

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

**Évaluation énergétique de cycle combiné.
(Cas centrale de Naama)**

 **Encadreur :**

Mr .BLABED Zakaria

 **Co-encadreur**

MR. LAKHDARI NOUREDDINE

 **Présenté par : ABDELHADI CHACHOUA**

Devant le jury composé de :

		Ctr Univ Naama	Président
Mr .BLABED Zakaria	MCA	Ctr Univ Naama	Encadreur
		Ctr Univ Naama	Examineur

**Année universitaire
2017-2018**

Remerciement

En premier lieu, je remercie Dieu, mon créateur, qui m'a donné la force et la persévérance pour réaliser ce travail.

Je remercie mon Encadreur Mr Belabed Zakaria pour son assistance de qualité et ses orientations pédagogiques et techniques.

Je remercie mon Co-encadreur M Lakhedari Nouredine pour son conseil et ses orientations techniques.

Je remercie M Abdelmadjid M qui m'a aidé pour finaliser mes études supérieures

Je remercie tous les enseignants et les étudiants de l'institut génie mécanique.

Je remercie mes collègues de travail.

Je remercie M Abdelatif Atba pour ces efforts.

Et je remercie ma femme pour sa patience et encouragement.

Je remercie toute ma famille et mes amis qui m'ont encouragé pour terminer mes études supérieures

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

➤ *À ma source de bonheur :*

Mon père (رحمة الله واسكنه فسيح جناته) , ma mère pour leur

Amour, leur encouragement.

➤ *À ma femme pour leur soutien moral.*

➤ *À ma petite ange Masek Chaima*

➤ *À ma famille*

➤ *À tout mes amies*

Résumé :

Dans ces dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance, telles que les centrales de production du gaz. Bien que de nombreux avantages de ces équipements, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Et l'utilisation des types des combustibles (gaz naturel et gas-oil) crée une déférence de puissance et le rendement. En plus l'utilisation des fumées de les turbines a gaz a la production du vapeur a l'aide du chaudières de récupérations pour attaqué les turbines a vapeur augmente la puissance et le rendement des centrales du pompages ou du production électriques. L'objectif principal de ce travail, consiste à une étude thermodynamique de la turbine à gaz modèle : 9FA & de la turbine a vapeur modèle : 209A (A10) utilisée dans des conditions de températures dans le site de Centrale électrique cycle combinée NAAMA,

On a fait une description de les turbines TG (turbine à gaz) , TV(turbine à vapeur) qui existe dans ce dernier, Après avoir effectué les calculs des deux cas à -5°C et à 45°C , avec deux combustibles (gaz naturel, gas-oil) les rendements thermiques sont 53.85% et 52.58 %. Donc la puissance utile diminue de 34.39 MW (méga watt) et le rendement thermique aussi diminue de 1.27 %.

ملخص

الأخيرة،	التربينات الغازية الصناعية	مهمًا	توليد	الهواء المحيط	تتغير
المزايا العديدة هذه	حساسيتها العالية لتأثير تغير	الحرارية	تشغيل هذه	ويؤدي	
كبير بين النهار والليل والصيف	هذه				
(الطبيعي والديزل)					
	التوربين	غلايات	لمهاجمة التربينات	هو	ديناميكية
البخارية يزيد	الكهرباء. الهدف الرئيسي	هذا			
حرارية	التربينات البخارية: (A (A10209				
توليد الكهرباء	FA9 : توربين				
للتربينات (TV TG)	الأخير	الحالتين	5-	مئوية	45
اثنين	(الطبيعي وزيت	الإنتاجية الحرارية هي	53.85	52.58	
المفيدة	34.39ميفا واط	الحرارية	1.27		

Abstract

In recent years, industrial gas turbines play an important role in power generation systems, such as gas plants. Although many advantages of such equipment, their high sensitivity to the influence of varying ambient air temperature, which changes significantly between day and night, summer and winter, makes that thermal efficiency operating of these machines is affected. And the use of fuel types (natural gas and diesel) creates a deference of power and performance. In addition, the use of gas turbine fumes for the production of steam using recovery boilers to attack steam turbines increases the power and efficiency of pumping plants or electricity production. The main objective of this work, is a thermodynamic study of the gas turbine model: 9FA & steam turbine model: 209A (A10) used in temperature conditions in the site of NAAMA combined cycle power plant,

A description of the turbines (TG, TV) that exists in the latter, After carrying out the calculations of the two cases at -5°C and 45°C , with two fuels (natural gas, gas oil) the Thermal yields are 53.85% and 52.58%. Therefore the useful power decreases by 34.39 mw and the thermal efficiency also decreases by 1.27%.

sommaire

Introduction	01
Chapitre 1 : Généralités sur les turbines à gaz et à vapeur	04
I- La turbine a gaz :	04
Définition	04
1. Admission d'air	05
2. Compresseur	05
2.1 Sous-circuit de réchauffage du compresseur pour la protection contre les pulsations	05
2.2. Sous-circuit d'alimentation d'air de refroidissement des directrices de la turbine	05
2.3. Système d'éjection pour optimisation de l'extraction compresseur	08
2.4. Système de chauffage de purge d'admission du compresseur	10
2.5. système d'air d'atomisation	12
3. DLN-2,6+ système de combustion	12
4. Turbine	15
4.1 Rotor de turbine	16
4.1.1 Structure	16
4.1.2 Arbres de roues	16
4.2. Stator de turbine	16
4.2.1 Structure	16
4.2.2 Corps de turbine	16
• Directrices	17
• Membrane	17
5. Cadre d'échappement	17
6. Paliers	17
7. Accouplement de charge	18
II. La turbine à vapeur	18
Définition	18
1. Fonctionnement	20

2. Types de turbines a vapeur	20
3. Eléments constituant une turbine	20
3.1. Rotor	20
• Rotor a tambour	21
• Rotor multicellulaire	21
3.2. Stator	21
3.2.1. Enveloppe	21
3.2.2. AUBAGES FIXES (directrices)	23
3.2.3. Etanchéité	24
• Les labyrinthes	24
• Garniture à anneau de carbone	24
• Joint hydraulique	24
3.3. Les circuits de la turbine à vapeur	24
3.3.1. Circuit drainage turbine	24
3.3.1. Circuit de chauffage	24
• Circuit chauffage des différents éléments de la turbine	24
• Circuit chauffage des brides	25
III. Chaudière de récupération (HRSG)	26
IV. Le condenseur (Aérocondenseur)	27
Chapitre II Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur	28
1) La turbine à gaz :	28
• Cycle idéal de la turbine à gaz	28
❖ 1 2 : Compression isentropique	28
❖ 2 3 Chauffage isobare :	31
• Détermination du débit d'air stœchiométrique	31
❖ 3 4 Détente isentropique	33
• La puissance nette produite par la turbine	34
• Le rendement thermique	34

2) La turbine à vapeur	35
❖ 1 2 : pompe d'extraction	35
❖ 2 3 : économiseur, évaporateur et surchauffeur (chaudière de récupération)	35
❖ 3 4 : la détente dans le corps HP du TV	36
❖ 4 5 : resurchauffeur (chaudière de récupération)	36
❖ 5 6 : la détente dans les corps MP, BP du TV	36
❖ La puissance nette et la quantité de chaleur absorbée de la turbine à vapeur	37
❖ Le rendement de la turbine a vapeur	37
❖ La puissance mécanique de la turbine a vapeur	37
3) Le cycle combiné	37
• Le rendement de cycle combiné :	37
• La puissance globale	37
Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique de la centrale électrique. (Calcul théorique)	38
A. Etude de la turbine à gaz	38
1- Détermination de la masse volumique et le débit massique de l'air :	39
2- Détermination la température de refoulement du compresseur T2 et la puissance absorbé parle compresseur du TG P_c	39
• La température T2	39
• La puissance P_c	39
3- Détermination de la quantité de chaleur Qch	40
❖ Cas de gaz naturel	40
❖ Cas de gas-oil	40
4 Détermination de la puissance de la détente de la turbine P_t	41
➤ Combustibles gaz naturel	41
❖ Calcul de l'enthalpie H3	41

❖ Calcul de la température T3 et C _{pgb3}	41
❖ Calcul de la température T4 et C _{pgb4}	41
➤ Combustible gas-oil	42
❖ Calcul de l'enthalpie H	42
❖ Calcul de la température T3 et C _{pgb3}	42
❖ Calcul de la température T4 et C _{pgb4}	42
5 Détermination du puissances net et rendement thermique η_{th}	43
❖ Calcule de la puissance nette	43
❖ Calcule des rendements thermiques η_{th}	43
6. Détermination de la puissance mécanique de la turbine P	44
B. Etude de la turbine à vapeur	44
➤ Cas de gaz naturel	44
❖ détermination la puissance de la pompe d'extraction	45
❖ détermination la quantité de chaleur de surchauffe	45
❖ détermination la puissance de turbine (corp HP)	45
❖ détermination la quantité de chaleur de resurchauffe	45
❖ détermination la puissance de turbine (corp MP &BP)	45
➤ Cas de gas-oi	46
❖ détermination la puissance de la pompe d'extraction	46
❖ détermination la quantité de chaleur de surchauffe	46
❖ détermination la puissance de turbine (corp HP)	46
❖ détermination la quantité de chaleur de resurchauffe	46
❖ détermination la puissance de turbine (corp MP &BP)	47
❖ détermination de la puissance nette ($P_{net tv}$) et le rendement η_t	47
C. Cycle combiné	48
❖ détermination du rendement théorique globale et la puissance mécanique de l'installation	48
Chapitre VI Programmations numériques. (Programme de calcul et	51

résultat)

1. Introduction	51
Programme de Calcule	52
❖ Résultat de puissance nette en fonction de la température ambiante :	53
➤ Figure de les puissances nettes du CC avec défirrent de	53
➤ Figure de les rendements du CC avec défirrent de combustible	53
➤ Conclusion :	54
Conclusion générale	55

Liste des figures

N°	Titre	Page
01	la position géographique de la centrale électricité à cycle combiné NAAMA	
I.1	la turbine à gaz 9FA	04
I.2	Coupe de la section de la turbine montrant les flux d'air de refroidissement	07
I.3	Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité d'éjecteur de directrice 2ème étage (turbines 9F)	09
I.4	Schéma récapitulatif de niveau supérieur	11
I.5	Disposition du système de combustion MS9001FA DLN-2.6+	13
I.6	Configuration de combustion MS9001FA DLN-2,6+	14
I.7	Montage du rotor de turbine	15
I.8	la turbine à vapeur A10 (209A)	18
I.9	coupe de turbine à vapeur	19
I.10	l'enveloppe de la turbine à vapeur	21
I.11	Les brides d'assemblage des enveloppes	22
I.12	Directrice	23
I.13	circuit chauffage turbine	25
I.14	schéma d'une chaudière de récupération	26
I.15	schéma d'un condenseur	27
I.16	les aérocondenseurs	27
II.1	Cycle thermodynamique idéal de la turbine à gaz	28
II.2	cycle de HIRN avec resurchauffe	35
III.1	Schéma énergétique de l'installation cycle combiné cas gaz naturel	49
III.2	Schéma énergétique de l'installation cycle combiné cas gas-oil	50

Liste des tableaux

N°	Titre	Page
II.1	coefficient de calcul de chaleur spécifique	30
II.2	Les composants molaires du gaz.	32
III.1	calcule des débits massiques	38
III.2	calcule de la température de refoulement de compresseur (T_2)	39
III.3	calcule de la puissance du compresseur c	40
III.4	calcule de la température T_3 et T_4 et les C_p (gaz naturel)	42
III.5	calcule de la température T_3 et T_4 et les C_p (gas-oil)	43
III.6	calcule des puissances nets et Les rendements thermiques	43
III.7	calcule La puissance mécanique TG	44
III.8	calcul de puissance et quantité de chaleur cas de gaz naturel	45
III.9	calcul de puissance et quantité de chaleur cas de gas-oil	47
III.10	calcul de puissance et rendement de la tv	47
III.11	calcul de puissances et rendements théoriques du cycle combiné	48

Nomenclature

symbole	description
MW	Méga watt
TG	Turbine a gaz
TV	Turbine a vapeur
TH	Turbine hydraulique
SPE	La société Algérienne de Production de l'Electricité
km	Kilo mètre
°F	Degré fahrenheit
°C	Degré Celsius
CDP	Condition de site de pression
CDT	Condition de site de température
NO _x	Nitriques oxyde
HP	Haute pression
MP	Moyen pression
BP	Basse pression
HRSG	Chaudière de récupération
air	Débit massique d'air (kg/s)
γ	Gama
kg	Kilo gramme
	Masse volumique (kg/m ³)
T1, T2	Température de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur
c	La puissance absorbé par le compresseur (watt)
T1air	Débit massique d'air traversant le compresseur (kg/m ³)
H1, H2	Enthalpie de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur
C _{pair1} , C _{pair2}	Chaleur spécifique de l'air à pression constante (kj/kg.K)
P1, P2	Pression de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur (bar)
C _p	La chaleur spécifique
	Téta
C0, C1, C2, C3	constantes spécifiques pour chaque constituant.
N2	nitrogène
CO2	charbon dioxyde

CH ₄	Méthane
C ₂ H ₆	Ethane
C ₃ H ₈	Propane
C ₄ H ₁₀	Butane
M _i	Le poids moléculaire du chaque constituant (mol)
PM _{moy}	Le poids moléculaire du moyen du gaz
Y _i	La concentration massique
Q _{air stœchiométrique}	Débit d'air stœchiométrique
E	l'excès d'air
f	Débit massique de fluide combustible (kg/s)
Q _{ch}	Quantité de chaleur (kj/kg)
H ₃	enthalpie des gaz brûlés a la sortie de la chambre de combustion (kj/kg)
H _f	enthalpie du carburant a l'entrée de la chambre de combustion (kj/kg)
C _p f	Chaleur spécifique de combustible (kj/kg.K)
PCI	pouvoir calorifique inférieur du carburant
t	La puissance délivrée par la turbine (kj/kg)
H ₄	enthalpie des gaz brûlés a la sortie de la turbine (kj/kg)
	La somme
C _p gb	Chaleur spécifique du gaz brûlé
T ₄	Temperature des gaz brûlés a la sortie de la turbine
t	La puissance délivrée par la turbine
Q _{fr}	La puissance calorifique transmise par les gaz brûlés à l'air ambiant
net	La puissance nette produite par la turbine
th	Le rendement thermique
v ₁	débit massique de vapeur de pompe extraction
p	la puissance de pompe absorbée
v ₃	débit de massique de vapeur a la sortie de surchauffeur et l'entrée du HP
Q _{chvs}	la quantité de chaleur absorbée dans le cycle de la surchauffeur
v ₄	débit de massique de vapeur a la sortie du HP et l'entrée de surchauffeur
hp	la puissance fournie par la turbine (HP)
v ₅	débit de massique de vapeur a la sortie du resurchauffeur et l'entrée du MP
Q _{chvs}	la quantité de chaleur absorbée dans le cycle du resurchauffeur
v ₆	débit de massique de vapeur a l'entrée du MP et la sortie du BP

m_p	la puissance fournie par la turbine (MP, BP)
Q_{chvc}	la quantité de chaleur perdue dans le condenseur
$net\ tv$	La puissance nette du TV
tv	Le rendement théorique du TV
Q_m	Débit massique de vapeur
P_v	La puissance mécanique de la turbine a vapeur
cc	Le rendement théorique de cycle combiné
P_{cc}	La puissance globale

Introduction :

La première centrale électrique, la Pearl Street Station, a été mise en service le 4 septembre 1882 par Thomas Edison¹ 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 efficace 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.

