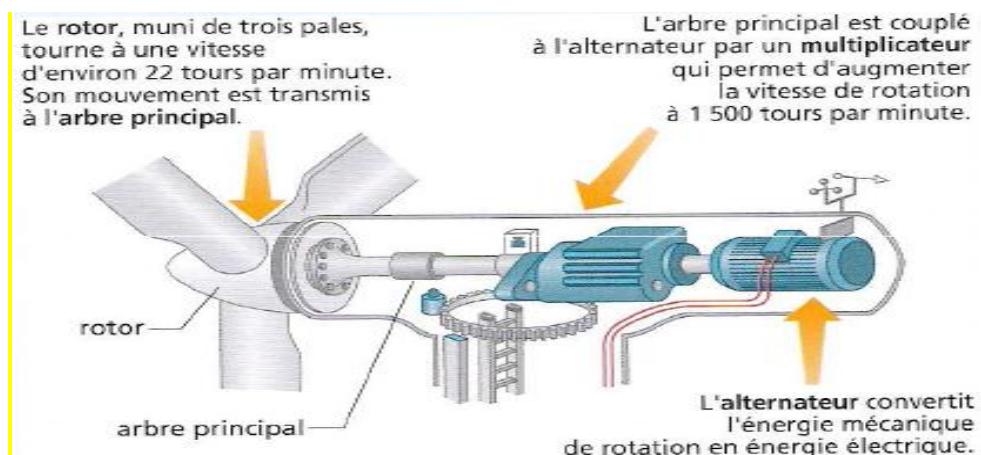


Figure (A. 6) Centrale éolienne [18]

3 .2.5 - Centrales géothermiques :

La terre est composée d'une croûte, posée sur un manteau de roche en fusion. Le principe de l'énergie géothermique consiste à creuser un trou dans cette croûte, à envoyer un fluide caloporteur au fond à l'aide d'un tuyau et à récupérer ce fluide chauffé remontant par un autre tuyau. Cette chaleur fait tourner des turbines qui entraînent des alternateurs. Cette énergie est d'un usage courant en Islande où elle est facile à mettre en œuvre.

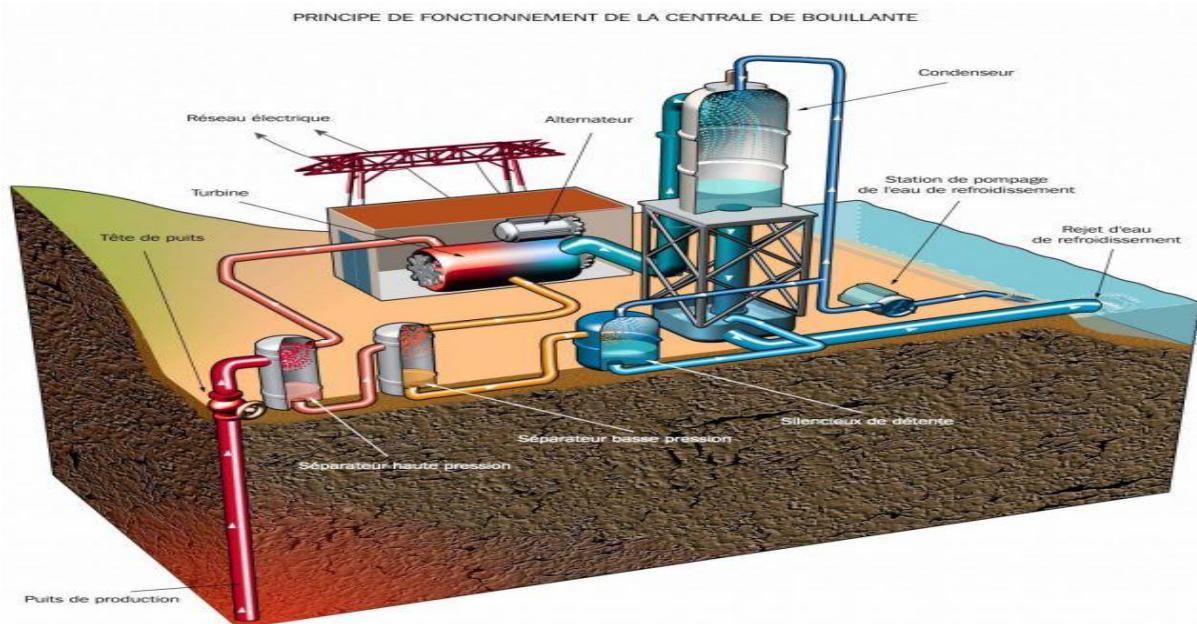


Figure (A. 7) Centrale géothermique [18]

A .3 - Centrale à turbine a combustion :

A .3.1 - Généralités sur les turbines [19] :

Une **turbine** est un dispositif rotatif (turbomachine) destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion), dont le couple est transmis au moyen d'un arbre. L'énergie du fluide, caractérisée par son débit et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur (ou tout autre récepteur mécanique rotatif). La conception des turbines conventionnelles est fondée sur deux technologies on distingue :

✓ *Turbines à action :*

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

✓ *Turbines à réaction :*

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$.

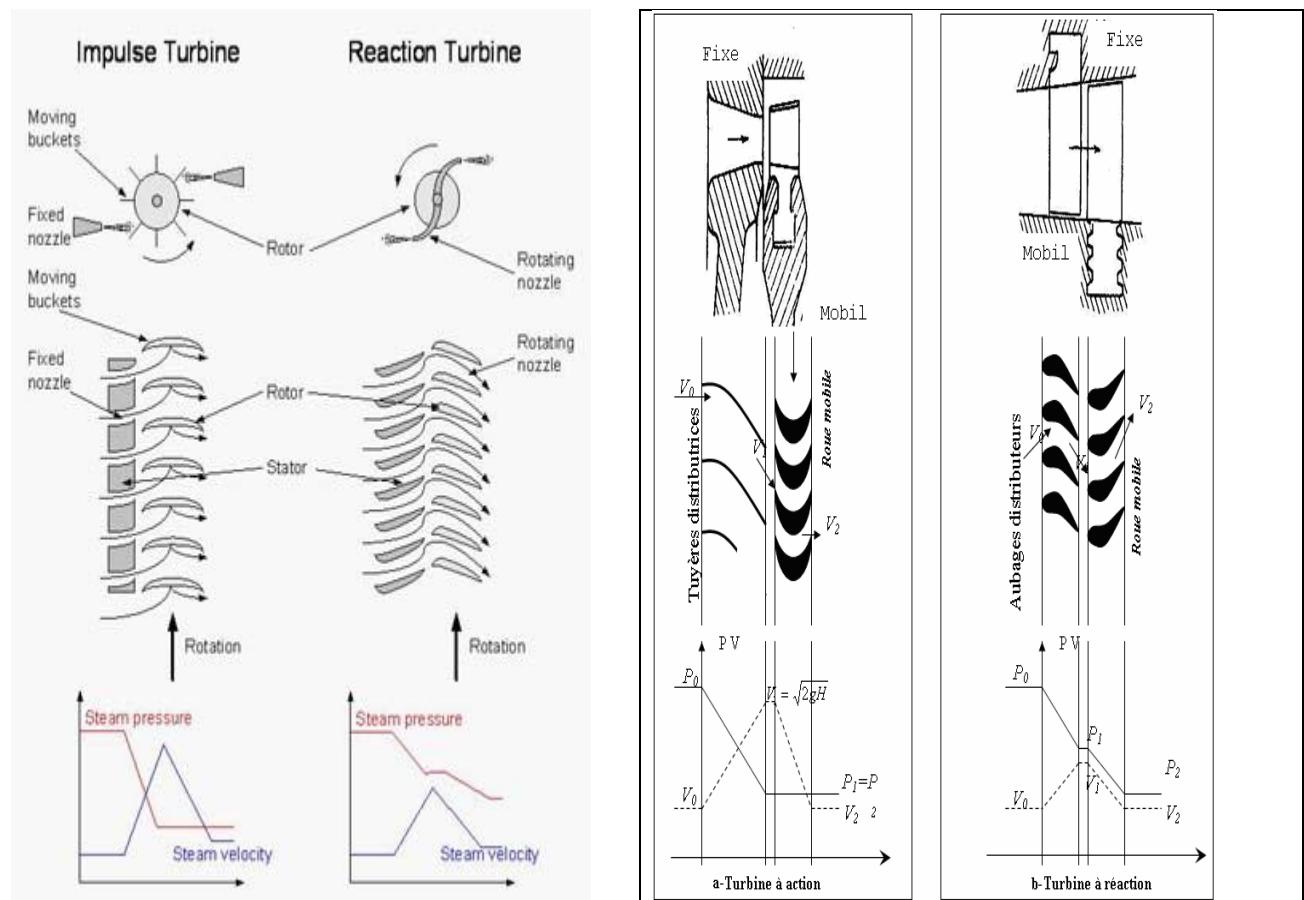


Figure (A. 8) Turbine a action et réaction [19]

Une turbine est constituée de deux organes essentiels : un distributeur fixe (stator) dont le rôle principal est de donner une orientation convenable aux filets fluides qui pénètrent dans le rotor ; une roue mobile (rotor) munie d'ailettes ou d'augets et dont le rôle est de transformer l'énergie du fluide en énergie mécanique. Certaines turbines sont équipées d'un troisième organe appelé diffuseur, destiné à récupérer, sous forme d'énergie de pression, l'énergie cinétique résiduelle du fluide à la sortie de la roue.

Selon le fluide utilisé [5], on distingue plusieurs types de turbines, et le type de turbine définit alors le type de centrale électrique.

Tableau (A. 1) Type de turbine [19]

Fluide	Type de turbine	Type de centrale	Cycle thermodynamique
Vapeur	Turbine à vapeur	Centrale thermique (à combustion fossile, nucléaire, solaire à concentration, géothermique)	RANKINE Hirn / Hirn avec surchauffe
Gaz	Turbine à Gaz	Centrale à Gaz	Joule- Brayton

A .3.2 - Turbine a gaz :

2.1 Définition :

Turbine à gaz , appelée aussi turbine a combustion fait partie des turbomachines .c'est une machine tournante thermodynamique appartenant a la famille des moteurs a combustion interne dont le rôle est de produire d'énergie mécanique (rotation d' un arbre a partir d'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel. Gaz ...)(1.2) .

Ses principales qualités sont :

Une installation simple et une puissance spécifique élevée.

Disponibilité élevée (plus de 95%).

Poly combustible (gaz, fioul,...).

Exige peu de fluide de refroidissement (eau ou air).

Accepte les conditions climatiques extrêmes (moyennant des adaptations sur l'aspiration d'air et les auxiliaires combustible et lubrification).

Mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes).

Son principal défaut est son assez faible rendement thermique intrinsèque (30% a 35%), mais qui peut être compensé souvent par la possibilité d'utiliser un combustible à faible valeur commerciale. toute fois des progrès technologiques récents améliorent ce rendement (on atteint 38 a 42 %)

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se repartissent en deux classes :

- **Turbomoteurs** : fournissant l'énergie mécanique disponible sur un arbre.
- **Turboréacteurs** : fournissant l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposé en priorité .les turboréacteurs sont utilisées de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe avions et missiles.

Parmi les utilisations non aéronautiques on peut citer (2.3)

Les turbo-alternateurs destinés aux centrales et production électriques.

Les machines utilisées dans les stations de pompage.

La traction terrestre, que elle soit ferroviaire avec les turbotrains ou d'application militaire.

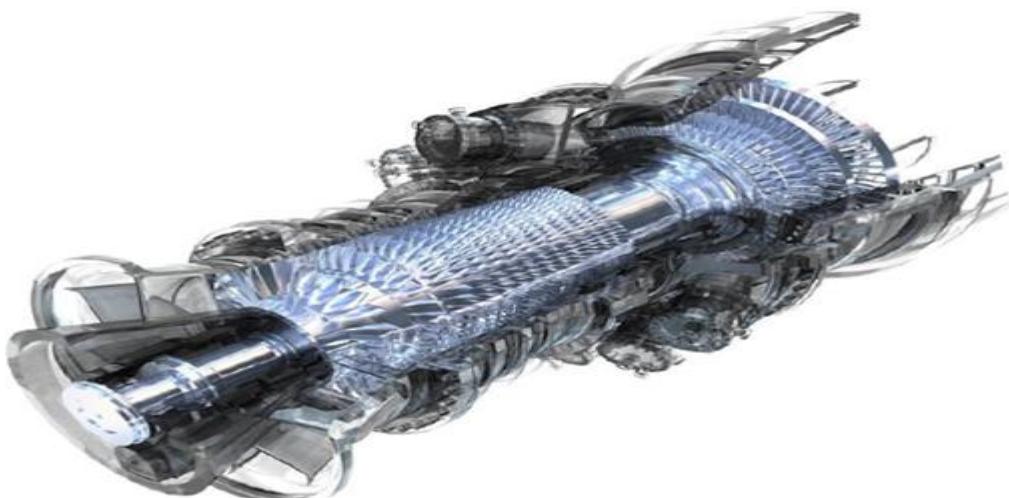


Figure (A. 9) Turbine a gaz [5]

2.2 Etat de l'art des turbines a gaz :

Le premier brevet d'invention relatif à une machine à gaz a été décerné à l'anglais John Barber en 1791.

En 1861, Mennons inventa une turbine à gaz dont la conception est voisine des turbines à gaz modernes à circuit ouvert.

Il a utilisé pour la compression d'air un compresseur centrifuge à un seul étage et pour la détente des gaz chauds une turbine radiale à un seul étage aussi.

Soltze projeta une machine en 1872 et essaya sans succès de la réaliser de 1902 à 1904.

Parsons est le premier inventeur qui a prévu l'emploi d'un compresseur et d'une turbine à plusieurs étages en 1884. Les aubes de la turbine sont refroidies à l'aide d'une circulation d'eau

De 1901 à 1906 Armengaud et Lemale ont fait des recherches pour réaliser une machine plus moderne. Parmi leurs inventions de réalisation il faut citer un groupe à gaz qui peut tourner en autonomie avec un rendement global de 3 %. Cette machine, utilisant les premiers compresseurs centrifuges.

L'invention du turbocompresseur à gaz d'échappement et son application par Alfred Buchi en 1911, aux moteurs diesel par August Rateau en 1916.

La turbine réalisée par Brown-Boveri et Cie a été présentée à l'exposition nationale suisse de 1939 à Zurich. Les gaz chauds admis dans cette turbine sont à la température de 550 °C, sa puissance utile était de l'ordre de 4 MW et son rendement montait à environ 17%. Concernant l'économie de turbines à gaz, le procédé d'utiliser des échangeurs de chaleur permet d'élever son rendement et d'améliorer l'économie de toute l'installation.

En 1961 WESTINGHOUSE a commissionné sa TG « W 191 » ayant une puissance de 18 MW et un rendement de 25.4% la température maximal TiT est de 788°C

Dès 1980, la majorité des constructeurs ont commencé à développer la classe *F* de turbine à gaz industrielles ayant une température maximal du cycle de 1260°C et qui ont été commercialisées dans les années 1990 [20].

2.3 Éléments et le principe de fonctionnement d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu.