Historique

En Algérie les centrales de la production électrique sont installées d'une manière décentralisée :

1910 La mise en service de la première centrale hydraulique d'une puissance installée de 4,2MW à Constantine.

1913 intégration de la filière thermique vapeur (TV) dans le parc de production par la mise en service de la première centrale thermique à vapeur fonctionnant au charbon d'une puissance installée de 22MW à Mersa el Kebir (Oran).

1914-1920 développements importants de la filière TV avec la mise en service de 3 ouvrages :

- ✓ Centrale du HAMMA 64MW
- ✓ Centrale D'Alger port 34MW
- ✓ Centrale d'Annaba 58MW

1950-1963 développements de la filière hydraulique (TH) avec la mise en service de 09 ouvrages totalisant une puissance globale de 208MW.

1960 intégrations de la filière TG par la mise en service de la première TG en Algérie (Haoud ElHamra) d'une puissance installée de 22MW .

1962 la production de électricité était assurée par la compagnie de l'électricité gaz d'Algérie, la puissance installée d'alors était de 548MW .

1969 création de SONELGAZ par l'ordonnance N° 6959 juillet 1969, l'activité de la production de l'électricité été intégrée dans cette dernière.

1970-1979 développements important du parc de production avec une production à base de turbines à vapeur.

1980-1995 introductions des paliers 100MW pour les TG et paliers 168-196MW pour les TV.

1995 introductions des paliers TG supérieur à 100MW jusqu'à 215MW.

2002 promulgations de la loi sur l'électricité N°02-01 relative à l'électricité et la distribution du gaz par canalisation.

2010 Un rajeunissement du parc de production avec la mise en service successive de six nouvelles centrale TG d'une capacité total de 2000MW

2012 horizons 2017 introductions de cycle combiné dans le parc de production de SPE une technologie aux normes d'efficacité énergétiques et du respect de l'environnement.

La société Algérienne de Production de l'Electricité (SPE), société filiale du Groupe Sonelgaz annonce la signature de six (06) contrats de réalisation de centrales électriques de type cycle combiné d'une puissance installée variant entre 1200 et 1600 MW chacune. Ces centrales sont inscrites dans son plan de développement 2013/2017 sont :

- La centrale d'OUMACHE (wilaya de BISKRA). 1200 MW
- La centrale de BELLARA (wilaya de JIJEL) 1600 MW
- la centrale de MOSTAGHANEME. 1600 MW
- la centrale de DJELFA 1200 MW
- la centrale de KAIS (wilaya de KHENCHELA) 1600 MW
- La centrale de NAAMA 1200 MW.

Introduction

Cette dernière qui est situé à la route nationale N°22, éloignée de 10km au sud West de la ville de MECHERIA ,50km de la ville de BEN AMAR et 24km de NAAMA, Elle s'étend sur une superficie de 40,1 hectares, C'est une unité en cour de réalisation. Et contient 4 turbines a gaz et 2 turbines a vapeur avec une puissance de 1200MW,



Figure 01 : la position géographique de la centrale électrique a cycle combinée NAAMA

Chapitre 1 : Généralités sur les turbines à gaz et à vapeur

I- La turbine a gaz :

Définition :

La turbine à gaz est un moteur grande vitesse et faible encombrement. La combustion s'effectue dans une chambre de combustion qui voisine de turbine à gaz. Le mélange d'air et des gaz de combustion, qui est porté à une température suffisamment élevée, traverse la turbine en produisant du travail. La turbine à gaz peut être un moteur très économique.

[02]

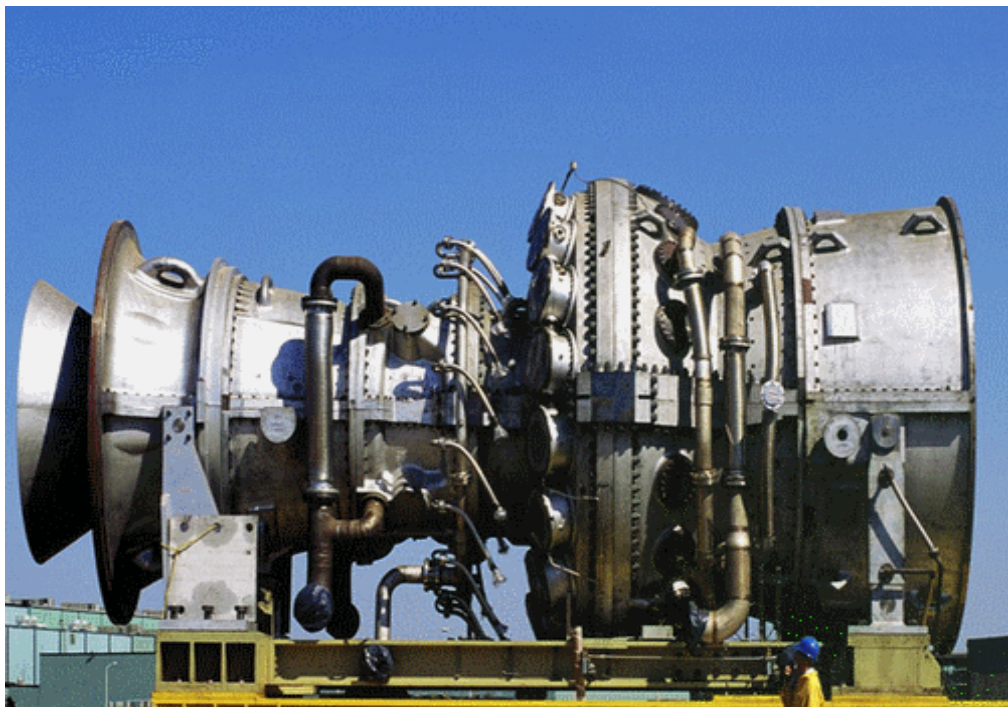


Figure n° I.1 : la turbine à gaz 9FA

Il y a différentes types de La turbine à gaz : multi arbres et a arbre unique comme notre model 9FA.

La turbine à gaz à arbre unique MS-9001FA est conçue pour fonctionner dans une installation configurée en unité à cycle simple ou cycle combiné à la vapeur et au gaz (STAG). La turbine à gaz comporte sept principales sections ou groupes :

1. Admission d'air :

Cette étape permis de filtration d'air avec une gaine d'admission qui contient 756 paires de filtres à 5 microns.

2. Compresseur :

Est un organe inclus dans la turbine, assure une compression d'air avec 17 roues (étages) qui augmente la pression plus de 14bar a la sortie de compresseur et l'entrée du chambre de combustion, et on a des soutirages pour des systèmes d'exploitation du turbine c'est des sous- circuit principaux:

2. 1. Sous-circuit de réchauffage du compresseur pour la protection contre les pulsations :

Les caractéristiques de pression, de vitesse et de débit du compresseur à flux axial de la turbine à gaz sont telles que des équipements spéciaux et une séquence spéciale des éléments de la turbine à gaz sont nécessaires pour éviter les pulsations du compresseur lors de la mise en marche de la turbine et de son accélération de démarrage. La protection contre les pulsations est également nécessaire pour la séquence de décélération et d'arrêt lors du déclenchement de la turbine.

L'équipement requis pour assurer cette protection est le sous-circuit de vanne de réchauffage du compresseur ainsi que le sous-circuit d'aubes mobiles entrée compresseur variable.

La turbine 9FA est équipée de quatre vannes papillon à fermeture pneumatique pour purger l'air du compresseur du 9e et du 13e étage vers l'échappement (figure n°I.3). Dans la mesure où l'ouverture de ces vannes est assurée par un ressort, toute défaillance du circuit d'air d'actionnement entraîne un déplacement de la vanne vers la position ouverte et met ainsi le compresseur en mode sécurisé pour l'arrêt.

2.2. Sous-circuit d'alimentation d'air de refroidissement des directrices de la turbine :

Le circuit de refroidissement des composants de la turbine se compose de circuits internes et externes. Les aubes des premier et deuxième étages, la directrice 1er étage et le segment de protection du premier étage sont refroidis par un circuit d'air de refroidissement interne, alors que les directrices 2e et 3e étages sont refroidis par un circuit d'air de refroidissement externe.

Chapitre 1 : Généralités sur les turbines à gaz et à vapeur

Le circuit interne est alimenté par l'air d'échappement du 17e étage et du compresseur, et le circuit externe est alimenté par l'air d'extraction des 9e et 13e étages. L'air de refroidissement du segment de protection et de la directrice premier étage est alimenté à partir de la gaine d'échappement du compresseur abritant les pièces de transition du compresseur. Le refroidissement des aubes est assuré par un flux d'air circulant vers l'intérieur au niveau de la roue de compresseur du 17e étage, à travers les trous percés axialement dans la pièce d'écartement, puis au-dessus de la face avant de la roue de turbine du premier étage. L'air de refroidissement des aubes passe ensuite par l'alésage de la roue de turbine du premier étage pour pénétrer dans la chambre située entre les aubes des premier et deuxième étages. Ce circuit achemine également de l'air pour réchauffer les alésages des roues des second et troisième étages et purger les espaces inter-roues.

Le circuit externe se compose d'une tuyauterie située entre la tuyauterie de réchauffage des 9e et 13^e étages et l'enveloppe de la turbine. Un circuit de tuyaux à deux branches permet d'acheminer l'air de refroidissement du 13e étage du compresseur jusqu'à l'enveloppe de turbine du 2eme étage. L'extraction du compresseur du 9e étage est utilisée pour refroidir le 3e étage de la turbine.

Cette tuyauterie de sous-circuit est partagée avec le sous-circuit de réchauffage du compresseur pour réduire autant que possible la quantité de tuyaux. Dans chaque tuyauterie menant à la directrice du 2^e étage, une crépine à chapeau est montée dans le tuyau pour protéger les petits trous de refroidissement par contact, à l'intérieur des aubes, du colmatage par le tartre ou la saleté. Ces crépines à chapeau sont retirées après une période de rodage initiale. Les plaques à orifices installées dans les tuyauteries menant à chaque directrice permettent de contrôler le débit d'air dans l'ensemble de la tuyauterie .

Remarque : le flux de refroidissement de la turbine est entrée de l'échappement du compresseur a travers le rotor du turbine

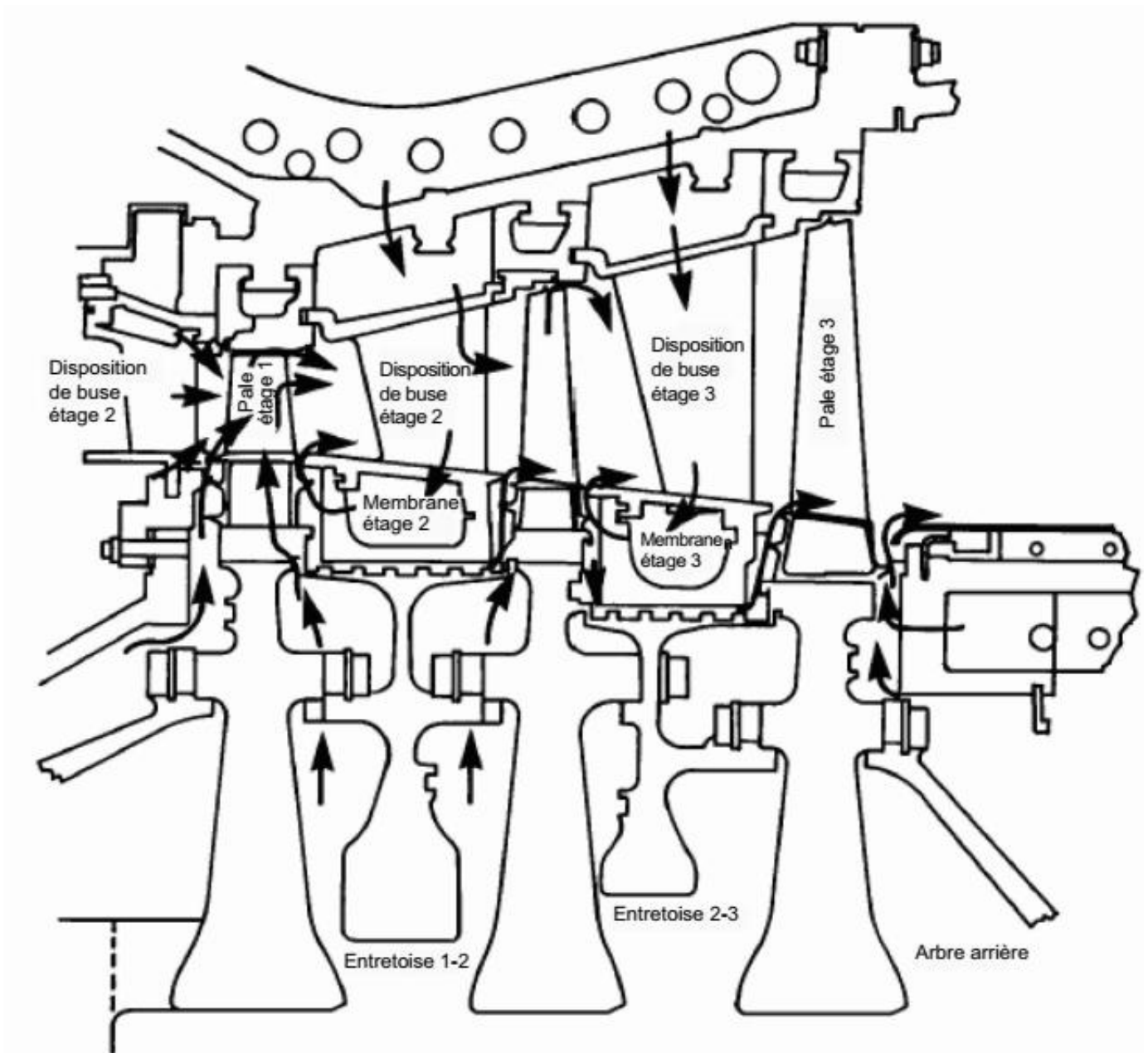


Figure n°I.2 : Coupe de la section de la turbine montrant les flux d'air de refroidissement

2.3. Système d'éjection pour optimisation de l'extraction compresseur

Le système d'éjection pour optimisation de l'extraction compresseur a été conçu pour améliorer le rendement de la turbine à gaz sur une plage de températures ambiantes étendue à un niveau supérieur à environ 60% de la charge.