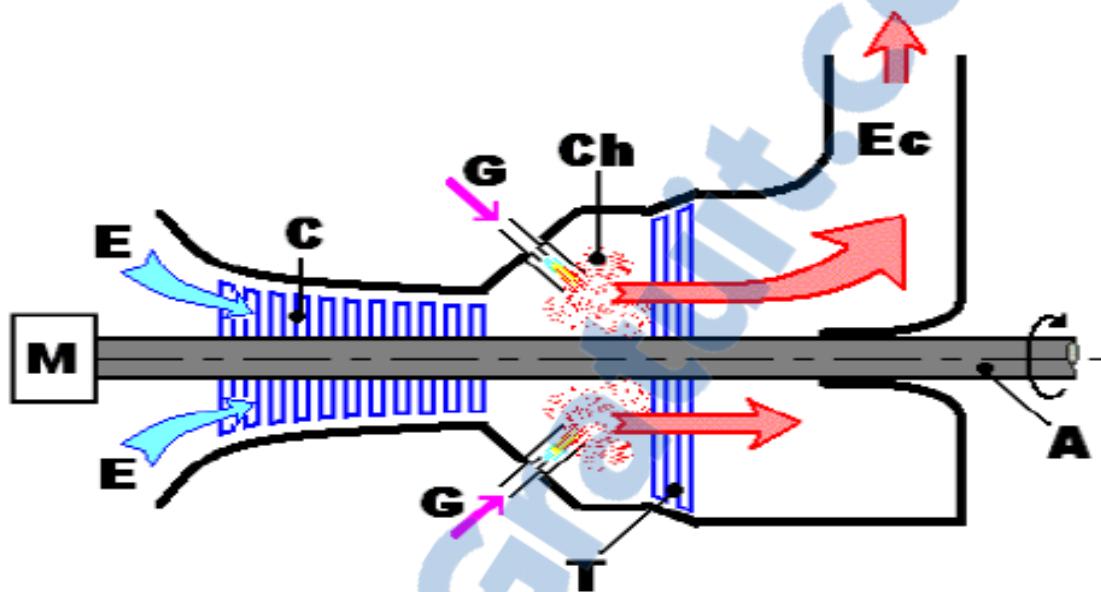


Figure (A. 10) Fonctionnement de turbine a gaz [19]

Le compresseur (C), constitué d'un ensemble d'ailettes fixes (stator) et mobiles (rotor), comprime l'air extérieur (E), simplement filtré. Le gaz (G), ou un combustible liquide pulvérisé, est injecté dans **la chambre de combustion (Ch)** où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme. Les gaz chauds se détendent en traversant les pales de **la turbine (T)**, où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique. Les gaz de combustion s'échappent par **la cheminée (Ec)** à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A) qui actionne d'une part **le compresseur**, d'autre part une charge qui n'est autre qu'**une machine réceptrice** (pompe, alternateur) accouplée à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise **un moteur de lancement (M)** qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant [19].

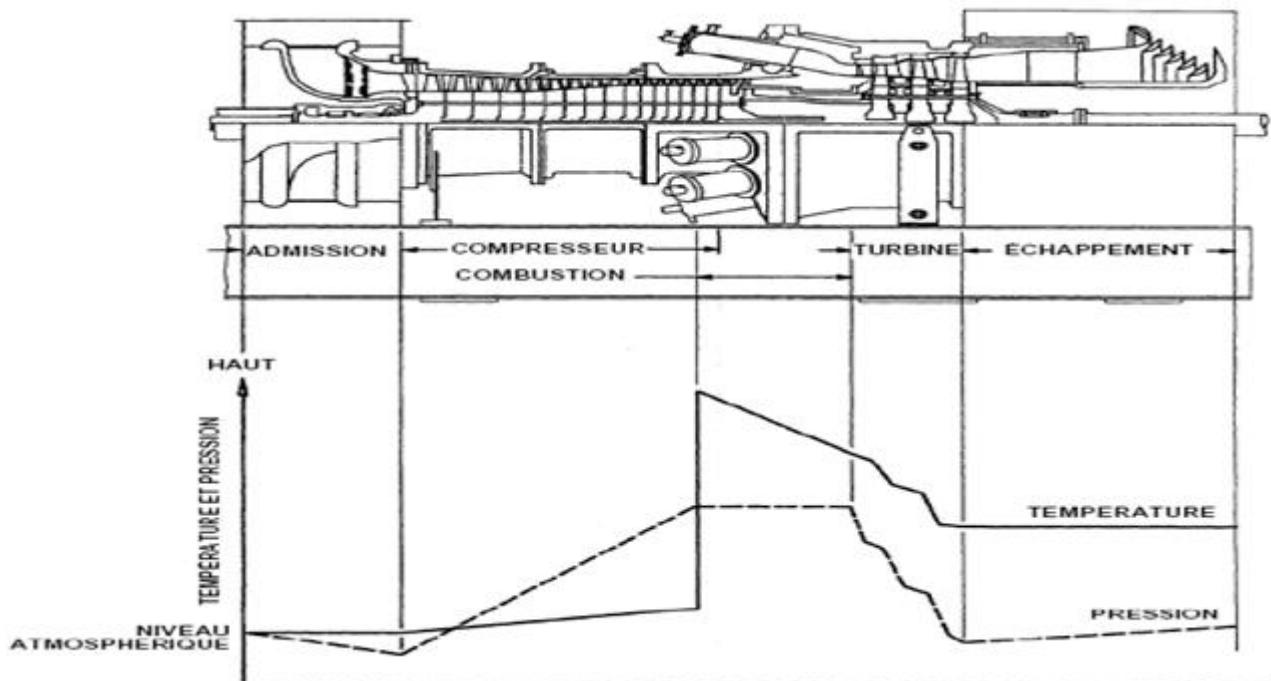


Figure (A. 11) Evolution de la pression et température dans la turbine à gaz [19]

La figure (A.11) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus [3]. Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule-Brayton [9], comprenant successivement et schématiquement:

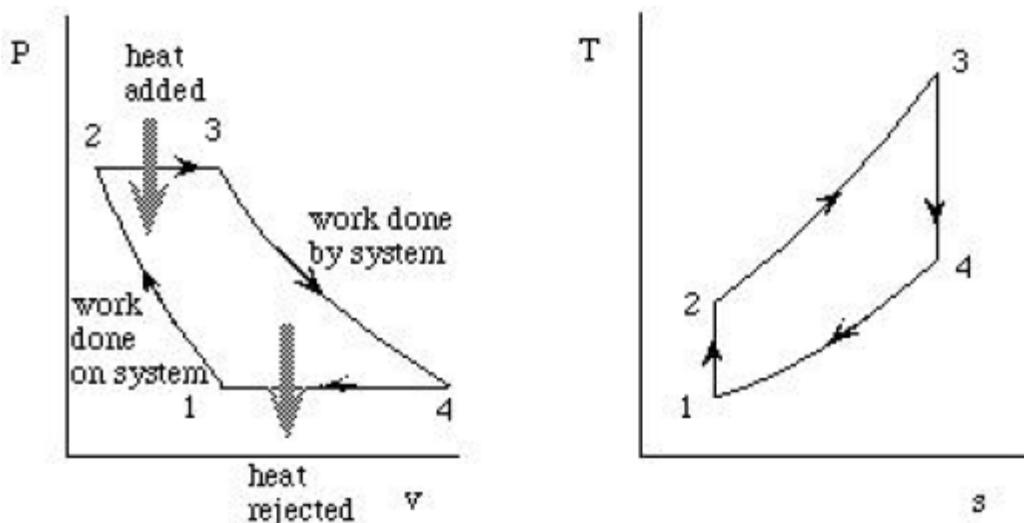


Figure (A.12) Cycle de joule-Baryton [19]

- Une compression isentropique qui consomme de l'énergie mécanique;
- Un chauffage isobare pareil à celui d'un moteur Diesel;

- Une détente isentropique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique
- Un refroidissement isobare.

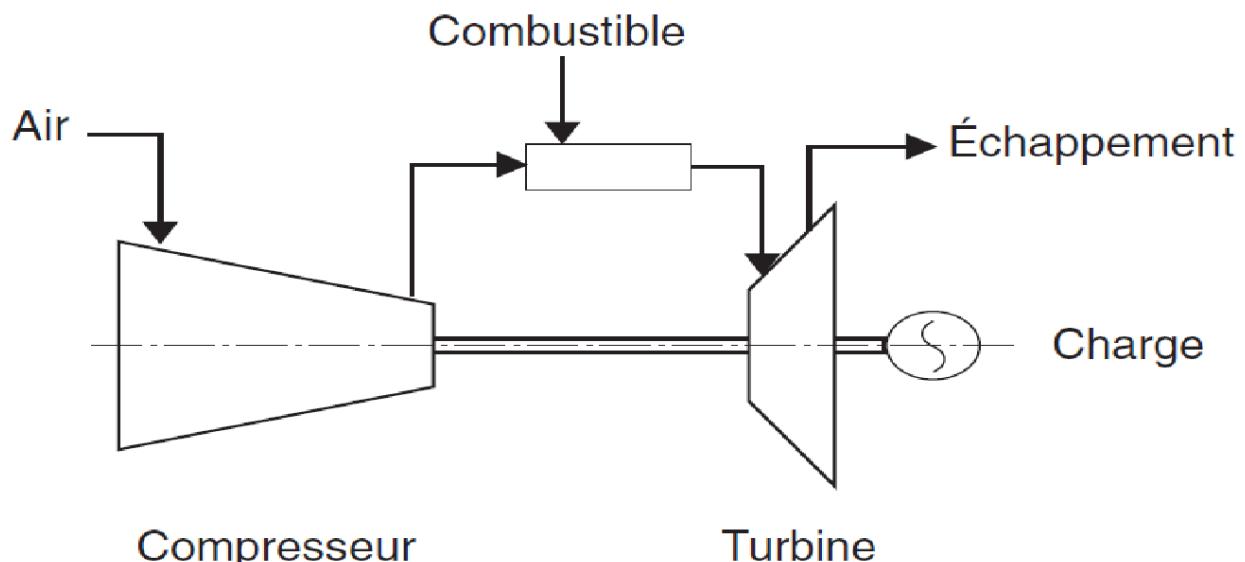
A .3.4 - Classification des turbines à gaz [22] :

Classification des turbines à gaz Selon le mode de construction :

4.1 Turbine à un Arbre :

Dites aussi **mono-arbre**. Dans ce type de turbine à gaz, le compresseur d'air, les turbines de détente et la machine entraînée sont sur le même arbre. Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à un moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine à deux arbres. De plus, le moteur de lancement doit entraîner l'ensemble de la ligne d'arbre.

La turbine à un arbre est le plus souvent utilisée pour l'entraînement d'alternateur dont la vitesse de rotation est constante et qui, de plus, ne se charge pas lors de la montée en vitesse.



DT 1792 C

Figure (A. 13) Turbine à un arbre [22]

4 .2 Turbine à deux arbres :

Les turbines à deux arbres **bi-arbres** ; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges Variables (pompes, compresseur).

La turbine de détente est décomposée en deux parties :

- la turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul par l'intermédiaire d'un arbre
- la turbine BP assure la fourniture d'énergie à la machine entraînée

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique.

La turbine à deux arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine à un arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre.

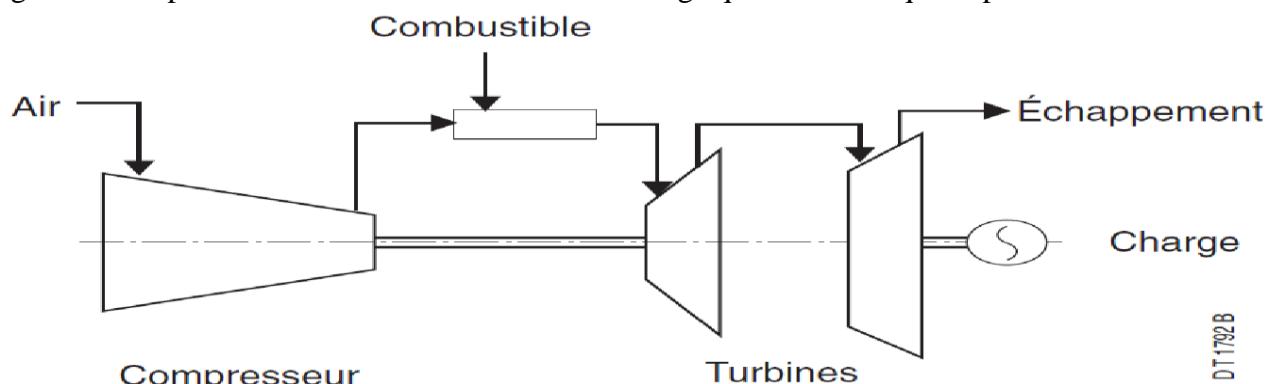
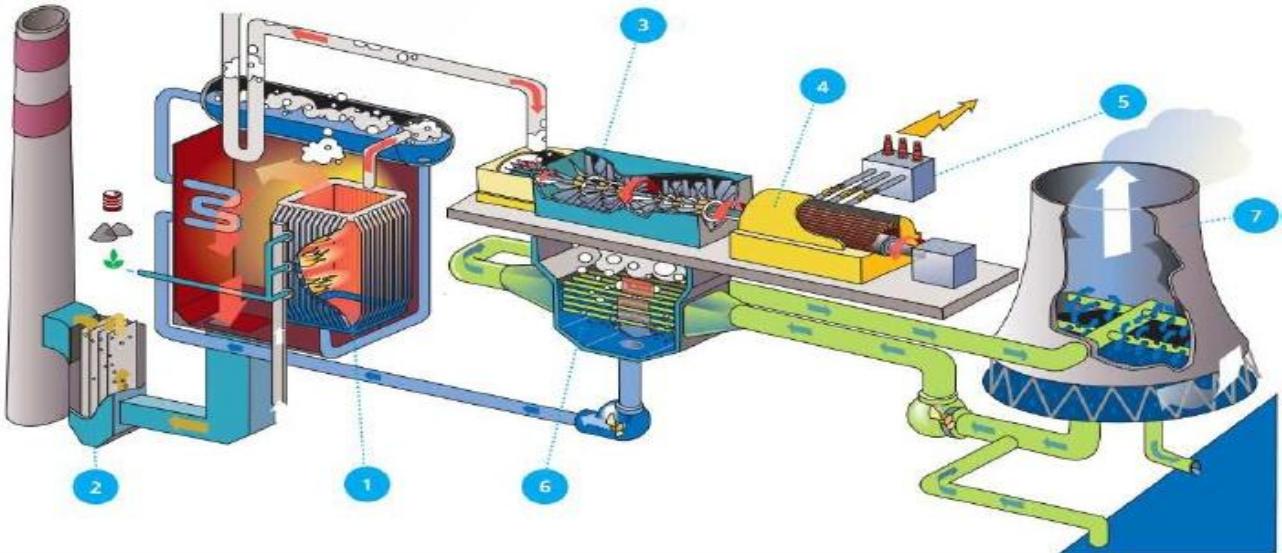


Figure (A. 12) Turbine à deux arbres [22]

A.3.5 - Turbine à vapeur :

5.1 Définition :

La turbine à vapeur est un moteur thermique rotatif qui convertit l'énergie d'un courant de vapeur d'eau ou en énergie mécanique. Plus généralement c'est un organe qui permet la détente d'un fluide en transformant son énergie sous forme mécanique.