Pour ce faire, le système utilise un éjecteur permettant de réduire le débit d'air de refroidissement et la température de l'air du 13ème étage en direction de la directrice 2ème étage de la turbine. Le système utilise l'air d'extraction du 13ème étage pour alimenter l'éjecteur, lequel entraîne l'air d'extraction du 9ème étage et achemine un mélange d'air d'extraction des 9ème et 13ème étages vers la directrice 2ème étage. Le système d'éjection s'articule principalement autour d'une conduite de dérivation équipée d'une vanne de contrôle installée en parallèle à l'éjecteur. La modulation de la vanne de dérivation permet d'optimiser le gain de rendement sur une plage de températures ambiantes étendue, allant des températures par temps froid aux températures ambiantes nominales. Cependant, c'est à un niveau proche de la température ambiante nominale que le système sera en mesure de fournir un rendement optimal. Si la température ambiante dépasse environ 40 °F (4,44 °C), l'éjecteur entre en fonctionnement et fournit un mélange d'air des 9ème et 13ème étages. Si la température ambiante se situe au-dessus du niveau nominal, le débit d'air de dérivation est nul et l'éjecteur fournit la totalité du débit d'air de refroidissement. Lorsque l'éjecteur est en fonctionnement, le volume d'air d'extraction du 9ème étage augmente dans son ensemble en fonction de la conception de base, car l'air du 9ème étage est envoyé à destination de l'éjecteur et du circuit de refroidissement de la directrice 3ème étage .

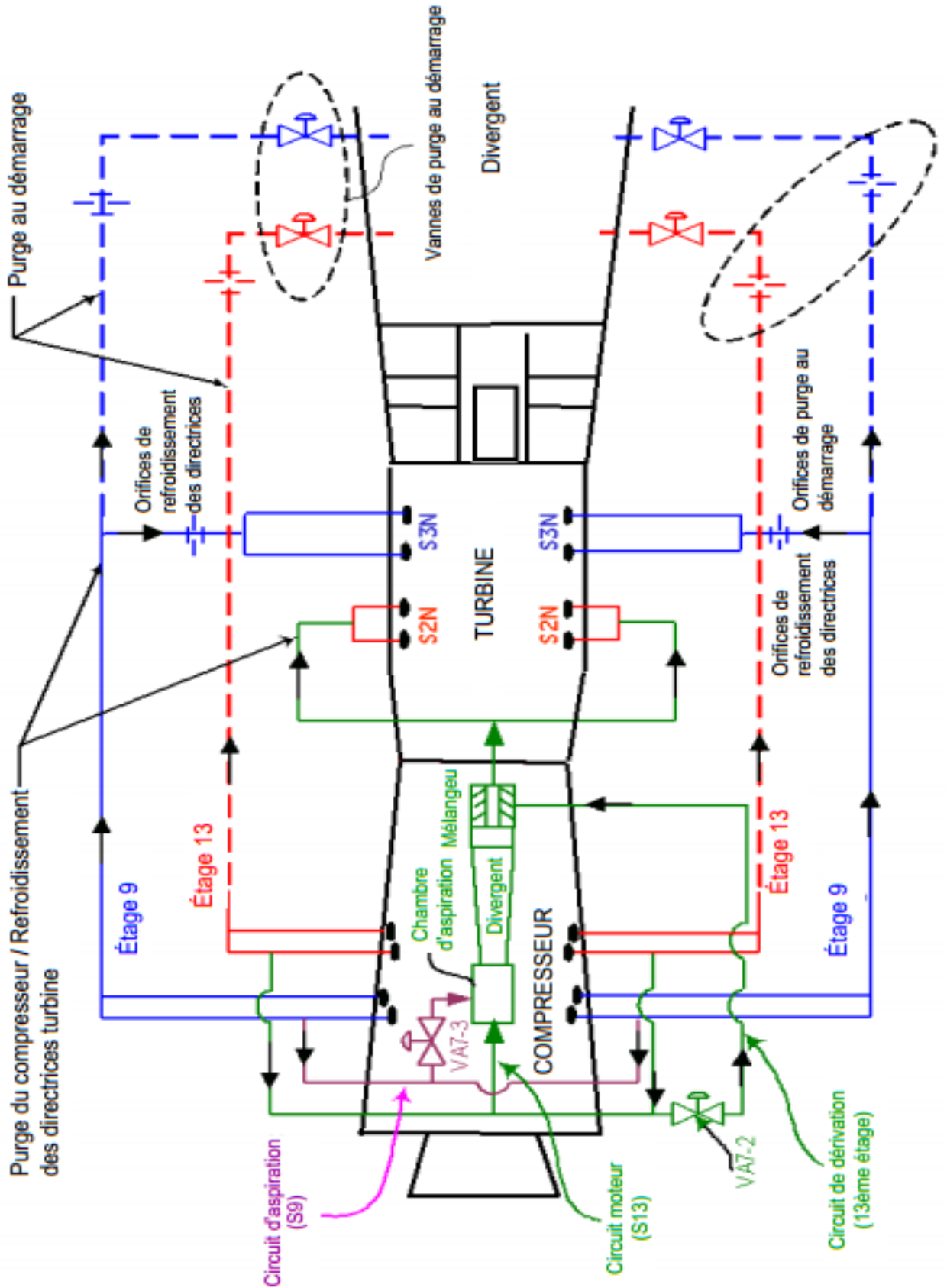


Figure n°I.3. Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité d'éjecteur de directrice 2ème étage (turbines 9F)

2.4. Système de chauffage de purge d'admission du compresseur

Le système de chauffage de purge d'admission du compresseur fait recirculer une fraction du débit de refoulement du compresseur chaud dans l'admission du compresseur. La Figure n° I.3 est un schéma récapitulatif de niveau supérieur du système. Le système est principalement utilisé pour les trois applications suivantes :

- Empêcher les situations conduisant à la formation de gel sur les aubes de stator du premier étage
- Étendre la conformité des émissions à des charges inférieures en autorisant le contrôle de température d'échappement au niveau des angles des aubes mobiles entrée compresseur inférieures.
- Fournir une marge de fonctionnement du compresseur suffisante en réduisant le rapport de pression du compresseur et en chauffant l'air d'admission du compresseur.

La plage de la turbine à gaz peut être restreinte à des températures d'admission de compresseur froides afin d'empêcher le compresseur de la turbine à gaz de dépasser les limites de fonctionnement autorisées et/ou la formation de gel à l'admission. Les turbines à gaz fonctionnant avec des aubes mobiles en entrée compresseur à des angles restreints et à des températures ambiantes faibles sont sujettes à la formation de gel à l'admission et favorisent des limites de fonctionnement de compresseur réduites. Dans de telles configurations, le réchauffage d'admission devient nécessaire pour garantir une plage de fonctionnement complète de la turbine à gaz.

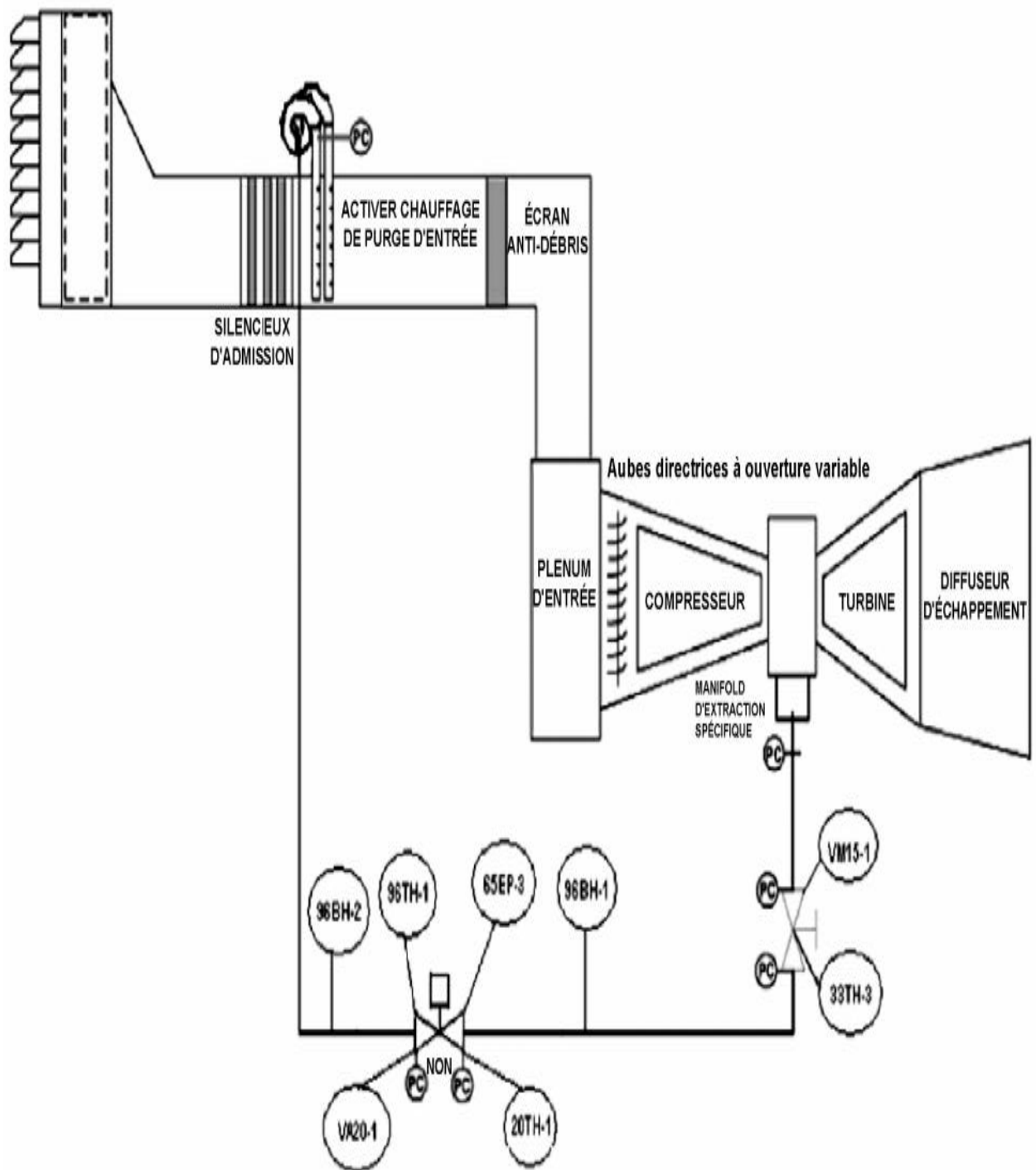


Figure n° I.4 : Schéma récapitulatif de niveau supérieur

2.5. système d'air d'atomisation

L'air est alimenté à partir du module d'air d'atomisation/combustible liquide à partir d'un collecteur d'extraction et du refoulement du compresseur de turbine à gaz. Cet air est environ à CDP (pression) et CDT (température). Les pressions et les températures réelles dépendent des conditions d'exploitation de la turbine à gaz. Cet air pénètre dans le module et traverse le pré-refroidisseur d'air d'atomisation.

3. DLN-2,6+ SYSTÈME DE COMBUSTION :

Le système de combustion est de type flux inversé avec 18 chambres de combustion installées autour de la périphérie du corps d'échappement compresseur (Figure n°I.4). Les chambres de combustion sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre lorsqu'observées en aval et en partant de la partie supérieure gauche de la turbine. Ce système prévoit également des injecteurs de combustible, un système d'allumage par bougies, des détecteurs de flamme et des tubes d'interconnexion. Les gaz chauds, dégagés du combustible enflammé au sein des chambres de combustion, circulent en direction de la turbine à travers les pièces de transition refroidies par contact.

L'air à haute pression de l'échappement du compresseur est dirigé autour des pièces de transition. Une partie de cet air pénètre dans les orifices du canalisateur de refroidissement par contact afin de refroidir les pièces de transition, puis circule dans le canalisateur d'air. Le reste entre dans l'espace annulaire entre le manchon d'écoulement et le tube de flamme de combustion par les trous dans l'extrémité en aval du manchon d'écoulement. (Figures n°I.4). Cet air pénètre ensuite dans la zone de combustion à travers l'ensemble chapeau pour assurer une combustion efficace. Le combustible est acheminé dans chaque chambre de combustion en passant cinq injecteurs conçus pour disperser et mélanger le combustible avec le volume d'air de combustion approprié.

Le DLN-2,6+ le système de combustion de la figure I.3 forment un unique étage, chambre de combustion double capable de fonctionner au gaz et au combustible liquide. Avec du gaz, la chambre de combustion fonctionne en mode diffusion, avec des charges faibles (charge < 50 %) et en mode pré-mélange avec des charges élevées (charge > 50 %). Bien que la chambre de combustion soit capable de fonctionner en mode diffusion sur l'intégralité de la plage de charge, l'injection de diluant reste nécessaire pour l'atténuation

Chapitre 1 : Généralités sur les turbines à gaz et à vapeur

NOx. Le fonctionnement de l'huile sur cette chambre de combustion est en mode diffusion sur toute la plage de charge, avec une injection de diluant utilisée pour le NOx.

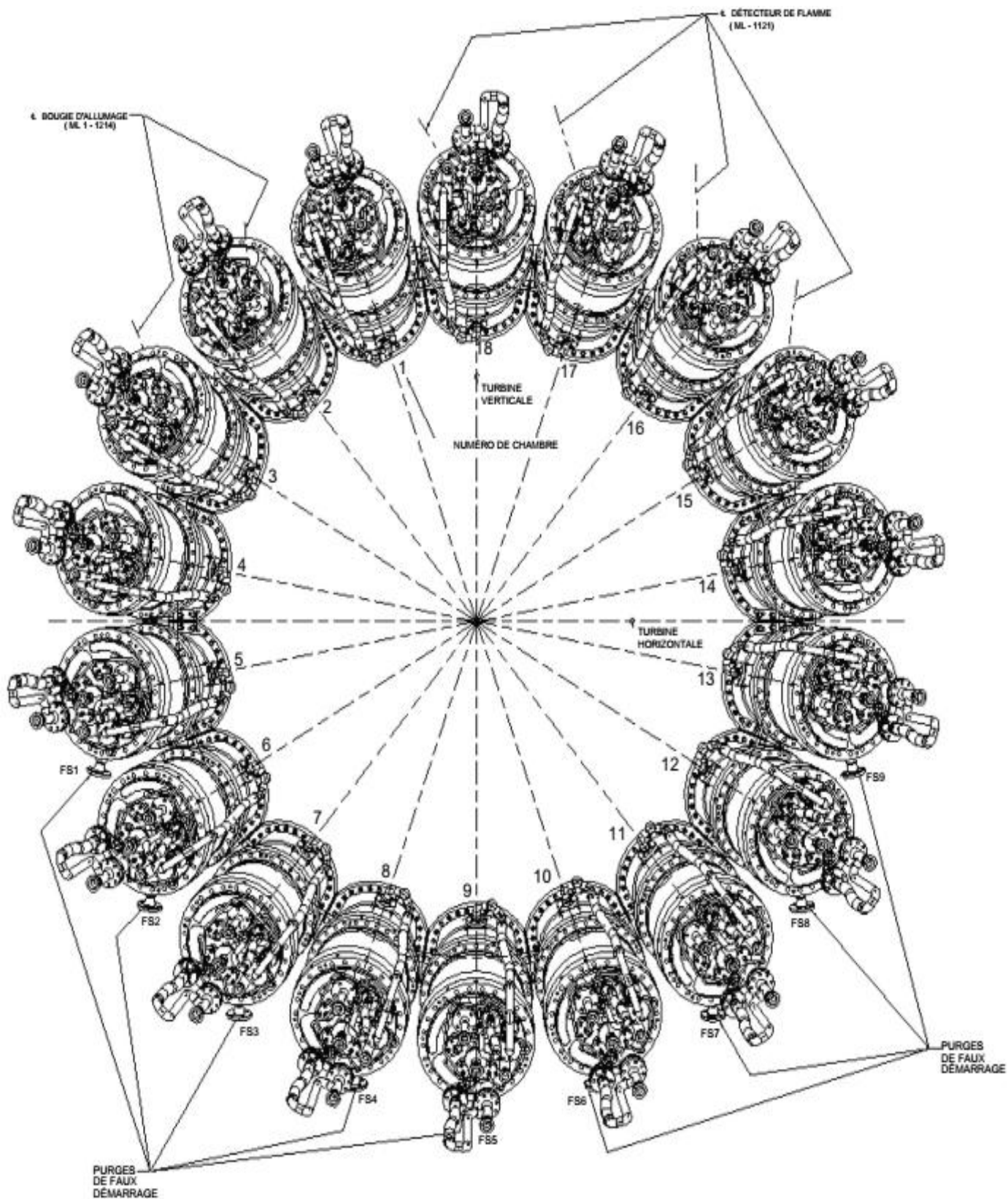


Figure n° I.5 : Disposition du système de combustion MS9001FA DLN-2.6+

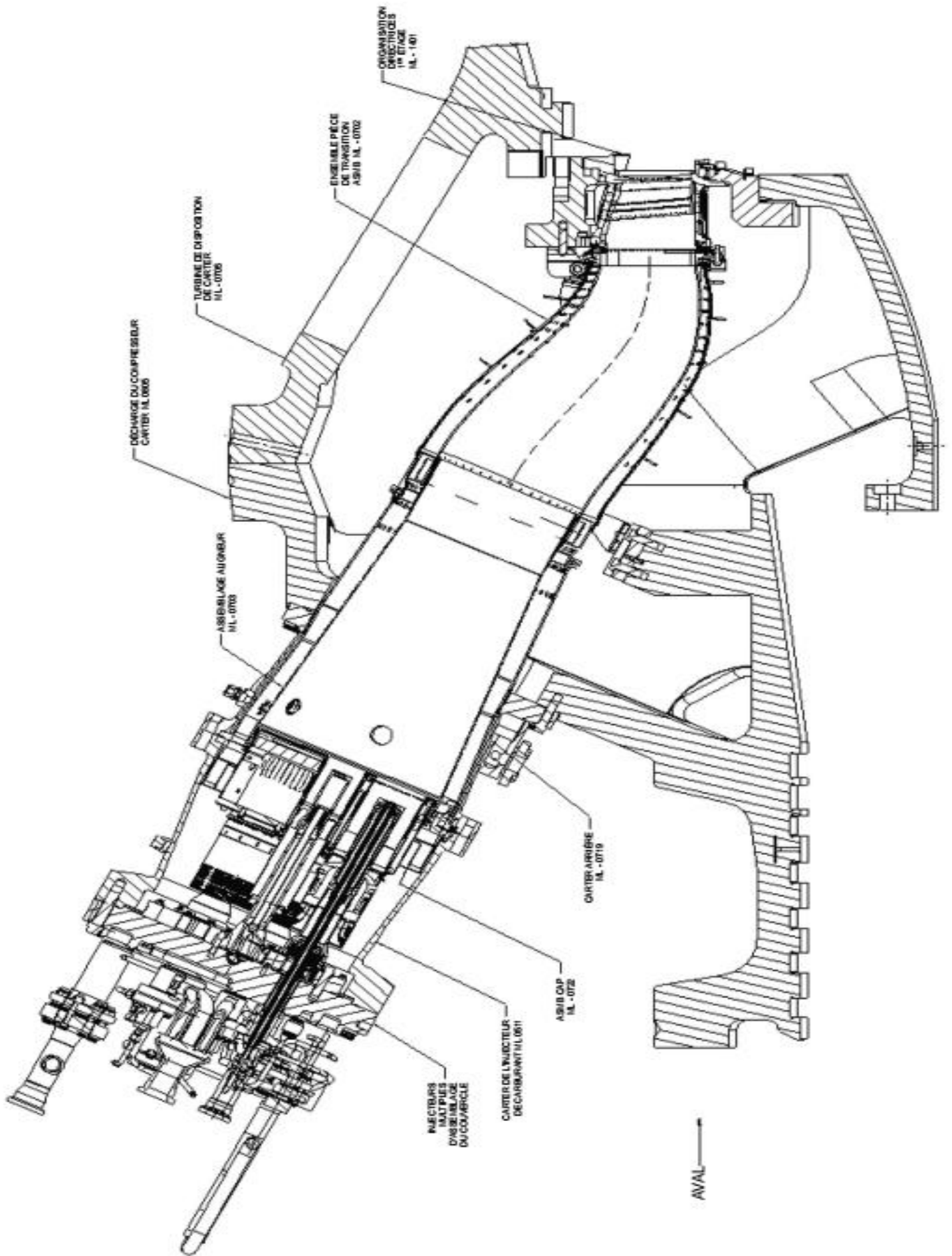


Figure n°I.6: Configuration de combustion MS9001FA DLN-2,6+

4. Turbine :

La section de turbine à trois étages est le secteur dans lequel l'énergie contenue dans le gaz pressurisé à haute température, produit par les sections compresseur et combustion est convertie en énergie mécanique.

La turbine à gaz MS9001FA comprend le rotor de turbine, le corps, le caisson d'échappement, le diffuseur d'échappement, les injecteurs et des bandages.

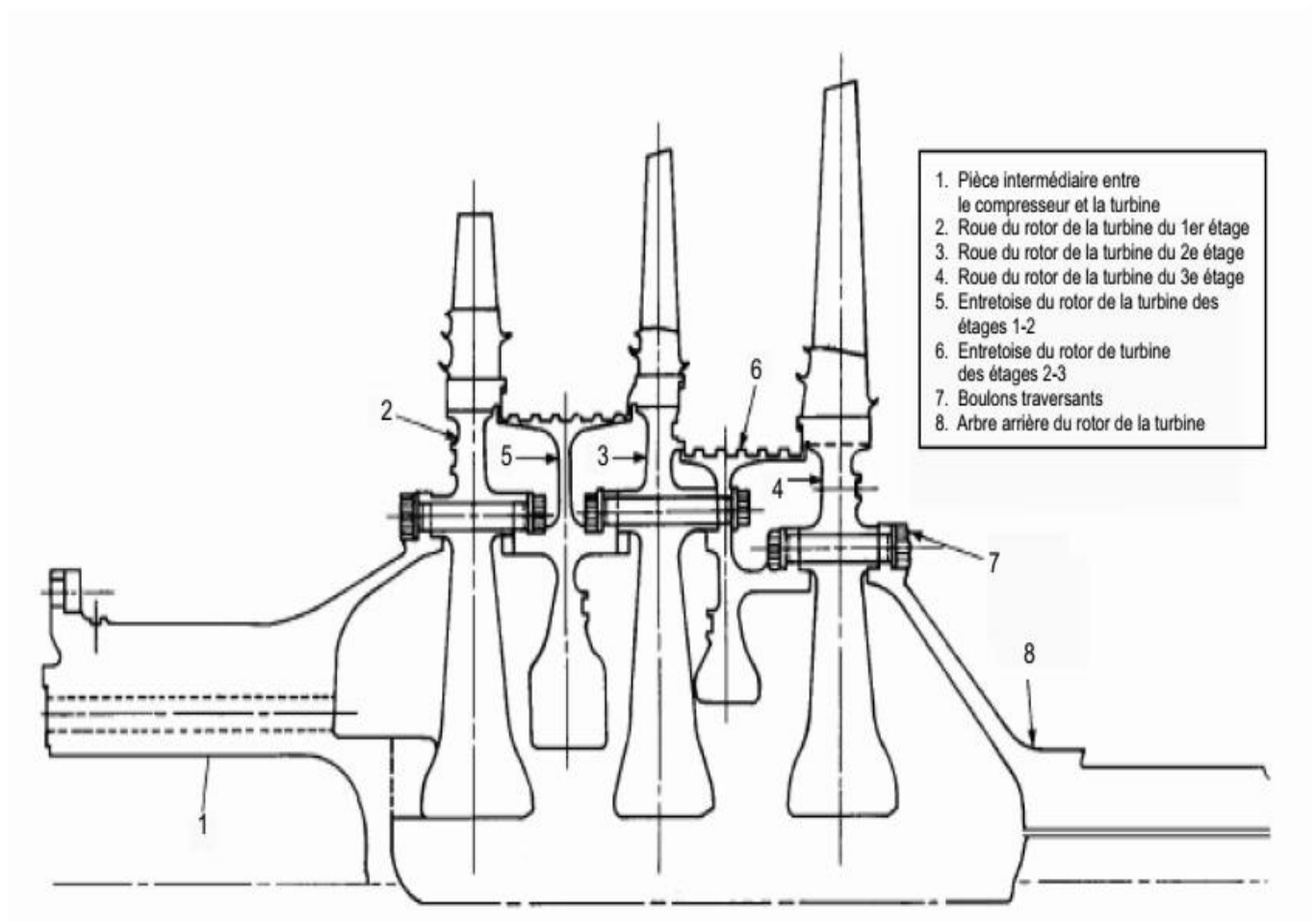


Figure n°I.7: Montage du rotor de turbine

4.1 Rotor de turbine :

4.1.1 Structure :

L'ensemble de rotor de turbine, présenté en Figure n°I.7, comprend les arbres avant et arrière des roues de la turbine, les ensembles des trois premiers étages avec les entretoises et les aubes. Le contrôle de concentricité est obtenu avec des feuillures qui correspondent sur les pièces d'écartement, les roues de turbine, les arbres des roues et les entretoises. Les roues sont assemblées par des boulons vissés sur des brides boulonnables sur les arbres et les entretoises de roues. Un positionnement sélectif des éléments du rotor est réalisé pour réduire les corrections d'équilibrage.

4.1.2 Arbres de roues

La pièce d'écartement du rotor de turbine va de la roue de turbine du premier étage jusqu'à la bride arrière de l'ensemble rotor du compresseur.

L'arbre arrière du rotor de la turbine inclut le palier lisse No. 2.

4.2 Stator de turbine :

4.2.1 Structure :

Le corps de turbine et le cadre d'échappement constituent la partie principale de la structure du stator de la turbine à gaz MS 9001FA. Les directrices de turbine, les bandages et le diffuseur d'échappement sont soutenus en interne à partir de ces composants.

4.2.2 Corps de turbine

Le corps de turbine contrôle les positions axiale et radiale des bandages et des directrices. Il détermine les jeux de la turbine et les positions relatives des directrices et des aubes de turbine.

Ce positionnement est critique pour les performances de la turbine à gaz. Les gaz chauds contenus dans le corps sont une source de chaleur dans le corps. Pour contrôler le diamètre du corps, il est important de réduire le flux de chaleur dans le compartiment et de limiter sa température. Les limitations du flux de chaleur comprennent l'isolation, le refroidissement et des structures multicouches. L'air extrait au 13ème étage est conduit dans les espaces annulaires du corps de la turbine autour des directrices des 2ème et 3ème étages. De là, l'air est injecté à travers les partitions des directrices dans les espaces inter-roues.