1: Chaudière à vapeur

2: Electro filtre

3: Turbine à vapeur

4: Alternateur

5 : Transformateur

6 : Condenseur

7 : Tour de refroidissement

Figure (A. 15) Centrale électrique utilise la turbine à vapeur [20]

Le principal avantage des turbines à vapeur c'est qu'ils sont des moteurs à combustion externe. De ce fait, tous les combustibles (gaz, fuel, charbon, déchets, chaleur résiduelle) et notamment les moins chers peuvent être utilisés pour l'alimenter en vapeur. Le chauffage peut même se faire par énergie solaire. Le rendement peut atteindre des valeurs assez élevées d'où des frais de fonctionnement réduits.

Mais elle a comme inconvénient Le coût et la complexité des installations les réservent le plus souvent à des installations de puissance élevée pour bénéficier d'économies d'échelle. Hormis des cas particuliers, les moteurs et turbines à gaz sont mieux adaptés en dessous d'environ 10 MW. Le refroidissement du condenseur nécessite des grands débits d'eau ou des aéro-réfrigérants encombrants ce qui limite d'emblée leur domaine d'emploi aux installations fixes ou navales [20].

5.2 Historique :

La turbine à vapeur est le fruit du travail de nombreux chercheurs et ingénieurs, à la fin du XIX siècle. Parmi les contributions notoires au développement de ce type de turbine, on peut mentionner celle du Britannique Charles Algernon Parsons et celles du Suédois Carl Gustav Parsons fut à l'origine du principe de la séparation des étages, selon lequel la vapeur se dilate dans un certain nombre d'étages, produisant à chaque fois de l'énergie De Laval fut le premier à concevoir des jets et des augets adaptés à une utilisation efficace de la vapeur en expansion [20].

5.3 Description de la turbine à vapeur :

La turbine à vapeur comprend une partie fixe appelée stator qui porte des aubages directeurs. La vapeur en provenance de l'évaporateur est admise dans un collecteur. Elle s'écoule ensuite dans des canaux fixes (c'est là où l'énergie thermique se transforme en énergie cinétique) et dans des canaux mobiles (les énergies thermiques et cinétiques sont transformées en énergie mécanique). Les canaux fixes et mobiles se succèdent les uns à la suite des autres dans le sens de l'écoulement. La vapeur en provenance du générateur de vapeur est introduite dans les premiers étages de la turbine à travers des vannes d'admission et des soupapes de réglage asservies aux dispositifs de sécurité et de réglage de la turbine. La vapeur est détendue adiabatiquement en produisant un travail mécanique. La détente de la vapeur à travers les divers étages de la turbine se fait de façon différente selon qu'ils agissent de turbines à action ou à réaction.

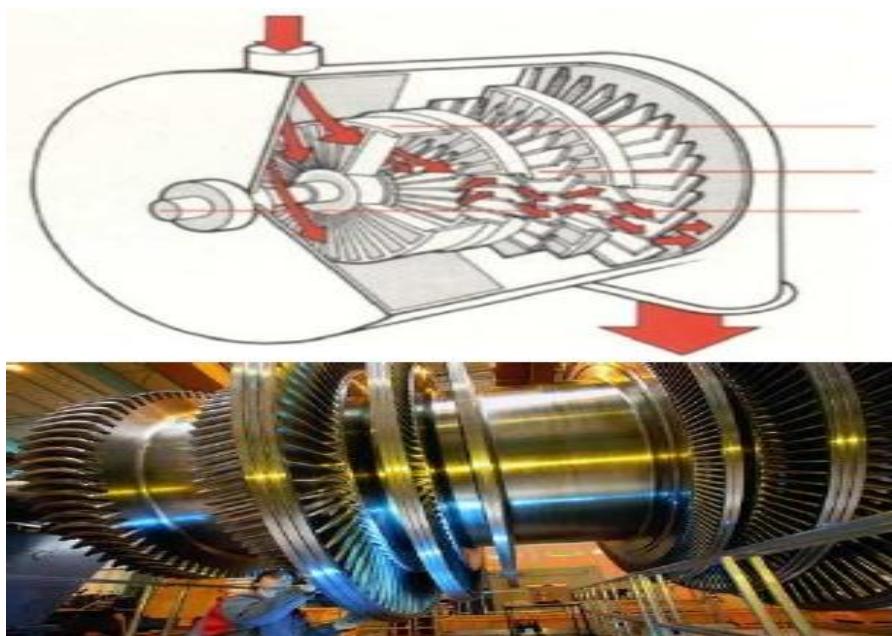


Figure (A. 13) Schéma de turbine à vapeur [20]

5.4 Éléments et le Principe de fonctionnement de turbine à vapeur :

Bien que les turbines à vapeur soient construites selon deux configurations différentes (à action ou à réaction), leurs éléments essentiels sont similaires. Elles se composent de tuyères ou de jets, et d'ailettes (aubes). La vapeur s'écoule dans les tuyères, dans lesquelles elle se dilate, ainsi, sa température diminue et son énergie cinétique augmente. La vapeur en mouvement exerce une pression contre les aubes, entraînant leur rotation. La disposition des jets et des aubes, fixes dépend du type de turbine. À la sortie du dernier condenseur, l'eau peut être de nouveau vaporisée et surchauffée, l'eau ou la vapeur récupérée en sortie est ramenée vers la chaudière par des pompes. La turbine à vapeur utilise les principes de la thermodynamique, lorsque la vapeur se dilate, sa température et donc son énergie interne diminuent. Cette diminution de l'énergie interne s'accompagne d'une augmentation de

l'énergie cinétique sous forme d'une accélération des particules de vapeur (une réduction de 100 kJ de l'énergie interne, due à la dilatation, peut provoquer un accroissement de la vitesse des particules de vapeur de l'ordre de 2 800 km/h), à de telles vitesses, l'énergie disponible est très importante. Lorsque la pression de la vapeur d'eau en sortie de la turbine est égale à la pression atmosphérique, la turbine est dite à condensation. Aujourd'hui, les turbines à vapeur sont généralement limitées à une température maximale de 580 °C dans le premier étage, et à une pression maximale d'admission de 170 à 180 bars.

✓ Chaudière :

Le rôle du générateur de vapeur est d'extraire l'énergie calorifique du combustible pour la céder à l'eau et produire de la vapeur à des paramètres fixés. Il constitue la source chaude du cycle thermodynamique. Cette vapeur sera utilisée par la turbine pour fournir de l'énergie mécanique [5].

✓ Condenseur :

Afin de maximiser le rendement de la turbine à vapeur, la pression et la température de la sortie de vapeur doivent être aussi basses que possible. Pour cela, la vapeur qui sort de la turbine est dirigée vers le condenseur où elle est refroidie et condensée. Le condenseur est un échangeur de chaleur avec des milliers de tubes dans lesquels l'eau du circuit de refroidissement circule. La vapeur circule sur les tubes et se condense au contact de ceux-ci. L'eau du circuit de refroidissement extrait alors la chaleur de la vapeur [5].

✓ Pompe alimentaire :

La pompe KSB à très haute pression est une pompe à centrifuge multicellulaire. Elle comprend un corps d'aspiration, un corps de refoulement et un certain nombre d'étages ou de cellules assemblées par des tirants. L'eau, provenant de la bâche alimentaire à la pompe, possède une énergie de pression et une énergie cinétique qui seront augmentées dans les turbines en mouvement pour alimenter le générateur de vapeur (chaudière) en quantité nécessaires d'eau pour maintenir le niveau normal [5].