- **Directrices**

La section turbine comprend trois étages de directrices fixes (Figure n° I.2) qui dirigent le flux à grande vitesse des gaz de combustion en expansion vers les aubes de la turbine et amènent la rotation du rotor. En raison de l'importante chute de pression survenant sur les directrices, les diamètres internes et externes utilisent des joints afin d'empêcher toute perte d'énergie du système en cas de fuite. Puisque ces directrices fonctionnent dans la veine des gaz de combustion chauds, elles sont soumises à des efforts thermiques en plus des charges de pression.

- **Membrane**

Les diaphragmes de directrices sont attachés aux diamètres internes des segments de directrices des deuxième et troisième étages. Ces diaphragmes évitent la fuite de l'air entre les parois intérieures des directrices et le rotor de la turbine. Les dents du joint de type à labyrinthe haut/bas sont usinées dans le diamètre interne du diaphragme. Elles correspondent à des plages d'étanchéité opposées sur le rotor de turbine. Un jeu radial minimal entre les parties fixes (diaphragme et directrices) et le rotor mobile est essentiel pour réduire au minimum les fuites inter-étages, ceci se traduit par une meilleure efficacité de la turbine .

5. Cadre d'échappement :

Le cadre d'échappement est boulonné sur la bride arrière du corps de turbine. Structurellement, le cadre se compose d'un cylindre extérieur et d'un cylindre intérieur interconnectés par des nervures radiales. Le palier No. 2 est soutenu à partir du cylindre interne.

Le diffuseur d'échappement situé à l'extrémité arrière de la turbine est boulonné au cadre. Les gaz qui sortent du troisième étage de la turbine pénètrent dans le diffuseur où la vitesse est réduite par diffusion et où la pression est récupérée. A la sortie du diffuseur, les gaz sont dirigés vers le caisson d'échappement .

6. PALIERS :

La turbine à gaz MS9001FA a deux paliers à patins oscillants en quatre éléments qui supportent le rotor de la turbine. L'unité inclut également un palier de butée pour maintenir la position axiale rotor-stator. La poussée est absorbée par une butée à patins oscillants avec huit patins sur chaque côté de la butée. Les paliers et joints sont installés dans deux logements de paliers : un au niveau du carter d'entrée et un au niveau du cadre d'échappement. Ces paliers principaux sont lubrifiés par pression à partir de l'huile fournie par le système d'huile de

lubrification principal. L'huile s'écoule à travers des tubulures de dérivation vers une entrée dans chaque logement de palier.

7. ACCOUPLEMENT DE CHARGE

Un couplage rigide, creux, relie l'arbre à l'avant du rotor du compresseur rotor à l'alternateur. Une connexion à bride boulonnée forme le joint à chaque extrémité du couplage. [03]

II- La turbine à vapeur :

Définition :

La turbine à vapeur est un moteur thermique rotatif qui convertit l'énergie d'un courant de vapeur d'eau en énergie mécanique. Plus généralement c'est un organe qui permet la détente d'un fluide en transformant son énergie sous forme mécanique. On dit que son circuit fermé (il n'y a pas un changement de fluide caloporteur).

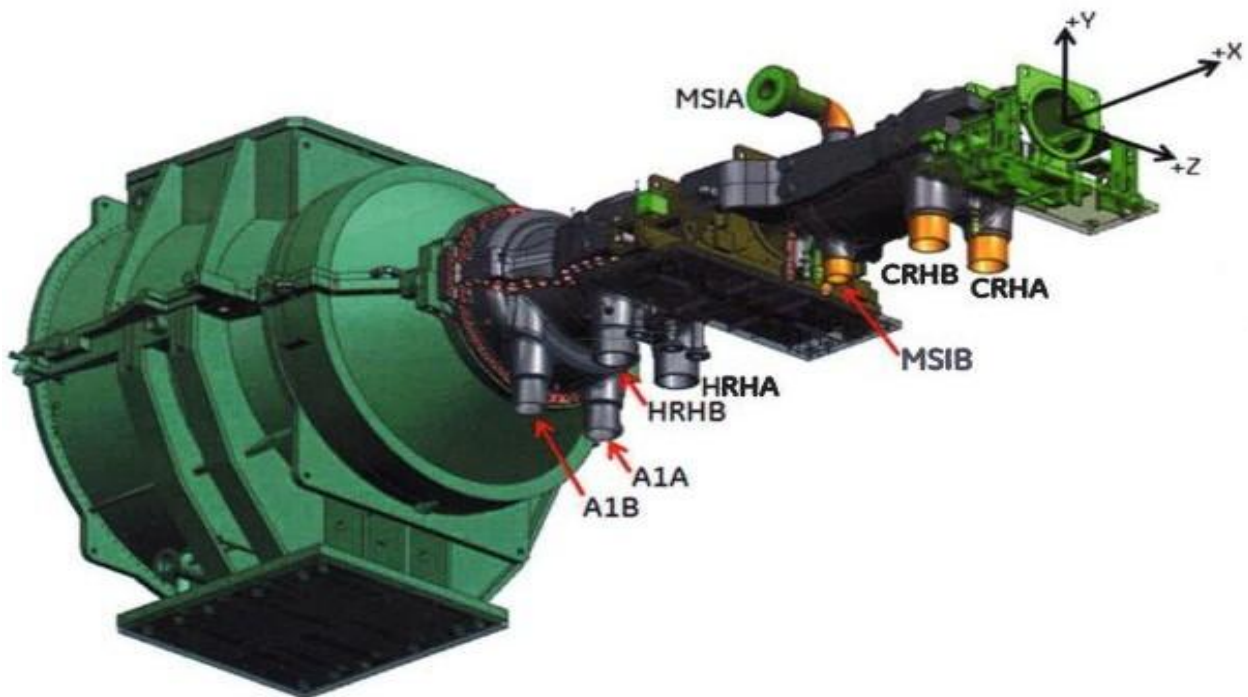


Figure n°I.8 : la turbine a vapeur A10 (209A)

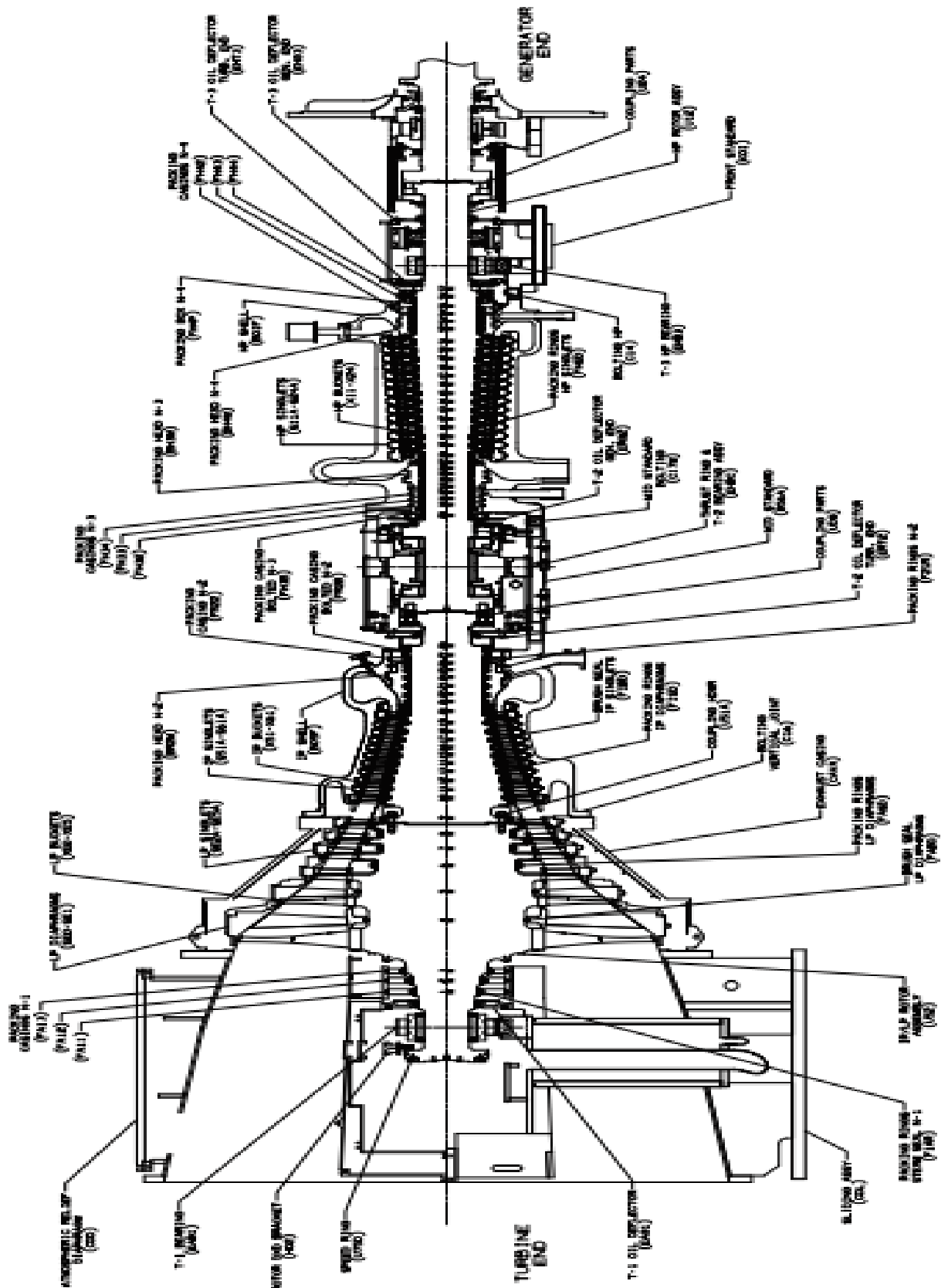


Figure n° I.9 : coupe du turbine a vapeur

1. FONCTIONNEMENT :

Bien que les turbines à vapeur soient construites selon deux principes différents (à action ou à réaction. Leurs éléments essentiels sont similaires. Elles se composent de tuyères, et d'ailettes. La vapeur s'écoule dans les tuyères, dans les quelles elle se dilate. Ainsi, sa température diminue est son énergie cinétique augmente. La vapeur en mouvement exerce une pression contre les ailettes mobiles, entraînant leur rotation. Les turbines à vapeur sont des machines relativement simples dont la seule partie mobile importante est le rotor. Elles possèdent toutefois un équipement annexe, nécessaire à leur fonctionnement parmi celui-ci, un palier supporte le rotor et un palier de butée le positionne de manière axiale. Un système de graissage assure le graissage des paliers, des joints réduisant les pertes de la vapeur tout au long de son trajet. Enfin, un système d'étanchéité empêche la vapeur de s'échapper à l'extérieur de la turbine et l'air d'y entrer. La vitesse de la machine est commandée par des soupapes situées aux entrées d'admission de la machine et pilotées par un système de régulation électronique ou mécanique.

2. TYPES DE TURBINES A VAPEUR :

Les turbines à vapeur peuvent être classées suivant la forme de la veine de vapeur (direction de la vapeur) :

➤ Turbines radiales :

Dans les turbines radiales l'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine.

➤ Turbines axiales :

Dans les turbines axiales l'écoulement de la vapeur se fait dans un cône ayant même axe que la turbine(A10)

3. ELEMENTS CONSTITUANT UNE TURBINE :

La plus part de nos centrales modernes sont constituées de trois cops. un corps HP, un corps MP, et un corps BP. Chaque corps comprend :

- Un rotor (une partie mobile rotor)
- Un stator (une partie fixe stator)

3.1 ROTOR:

Le rôle du rotor a pour objet de transmettre l'énergie mécanique fournie par les aubages à la ligne d'arbre (ou l'alternateur), il est constitué d'un fut centrale. Qui est prolongé de part et d'autre par deux parties destinées au guidage et au centrage du rotor.

Il existe deux types de rotor :

- **ROTOR A TAMBOUR :**

Il est obtenu par forgeage ou sous forme de vérole creuse soudées entre elles ou plusieurs disques soudés entre eux. Les bouts d'arbre sont rapportés.

- **ROTOR MULTICELLULAIRE :**

Il est d'un arbre cylindrique est d'un certain nombre de disque de diamètre croissants. Les disques peuvent être usinés directement sur l'arbre ou rapportés sur celui-ci par un système de clavetage.

3.2 STATOR :

Le stator est constitué des éléments suivants :

3.2.1 ENVELOPPE :

Le stator est composé de deux enveloppes, une enveloppe interne séparée en deux parties par le plan de joint. Une deuxième enveloppe extérieure est séparée en deux parties par un plan de joint.