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de RANKINE , comprenant successivement et schématiquement:

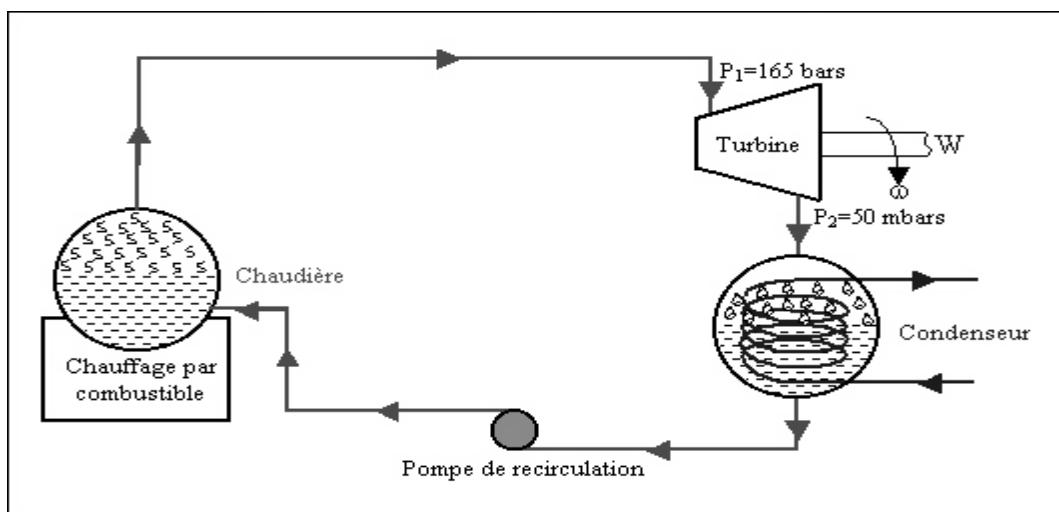


Figure (A. 17) Schéma simplifié de la turbine à vapeur [19]

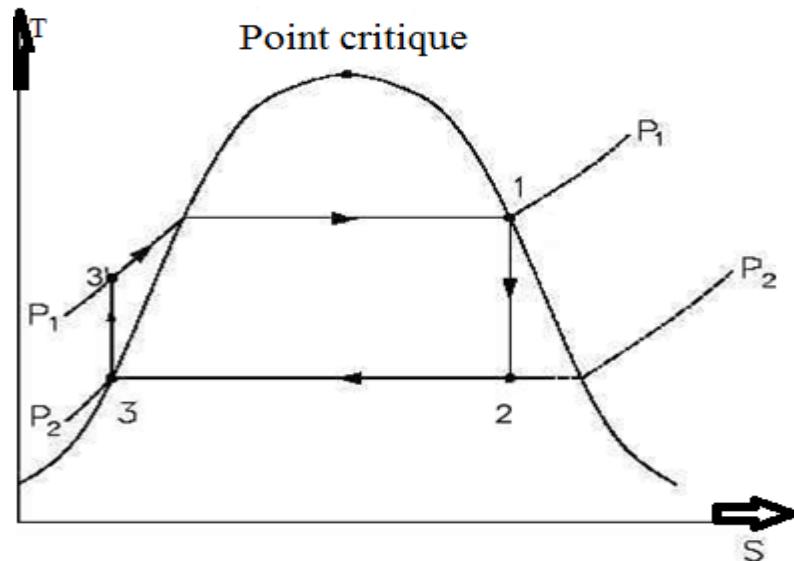


Figure (A. 18) Cycle de RANKINE [20]

-BILAN ENERGETIQUE D'INSTALLATIONS A VAPEUR :

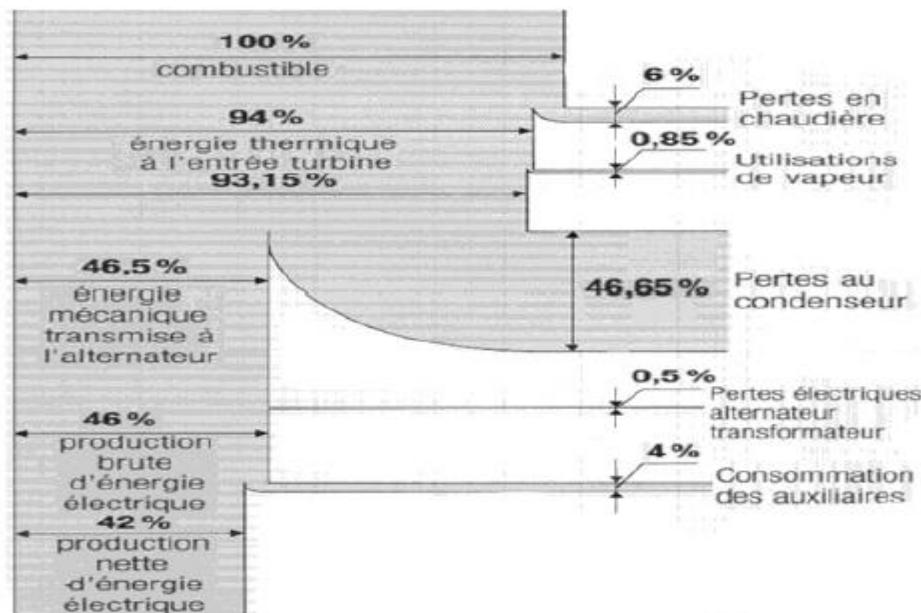


Figure (A. 19) Bilan énergétique global d'une installation simple à vapeur [5]

5.5 Différents types de turbines à vapeur : [19]

En fonction de leur utilisation, on distingue quatre grandes catégories de turbines à vapeur :

✓ Turbines à condensation :

Dans les quelles la vapeur est complètement détendue jusqu'à une pression voisine de 0,02 à 0,04 bar, puis liquéfiée dans un condenseur refroidi soit par l'air ambiant, soit par de l'eau. Ce type de turbine est surtout utilisé dans les installations de production de force motrice. La pression de sortie de la vapeur étant basse, ce qui fait apparaître des condensats dans la turbine qu'il faut évacuer par le biais de purgeur. Le rendement global est de l'ordre de 30%.

✓ Turbines à contre-pression :