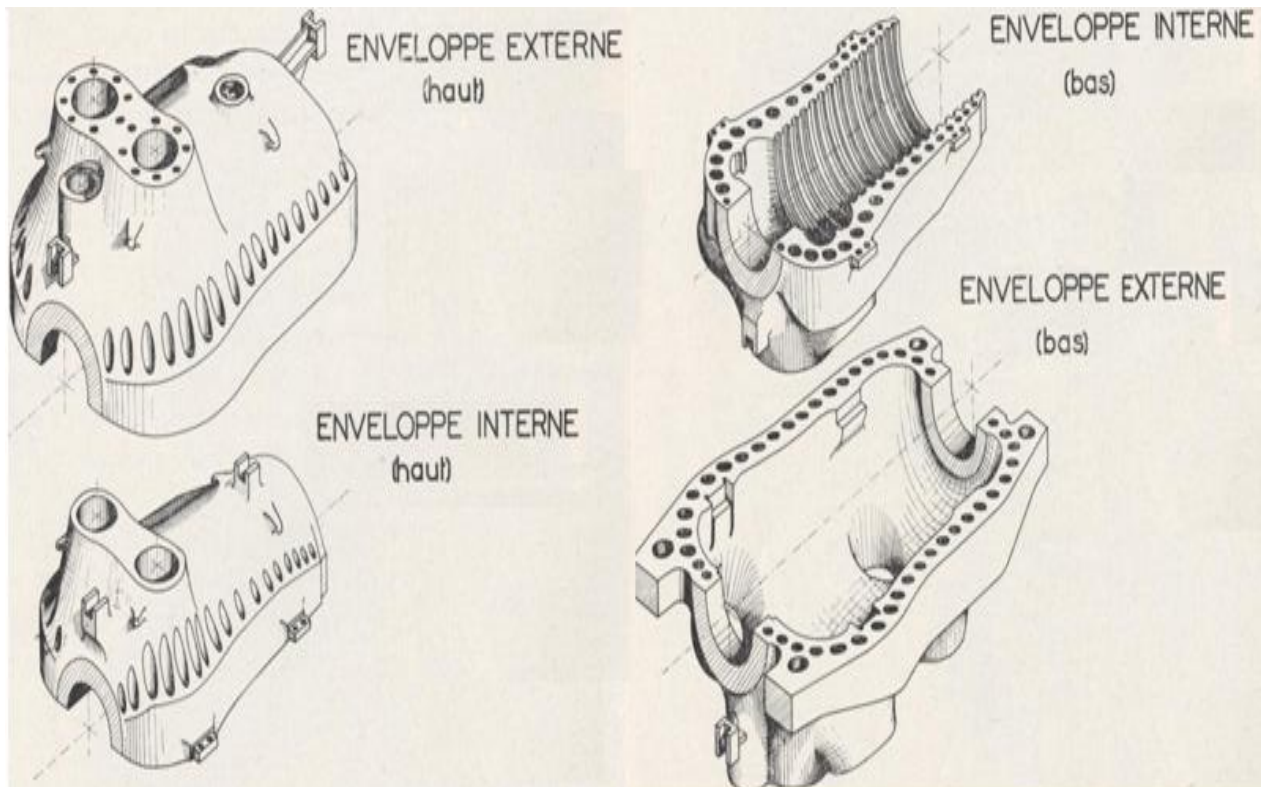


Figure n°I.10 : l'enveloppe de la turbine à vapeur

Chapitre 1 : Généralités sur les turbines à gaz et à vapeur

La construction des enveloppes dépend essentiellement des conditions de travail, des paramètres de la vapeur admise dans le corps, et la faisabilité.

C'est en fonction des paramètres de la vapeur de la turbine se détermine la fabrication des différentiels corps de la turbine, haute pression, moyen pression ou basse pression.

Les enveloppes sont assemblées au niveau des brides par des goujons très près les uns des autres et aussi rapprochés que possible de la paroi des enveloppes.

Les enveloppes sont assemblées au niveau des brides par des goujons très près les uns des autres et aussi rapprochés que possible de la paroi des enveloppes.

C'est sur les enveloppes internes que viennent se fixer les directrices.

C'est sur les enveloppes que viennent se fixer la tubulure d'admission et de sortie de la vapeur



Figure n°I.11 : Les brides d'assemblage des enveloppes

La construction des enveloppes exige de prendre en considération les points suivants :

- Les pressions élevées et l'élévation des températures diminuent la résistance du métal. Donc il est nécessaire l'utilisation d'aciers spéciaux résistant à la chaleur avec des épaisseurs suffisantes.
- Les pressions élevées posent ici les problèmes de l'étanchéité au plan de joint. Les températures élevées posent les problèmes de dilatation.

3.2.2 AUBAGES FIXES (directrices) :

Les ailettes ou aubages fixes ont une forme aérodynamique sous aspérité de manière à avoir un écoulement laminaire de la vapeur.

Les ailettes fixes sont soudées sur des cerceaux qui sont à leur tour soudées aux bandages ou enchâssés lors de la coulée de l'acier, formant ainsi les directrices.

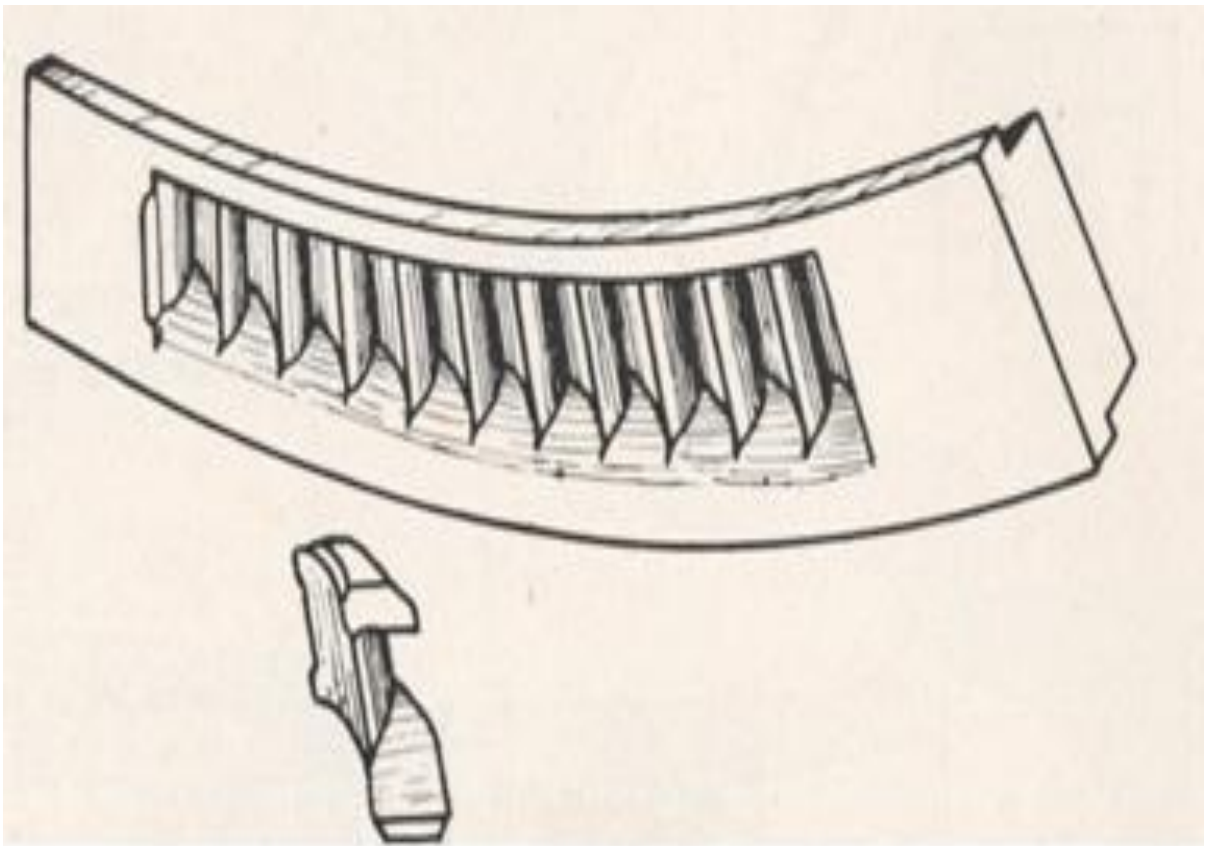


Figure n° I.12: directrice

3.2.3 ETANCHEITE :

Il est utilise trois types de garnitures d'étanchéité dans les turbines :

- **Les labyrinthes :**

Le système consiste à créer des étranglements laminant le débit de fuite.

Les labyrinthes sont utilisés généralement pour les étanchéités intérieures.

- **Garniture à anneau de carbone :**

Sont constituées par des segments pressés contre l'arbre au moyen de ressort.

- **Joint hydraulique :**

Il est généralement utilisé comme garniture extérieure d'étanchéité d'un joint labyrinthe pour supprimer tout dégagement de vapeur dans la salle des machines.

3.3 Les circuits de la turbine à vapeur :

3.3.1 Circuit drainage turbine :

Le circuit des purges à pour rôle d'évacuer l'eau des différents organes travaillant avec de la vapeur. Afin de permettre le dégonflement ou la condensation de la vapeur emprisonnée dans les différents appareils.

Les condensats sont récupérés par le circuit de drainage

3.3.2 Circuit de chauffage :

Distingue deux circuits de chauffage d'une turbine.

- **Circuit chauffage des différents éléments de la turbine :**

Chaque turbine est équipé d'un circuit de chauffage afin de pouvoir chauffé les élément de la turbine au démarrage et d'éviter les contrainte thermique du a la différence de température entre le métal de la turbine est la vapeur admission turbine, et il consiste a injecte de la vapeur dans les différents partie de la turbine tel-que les stators les vannes les soupape et la tuyauterie d'alimentation, dans le but de faire monté la température du métal progressivement, jusqu'à qu'elle soit proche de la température vapeur admission turbine.

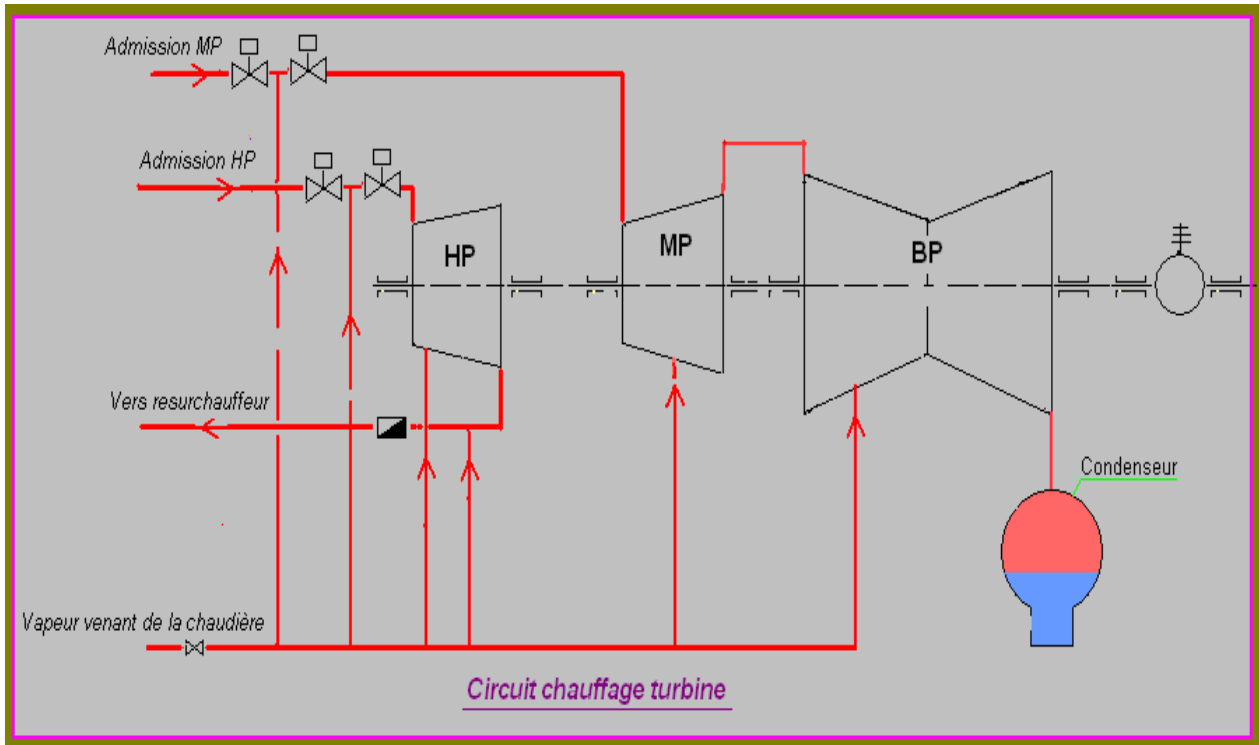


Figure n°L.13: circuit chauffage turbine

- **Circuit chauffage des brides :**

Les brides des enveloppes doivent être robustes et les goujons d'assemblage très près les uns des autres et aussi rapprochés que possible de la paroi de l'enveloppe

La déformation d'un stator lors d'un réchauffage est conditionnée par le retard thermique des brides, partie volumineuse s'échauffe plus lentement aussi certains constructeurs prévoient un réchauffage des brides, par circulation de la vapeur vive à l'intérieur des goujons d'assemblage, afin d'activer le chauffage des brides.

Les condensats sont récupérés par le circuit de drainage.

REMARQUE : les conséquences d'un mauvais préchauffage :

- Condensation de la vapeur
- Dilatation inadmissible
- Vibrations élevées. [04]

III- Chaudière de récupération (HRSG) :

Les fumées à haute température de la turbine à gaz sont envoyées dans une gaine. En faisant circuler de l'eau dans des échangeurs traversant la gaine, on crée de la vapeur qui va permettre d'alimenter une turbine à vapeur.