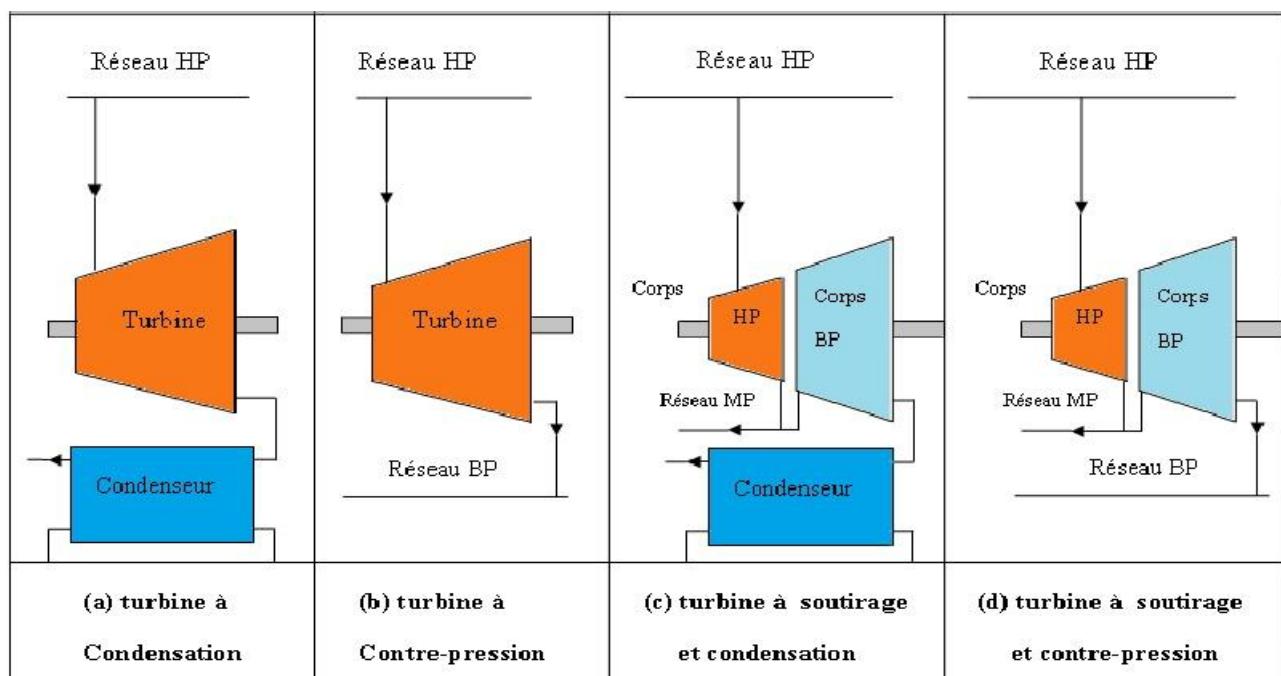
Dans les quelles la vapeur est détendue de la pression HP (> 40 bars) jusqu'à une pression BP (de l'ordre de 4 bars). Ce type de turbine permet de produire de la puissance mécanique ou de l'électricité grâce aux hautes températures et pressions que l'on peut obtenir dans une chaudière. Dans ce type de turbine, la vapeur reste strictement en phase gazeuse, après détente, l'intérêt est de délivrer de la vapeur à un niveau enthalpique suffisant pour qu'elle soit utilisable (exemple : séchage). L'inconvénient de ce type de turbines c'est qu'avec une pression de sortie de 3 bars, il est difficile d'atteindre un rendement thermodynamique supérieur à 18 %.

✓ Turbines à soutirage et condensation :

Dans les quelles la vapeur subit une détente partielle jusqu' à une moyenne pression (environ 20 bars) dans un corps haute pression. Ensuite une partie est dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste de la vapeur est détendu dans un corps basse pression, comme dans une turbine à condensation. Ce type de turbine trouve un champ d'application important dans les usines de cogénération dont les demandes de chaleur sont susceptibles de varier fortement au cours du temps.

✓ Turbines à soutirage et contre-pression :

la seule différence par rapport à la précédente, est que la vapeur d'eau s'échappe à basse pression dans un réseau BP au lieu d'être condensée.



5.6 Domaines d'applications :

Les turbines à vapeur sont notamment utilisées dans la production d'électricité à partir d'énergie thermique ou pour la propulsion des bateaux. Dans les systèmes de cogénération c'est-à-dire utilisant à la fois la chaleur de traitement (celle utilisée lors d'un processus industriel) et l'électricité, la vapeur est portée à haute pression dans une chaudière, puis extraite de la turbine à la pression et à la température exigées par ce procédé. Dans ce cas, la turbine est dite à contre pression. Les turbines à vapeur peuvent être utilisées en cycles combinés avec un générateur de vapeur qui récupère la chaleur. Les unités industrielles sont utilisées pour entraîner des machines, des pompes, des compresseurs et des générateurs. Leur puissance nominale va de quelques centaines de Watts à plus de 1 300 MW. La turbine à vapeur est parfois associée à une turbine à gaz. Le rendement de la turbine à gaz étant faible, elle est généralement utilisée pour la production d'énergie de pointe, les calories des gaz

d'échappement de la turbine à gaz servant à faire fonctionner la chaudière de la turbine à vapeur.

A.3.6 - Cycle combiné : [19]

6.1 Définition :

Un cycle combiné de puissance est la juxtaposition de deux ou plusieurs cycles thermodynamiques destinés à convertir plus efficacement l'énergie fournie en travail en adaptant deux ou plusieurs fluides de cycle. Avec le développement de la turbine à gaz, le terme «cycle combiné» se réfère plus spécialement à un système composé d'une turbine à gaz, d'un récupérateur de chaleur générateur de vapeur, et d'une turbine à vapeur. Généralement appelée CCGT (Combined Cycle Gas Turbine), ou TGV (Turbine Gaz-Vapeur) Chacune de ces turbines entraîne une génératrice qui produit de l'électricité (configuration "multi-arbres" ou "multi-shaft") ou les deux types de turbines sont couplées à la même génératrice (configuration "single-shaft")

le cycle combiné permette d'atteindre une efficacité motrice de plus de 60%.le rendement élevé résulte de la combinaison du processus a hautes température de turbine a gaz avec le processus a basse température de vapeur .la chaleur résiduelle des fumés chaudes est utilisé pour la production a contre courant de vapeur .dans un CCGT a gaz environ deux tiers du courant électrique est produit dans la TG et un tiers dans la turbine a vapeur .

Les CCGT permettent de réduire de 50 % les émissions de CO₂, de diviser par trois les oxydes d'azote (NO_x) et de supprimer les rejets d'oxydes de soufre (SO₂) par rapport aux moyens de production thermique à flamme « classiques »². En outre, lorsque la combustion utilise du gaz naturel, cela ne produit ni particules de poussière ni odeurs.

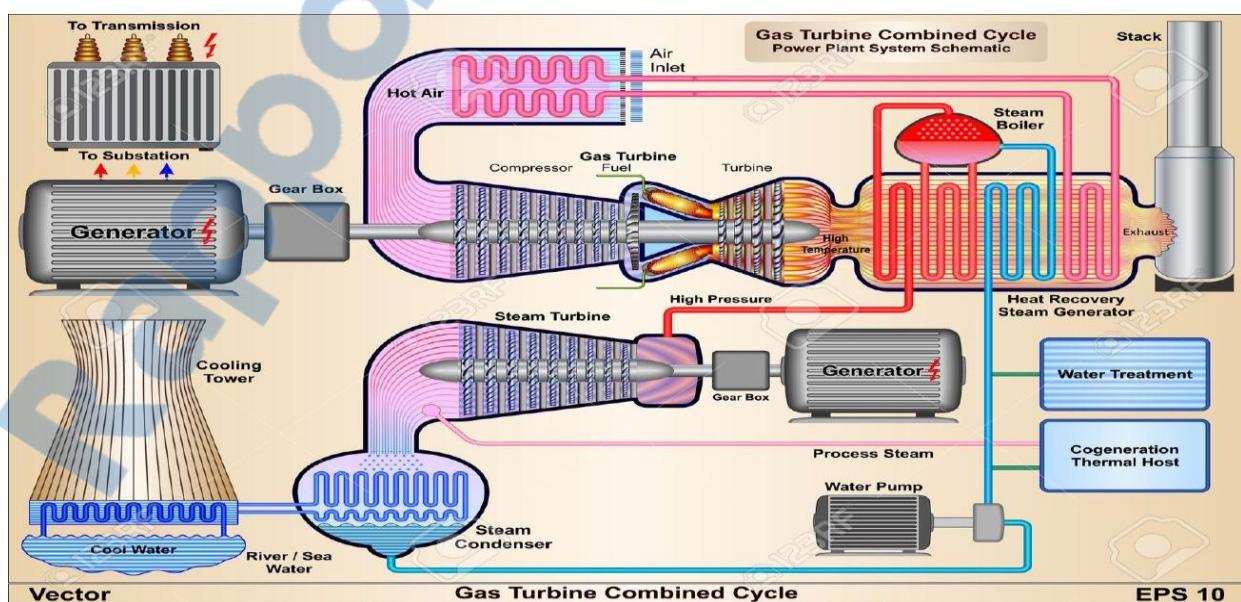


Figure (A. 21) Turbine a gaz a cycle combiné [19]