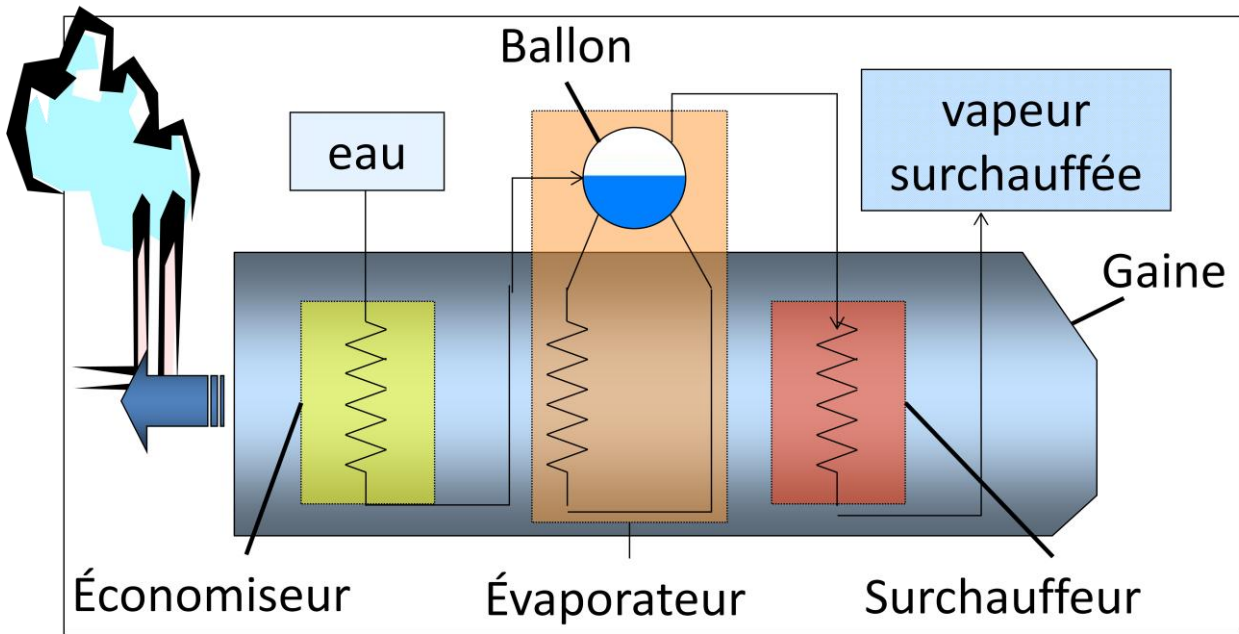
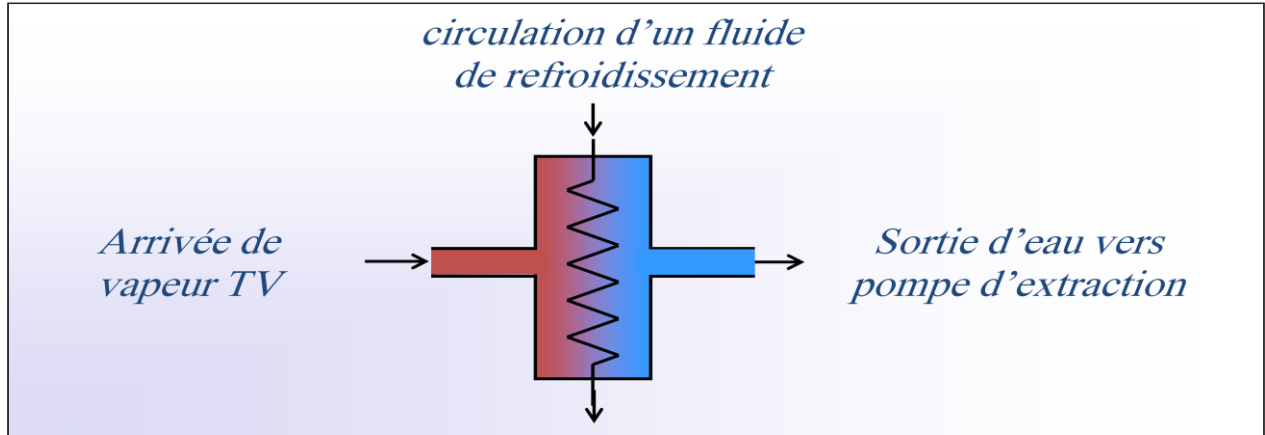


Figure n°I.14 : schéma d'une chaudière de récupération

IV- Le condenseur (Aérocondenseur) :

Le condenseur est un échangeur thermique qui permet de condenser la vapeur en sortie de TV, pour réalimenter en eau la chaudière.



Figure^oI.15 :schema d'un Condenseur



Figure^oI.16 :aérocondenseur

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

Chapitre II: Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur :

1) La turbine à gaz :

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Brayton, à travers lequel tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz sont définis. Par la suite l'étude d'un cycle réel nous permettra de modéliser le comportement des turbines à gaz au cours de leur fonctionnement dans le cas pratique, dans lequel on prend en considération les différentes imperfections qui peuvent l'affecter. [1]

- **Cycle idéal de la turbine à gaz :**

Le cycle de Joule (ou cycle de Brayton) est le cycle idéal de la turbine à gaz. Le cycle se compose de quatre transformations : deux échanges de chaleur isobares et deux variations de pression isentropiques (figure n°II.1)

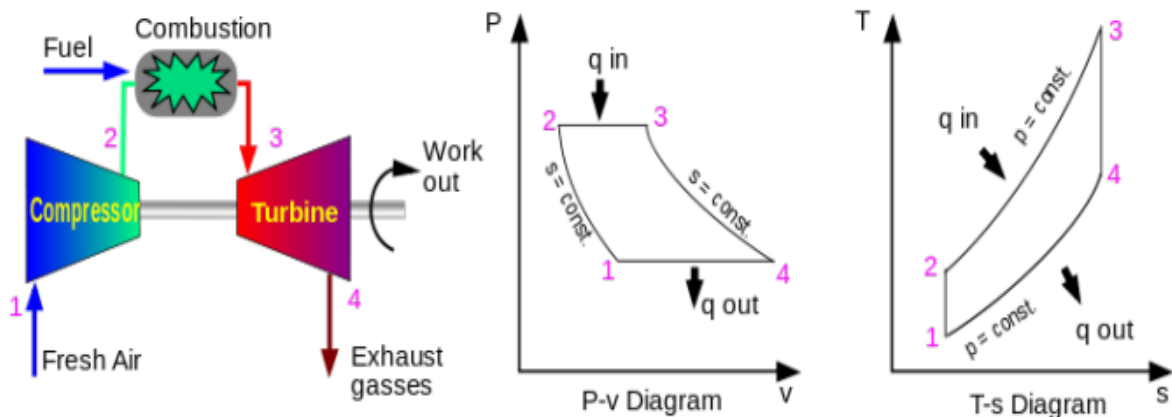


Figure n°II.1 : Cycle thermodynamique idéal de la turbine à gaz

❖ 1→2 : Compression isentropique

Le compresseur comprime l'air ambiant de manière supposée adiabatique réversible (isentropique).

On sait que la température ambiante influe sur la masse volumique de l'air suivant la relation :

$$\rho^{T^{\circ}}_{\text{air}} = \rho^{0^{\circ}} * (273/T) \rightarrow T \text{ en [kelvin]} \dots \dots \dots (1)$$

On a : $\rho^{0^{\circ}} = 1.29 \text{ kg/m}^3$

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

on rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change vu la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation :

$$\dot{m}_{\text{air}} = 1739240 \text{ kg/h à } 45^\circ\text{C avec } \dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air volumique}} * \rho_{\text{air}}^{45^\circ}$$

$$\dot{m}_{\text{air volumique}} = 1739240 / 1.11 = 1566882.88 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Pour } T=0^\circ\text{C} \rightarrow \rho^{0^\circ} = 1.29 \text{ kg/m}^3 \rightarrow \dot{m}_{\text{air}} = 156682.88 * 1.29$$

$$\rightarrow \dot{m}_{\text{air}} = \mathbf{2021278.92 \text{ kg/h}}$$

La puissance consommée par le compresseur \dot{W}_c est donnée par:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{\text{air}}^{T_1} * (H_2 - H_1) = \dot{m}_{\text{air}} * (c_{\text{pair2}} * T_2 - c_{\text{pair1}} * T_1) \dots \dots \dots (2)$$

- $\dot{m}_{\text{air}}^{T_1}$ Débit massique d'air traversant le compresseur
- H_1, H_2 Enthalpie de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur
- $c_{\text{pair1}}, c_{\text{pair2}}$ Chaleur spécifique de l'air à pression constante
- T_1, T_2 Température de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur

La température T_2 est liée a la température T_1 par la relation :

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_1 = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_1 \dots \dots \dots (3)$$

- P_1, P_2 Pression de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur
- $\tau = \frac{P_1}{P_2}$ Rapport de compression du compresseur.

La chaleur spécifique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (C_0 + C_1 * \Theta + C_2 * \Theta^2 + C_3 * \Theta^3) \dots \dots \dots (4)$$

$$\Theta = T / 1000 \quad (\text{T en kelvin})$$

C_0, C_1, C_2, C_3 : constantes spécifiques pour chaque constituant.

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

Tableau. II.1 : coefficient de calcul de chaleur spécifique

		$C_{\rho 0} = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3$ (kJ/kg K)			$\theta = T(\text{Kelvin})/1000$	
Gas	Formula	C_0	C_1	C_2	C_3	
Steam	H ₂ O	1.79	0.107	0.586	-0.20	
Acetylene	C ₂ H ₂	1.03	2.91	-1.92	0.54	
Air	—	1.05	-0.365	0.85	-0.39	
Ammonia	NH ₃	1.60	1.4	1.0	-0.7	
Argon	Ar	0.52	0	0	0	
Butane	C ₄ H ₁₀	0.163	5.70	-1.906	-0.049	
Carbon dioxide	CO ₂	0.45	1.67	-1.27	0.39	
Carbon monoxide	CO	1.10	-0.46	1.0	-0.454	
Ethane	C ₂ H ₆	0.18	5.92	-2.31	0.29	
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	0.2	4.65	-1.82	0.03	
Ethylene	C ₂ H ₄	0.136	5.58	-3.0	0.63	
Helium	He	5.193	0	0	0	
Hydrogen	H ₂	13.46	4.6	-6.85	3.79	
Methane	CH ₄	1.2	3.25	0.75	-0.71	
Methanol	CH ₃ OH	0.66	2.21	0.81	-0.89	
Neon	Ne	1.03	0	0	0	
Nitric oxide	NO	0.98	-0.031	0.325	-0.14	
Nitrogen	N ₂	1.11	-0.48	0.96	-0.42	
Nitrous oxide	N ₂ O	0.49	1.65	-1.31	0.42	
n-Octane	C ₈ H ₁₈	-0.053	6.75	-3.67	0.775	
Oxygen	O ₂	0.88	-0.0001	0.54	-0.33	
Propane	C ₃ H ₈	-0.096	6.95	-3.6	0.73	
R-12 [†]	CCl ₂ F ₂	0.26	1.47	-1.25	0.36	
R-22 [†]	CHClF ₂	0.2	1.87	-1.35	0.35	
R-32 [†]	CF ₂ H ₂	0.227	2.27	-0.93	0.041	
R-125 [†]	CHF ₂ CF ₃	0.305	1.68	-0.284	0	
R-134a [†]	CF ₃ CH ₂ F	0.165	2.81	-2.23	1.11	
Sulfur dioxide	SO ₂	0.37	1.05	-0.77	0.21	
Sulfur trioxide	SO ₃	0.24	1.7	-1.5	0.46	

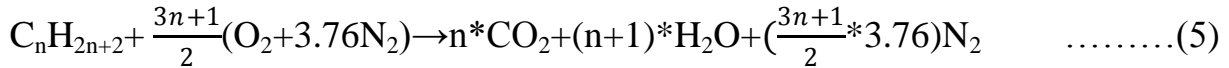
* Approximate forms valid from 250 K to 1200 K.

[†] Formula limited to maximum 500 K.

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

❖ 2→3 Chauffage isobare :

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



Sachant que le gaz naturel algérien a la composition suivante:

- 1.03% nitrogène (N₂).
- 1.97% charbon dioxyde (CO₂).
- 83.80% méthane (CH₄).
- 10.60% éthane (C₂H₆).
- 2.10% propane (C₃H₈).
- 0.5% butane (C₄H₁₀).

Remarque : il y a des autres compositions comme (C₅H₁₂, C₆H₁₄) avec des quantités négligeables (0.05%, 0.01%).

Le poids moléculaire du chaque constituant i : M_i .

Le poids moléculaire moyen du gaz : $PM_{moy} = \sum M_i * Y'_{i\ mol} = 18.81 \text{ kg/kmol} \dots\dots\dots(6)$

La concentration massique : $Y_{i\ massique} = (M_i * Y'_{i\ mol}) / \sum M_i * Y'_{i\ mol} \dots\dots\dots(7)$

• Détermination du débit d'air stœchiométrique :

$Y_{molaire\ O_2}$ dans l'air = 21% donc $Y_{masO_2} = (0.21 * 32) / 29 = 0.23 \text{ kg de } O_2 / 1 \text{ kg d'air}$

D'où débit d'air nécessaire : $Q_{air\ stœchiométrique} = m_{O_2} / Y_{massO_2}$

ON obtient :

$$m_{O_2} = (M_{O_2} * (\frac{3n+1}{2}) * Y_i) / \sum M_i * Y_i \dots\dots\dots(8)$$

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

Tableau. II.2 : Les composants molaires du gaz naturel.

Constituants du gaz	$Y_{i \text{ mol}}$	Masse mol M_i (kg/kmol)	$M_i * Y_{i \text{ mol}}$	$Y_{i \text{ massique}}$	masse d'O2 consommée par constituant (kg)
CH ₄	0.8380	16	13.41	0,71	2.85
C ₂ H ₆	0.1060	30	3.18	0,17	0.63
C ₃ H ₈	0.0210	44	0.92	0,05	0.18
C ₄ H ₁₀	0.005	58	0.29	0,017	0.006
CO ₂	0.0103	44	0.45	0,024	0.000
N ₂	0.0197	28	0.55	0,029	0.000
Total	1		18.80	1	3.666

$$Q_{\text{air stoechiométrique}} = \frac{3.666}{0.23} = \mathbf{15.94 \text{ kg d'air /1kg de combustible.}}$$

Détermination de la valeur de l'excès d'air :

$$E = \dot{m}_{\text{air}} / (\dot{m}_f * Q_{\text{air stoechiométrique}}) \rightarrow \mathbf{E = 2.69}$$

La chaleur spécifique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (C_0 + C_1 * \Theta + C_2 * \Theta^2 + C_3 * \Theta^3)$$

$$\Theta = T / 1000 \quad (T \text{ en kelvin})$$

C_0, C_1, C_2, C_3 : constantes spécifiques pour chaque constituant du mélange i.