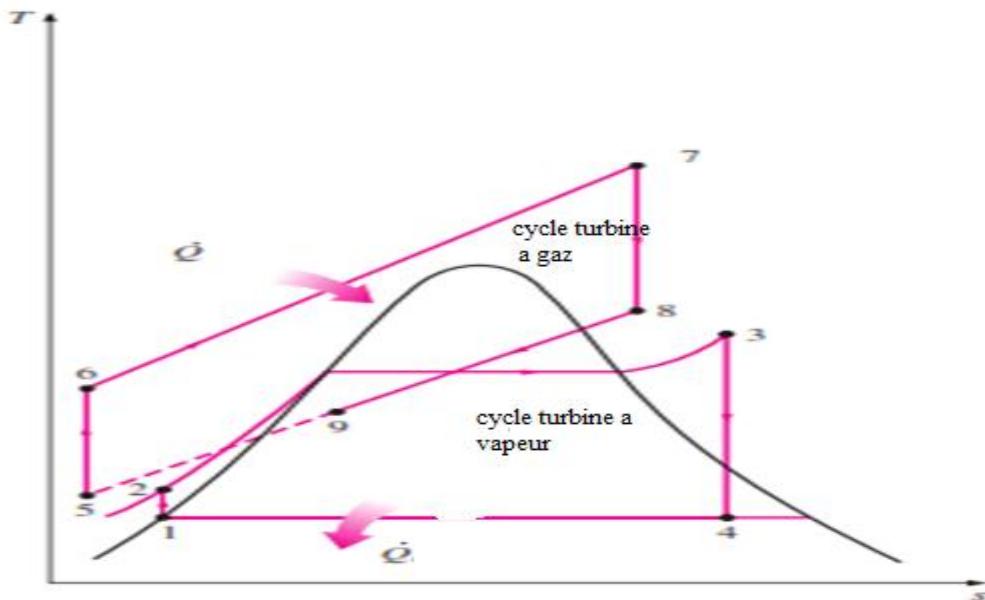


Figure (A. 22) Cycle combiné (T-S) [19]

6.2 Histoire [19] :

La technologie des cycles combinés date de la fin des années 1970. En France, le premier exemple a été construit en 1980 dans une papeterie. Grâce à une turbine à gaz de 25 MW et une turbine à vapeur (à contre-pression) de 9 MW, l'installation fournissait la totalité de l'électricité et de la vapeur "process" nécessaire au fonctionnement de la papeterie. L'évolution favorable du prix du gaz, par rapport au prix du charbon et la mise sur le marché de turbines à gaz de beaucoup plus forte puissance a provoqué, dans les années 1990 un fort engouement mondial pour cette technologie.

Les dernières évolutions (2011) chez les grands constructeurs mondiaux sont faites pour améliorer le rendement à charge partielle des turbines à gaz ainsi que les prises et lâchers de charge rapides du cycle combiné : cela permet de garder le CCGT en service à charge partielle à un coût raisonnable lorsque l'énergie du réseau vient de centrales solaires ou éoliennes, mais de compenser très rapidement les variations de puissance en cas de disparition brutale du soleil (passage de nuages) ou du vent, ou de forte demande rapide du réseau.

6.3 Principe de fonctionnement [19] :

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz.

Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation.

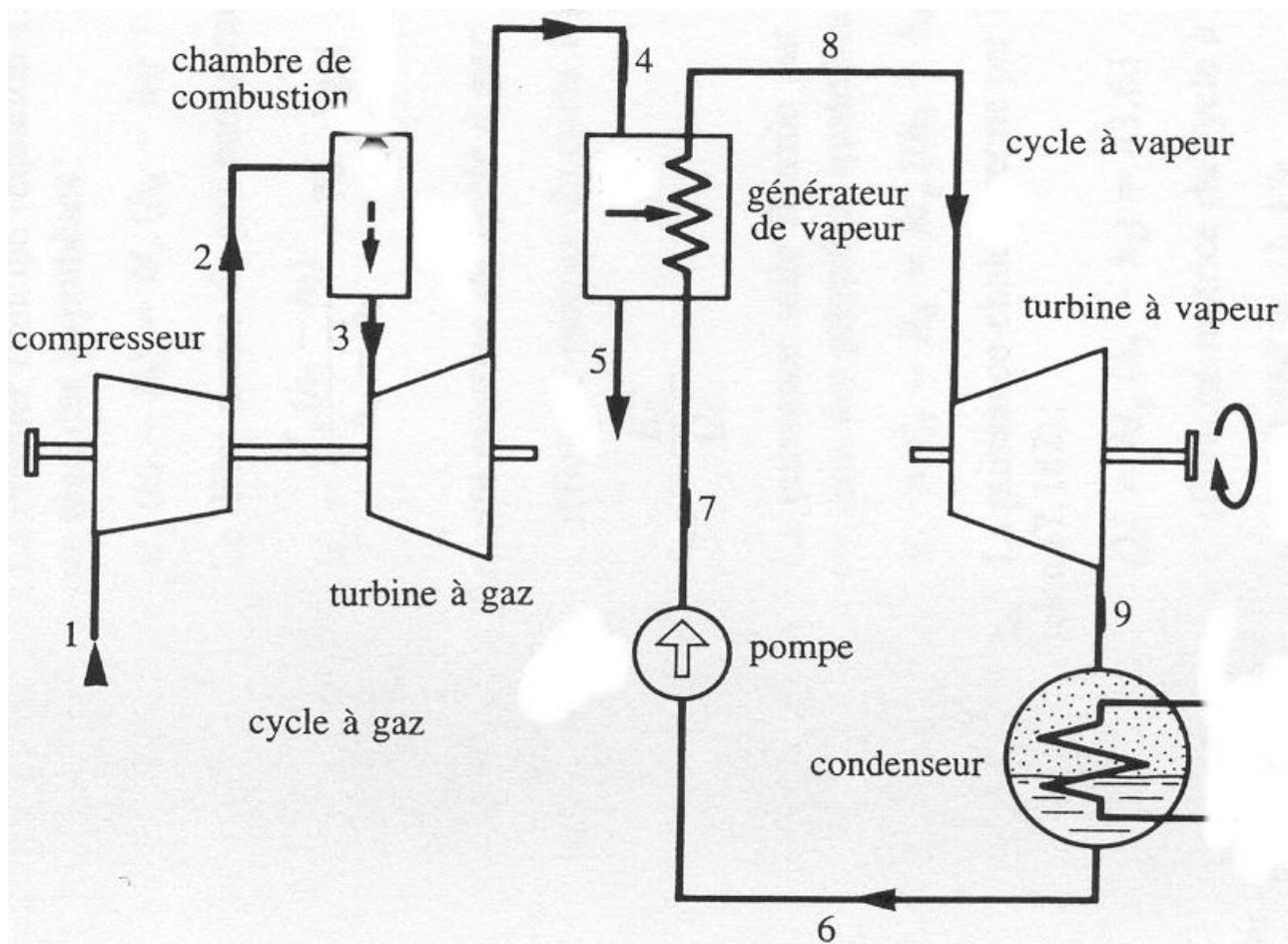


Figure (A. 23) Schéma simplifié de cycle combiné [19]

A.4 - Conclusion :

Le domaine des turbines à gaz et des cycles combinés gaz/vapeurs est en évolution rapide tant de point de vue de la diversification (l'apparition de nombreuses turbines à gaz dans un large domaine de puissances), aussi que du point de vue de l'augmentation des performances. Ce chapitre met en premier plan les différents types de centrale électrique après avoir intéressé au centrale thermique qui utilisent les turbines à gaz à cycle combiné.