La chaleur spécifique molaire moyenne du mélange du gaz : $C_{p_{\text{moy}}} = \sum C_{p_i} * Y_i$

$$Q_{\text{ch}} = (\dot{m}_{\text{air}}^{T_1} + \dot{m}_f) * H_3 - \dot{m}_{\text{air}}^{T_1} * H_2 = \dot{m}_f * (\text{PCI} + H_f) \dots \dots \dots (9)$$

\dot{m}_f débit massique des carburant

H_3 enthalpie des gaz brulés a la sortie de la chambre de combustion

H_f enthalpie du carburant a l'entrée de la chambre de combustion

PCI pouvoir calorifique inferieur du carburant

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

$$\rightarrow H_3 = \dot{m}_f * (PCI + H_f) + \dot{m}_{air}^{T1} * H_2 / (\dot{m}_{air}^{T1} + \dot{m}_f) \dots \dots \dots (10)$$

$$\rightarrow H_3 = C_{p_{gb}} * T_3 \dots \dots \dots (11)$$

On a le Cp quand $T > 1200k$:

$$(5) \rightarrow H_3 = (0.9889 + 0.1057(T/1000)) * (T - 273)$$

$$(5) \rightarrow (0.1057/1000)T^2 + 0.96T + (-269.97 - H_3) = 0$$

$$\Delta = b^2 - 4ac \rightarrow \Delta = (0.96)^2 - 4 * 0.0001057 * (-269.97 - H_3)$$

$$\text{Donc } T = -0.96 + \sqrt{\Delta}$$

❖ 3 → 4 Détente isentropique :

La puissance délivrée par la turbine \dot{W}_t s'écrit :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gb} (H_3 - H_4) = \dot{m}_{gb} (C_{p_{gb3}} T_3 - C_{p_{gb4}} T_4) \dots \dots \dots (12)$$

H_4 enthalpie des gaz brûlés à la sortie de la turbine

T_4 Température des gaz brûlés à la sortie de la turbine

$C_{p_{gb}}$ La chaleur spécifique du mélange du gaz a (T)

La température T_4 est liée à la température T_3 par la relation :

$$T_4 = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3 = \left(\frac{1}{r} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3 \dots \dots \dots (13)$$

P_3, P_4 pression des gaz brûlés à l'entrée et la sortie de la turbine

❖ 4 → 1 Refroidissement isobar

La puissance calorifique Q_{fr} transmise par les gaz brûlés à l'air ambiant est :

$$Q_{fr} = \dot{m}_{gb} (H_4 - H_1) = \dot{m}_{gb} (C_{p_{gb4}} T_4 - C_{p_{air1}} T_1) \dots \dots \dots (14)$$

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

- **La puissance nette produite par la turbine :**

La puissance nette \dot{W}_{net} est la puissance transmise par la turbine a gaz à l'alternateur, elle est égale à la puissance produite par la détente moins la puissance consommée par le compresseur :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \dots \dots \dots (15)$$

- **Le rendement thermique :**

Le rendement thermique η_{th} (ou thermodynamique) est le rapport de la puissance nette produite sur la puissance calorifique fournie par le carburant :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m} \cdot (PCI + Hf)} \dots \dots \dots (16)$$

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

2) La turbine à vapeur :

Dans cette étape on prend le cycle de HIRN avec resurchauffe pour étudier le cycle de vapeur dans notre turbine figure n° II.2

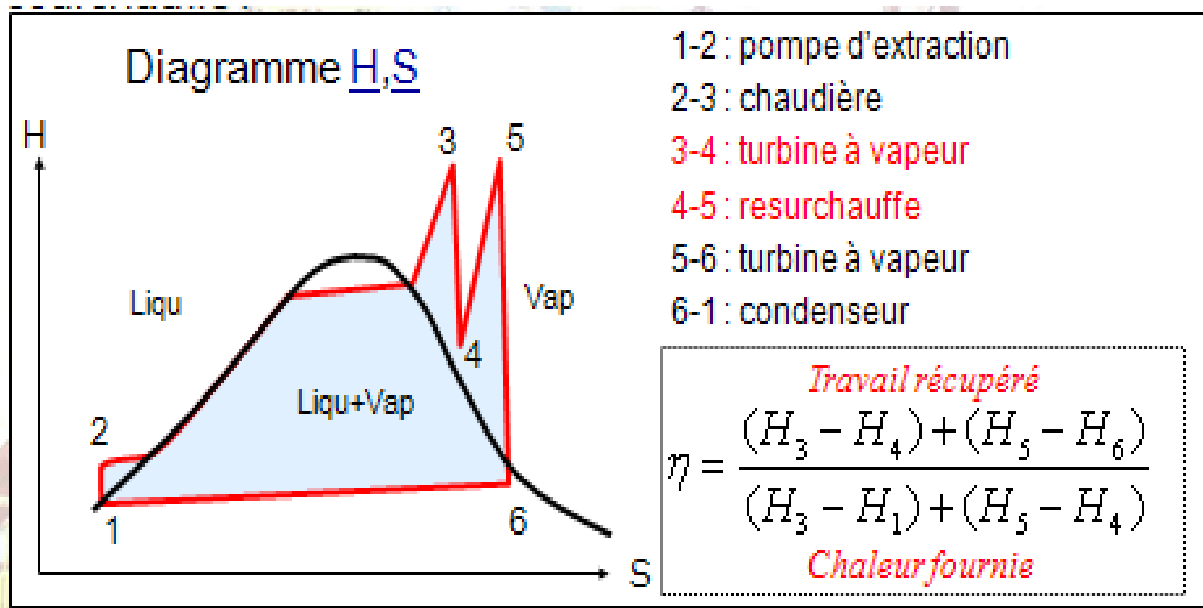


Figure n° II.2 : cycle de HIRN avec resurchauffe

$H \rightarrow$ l'enthalpie de l'eau dans l'état liquide ou vapeur.

❖ **1→2** : pompe d'extraction

$H_1 \rightarrow H_2$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{v1} * (H_1 - H_2) \dots \dots \dots (17)$$

\dot{m}_{v1} débit massique de vapeur de pompe extraction

\dot{W}_p la puissance de pompe absorbé

❖ **2 →3** : économiseur, évaporateur et surchauffeur (chaudière de récupération)

$H_2 \rightarrow H_3$

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

$$\diamond Q_{chvs} = \dot{m}_{v3} * H_3 - \dot{m}_{v1} * H_2 \dots \dots \dots (18)$$

\dot{m}_{v3} débit de massique de vapeur a la sortie de surchauffeur etb l'entrée du HP

Q_{chvs} la quantité de chaleur absorbée dans le cycle de la surchauffeur

❖ 3→4 : la détente dans le corps HP du TV

$H_3 \rightarrow H_4$

$$\diamond \dot{W}_{hp} = \dot{m}_{v3} * H_3 - \dot{m}_{v4} * H_4 \dots \dots \dots (19)$$

\dot{m}_{v4} débit de massique de vapeur a la sortie du HP et l'entrée de surchauffeur

\dot{W}_{hp} la puissance fournie par la turbine (HP)

❖ 4→5 : resurchauffeur (chaudière de récupération)

$H_4 \rightarrow H_5$

$$\triangleright Q_{chvs} = \dot{m}_{v5} * H_5 - \dot{m}_{v4} * H_4 \dots \dots \dots (20)$$

\dot{m}_{v5} débit de massique de vapeur a la sortie du resurchauffeur et l'entrée du MP

Q_{chvs} la quantité de chaleur absorbée dans le cycle du resurchauffeur

❖ 5→6 : la détente dans les corps MP, BP du TV

$H_5 \rightarrow H_6$

$$\triangleright \dot{W}_{mp} = \dot{m}_{v5} * H_5 - \dot{m}_{v6} * H_6 \dots \dots \dots (21)$$

\dot{m}_{v6} débit de massique de vapeur a l'entrée du MP et la sortie du BP (entrée de condenseurs)

\dot{W}_{mp} la puissance fournie par la turbine (MP,BP)

❖ 6→1 : le condenseur et aérocondenseurs

$H_6 \rightarrow H_1$

$$Q_{chvc} = \dot{m}_{v6} * H_6 - \dot{m}_{v1} * H_1 \dots \dots \dots (22)$$

Q_{chvc} la quantité de chaleur perdue dans le condenseur

Chapitre II : Modélisation thermodynamique de la turbine à gaz et à vapeur

- ❖ **La puissance nette et la quantité de chaleur absorbée de la turbine a vapeur :**

$$\dot{W}_{net tv} = \dot{W}_p + \dot{W}_{hp} + \dot{W}_{mp} \quad (\text{kJ/kg}) \dots\dots\dots(23)$$

$$Q_{ch} = Q_{chvs} + Q_{chvc} \quad (\text{kJ/kg}) \dots\dots\dots(24)$$

- **Le rendement de la turbine a vapeur :**

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{net tv}}{Q_{ch}} * 100 \quad (\%) \dots\dots\dots(25)$$

- **La puissance mécanique de la turbine a vapeur :**

$$P_v = Qm * \dot{W}_{net tv} * 10^{-6} \quad (\text{MW}) \dots\dots\dots(26)$$

3) Le cycle combiné :

- **Le rendement de cycle combiné :**

C'est la somme du puissance fournie par les turbines a gaz et a vapeur sur la quantité de chaleur fournie.

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{net tv} + \dot{W}_{net}}{Q_{ch}} * 100 \dots\dots\dots(27)$$

- **La puissance globale**

$$P_{cc} = P_t + P_v \dots\dots\dots(28)$$

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique de la centrale électrique. (Calcul théorique) :

A. Etude de la turbine à gaz :

La première condition de site quand on a étudié c'est la température ambiante et son influence sur la température de l'air d'admission et son masse volumique.

1- Détermination de la masse volumique et le débit massique de l'air :

On a : $\rho^{T^{\circ}}_{\text{air}} = \rho^{0^{\circ}} * (273/T) \rightarrow T \text{ en [kelvin]}$

On a : $\rho^{0^{\circ}} = 1.29 \text{ kg/m}^3$

$\dot{m}_{\text{air volumique}} = 1566882.88 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow (\text{cas de gaz naturel})$

$\dot{m}_{\text{air}} = 1566882.88 * \rho^{T^{\circ}}_{\text{air}} \text{ kg/h}$

$\dot{m}_{\text{air volumique}} = 1537405.40 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow (\text{cas de gas-oil})$

$\dot{m}_{\text{air}} = 1537405.405 * \rho^{T^{\circ}}_{\text{air}} \text{ kg/h}$

Tableau. III.1 : calcule des débits massiques.

La température ambiante T_1	La masse volumique de l'air	Le débit massique de l'air (cas de gaz naturel) \dot{m}_{air}	Le débit massique de l'air (cas de gas-oil) \dot{m}_{air}
0°C (273 K)	1.29	2021278.92	1983252.97
-5°C (268 K)	1.31	2052616.57	2014001.08
45°C (318 K)	1.11	1739240.00	176520.00

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

2- Détermination la température de refoulement du compresseur T_2 et la puissance absorbé parle compresseur du TG \dot{W}_c :

- La température T_2 :

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_1 = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_1$$

On a : $\gamma = 1.4$

$P_1 = 0.90$ bar

$P_2 = 8.2$ bar

Tableau. III.2 : calcule de la température de refoulement de compresseur (T_2)

La température ambiante T_1 (K)	la température de refoulement T_2 (K)
268	503.84
273	513.24
318	597.84

- La puissance \dot{W}_c :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{air}^{T_1} * (H_2 - H_1) = \dot{m}_{air} * (c_{pair2} * T_2 - c_{pair1} * T_1)$$

$\Theta = T/1000$

$C_p = (C_0 + C_1 * \Theta + C_2 * \Theta^2 + C_3 * \Theta^3)$

→ $C_{p_{air}} = 1.05 + 0.0365 * \Theta + 0.85 * \Theta^2 - 0.39 * \Theta^3$

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

Tableau. III.3 : calcul de la puissance du compresseur \dot{W}_c

La température ambiante T_1 (K)	$C_{p_{air1}}$ T_1 (kj/kg*k)	$C_{p_{air2}}$ T_2 (kj/kg*k)	\dot{W}_c (cas de gaz naturel) (Kj/kg)	\dot{W}_c (cas de gas-oil) (Kj/kg)
268	1.0057	1.0320	1432.30	1405.40
273	1.0058	1.0338	1437.60	1410.50
318	1.0073	1.0523	1488.20	1460.20

3 Détermination de la quantité de chaleur Q_{ch}

❖ Cas de gaz naturel :

$$\dot{m}_f = 11.26 \text{ kg/s}$$

$$T_f = 418 \text{ K}$$

$$C_{p_f} = 2.6783 \text{ kj/kg.k}$$

$$PCI = 46333 \text{ kj/kg}$$

$$Q_{ch} = (\dot{m}_{air}^{T_1} + \dot{m}_f) * H_3 - \dot{m}_{air}^{T_1} * H_2 = \dot{m}_f * (PCI + H_f)$$

$$Q_{ch} = \dot{m}_f * (PCI + C_{p_f} * T_f)$$

$$Q_{ch} = 847600 \text{ kj/kg}$$

❖ Cas de gas-oil :

$$\dot{m}_f = 12.62 \text{ kg/s}$$

$$T_f = 313 \text{ K}$$

$$C_{p_f} = 1.7 \text{ kj/kg.k}$$

$$PCI = 43346 \text{ kj/kg}$$

$$Q_{ch} = (\dot{m}_{air}^{T_1} + \dot{m}_f) * H_3 - \dot{m}_{air}^{T_1} * H_2 = \dot{m}_f * (PCI + H_f)$$

$$Q_{ch} = \dot{m}_f * (PCI + C_{p_f} * T_f)$$

$$Q_{ch} = 909530 \text{ kj/kg}$$

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

4 Détermination de la puissance de la détente de la turbine \dot{W}_t :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gb}(H_3 - H_4) = \dot{m}_{gb}(C_{p_{gb3}}T_3 - C_{p_{gb4}}T_4)$$

On a :

$$P_3 = P_2 \text{ et } P_1 = P_4$$

➤ **Combustible gaz naturel :**

• **Calcul de l'enthalpie H_3 :**

$$H_3 = \dot{m}_f(\text{PCI} + H_f) + \dot{m}_{\text{air}}H_2 / (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_f)$$

$$H_3 = C_{p_{gb}}T_3$$

• **Calcul de la température T_3 et $C_{p_{gb3}}$:**

On a le C_p quand $T > 1200\text{k}$:

$$H_3 = (0.9889 + 0.1057(T/1000))(T - 273)$$

$$\rightarrow (0.1057/1000)T^2 + 0.96T + (-269.97 - H_3) = 0$$

$$\Delta = b^2 - 4ac \rightarrow \Delta = (0.96)^2 - 4 * 0.0001057 * (-269.97 - H_3)$$

$$\text{Donc } T = (-0.96 + \sqrt{\Delta}) / 2 * 0.0001057 \rightarrow T = T_3$$

• **Calcul de la température T_4 et $C_{p_{gb4}}$:**

$$T_4 = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3 = \left(\frac{1}{\tau}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3$$

$$C_{p_{gb4}} = c_{p1co2} * 0.0554 + c_{p1h2o} * 0.1346 + c_{p1n2} * 0.7062 + c_{p1o2} * 0.1118$$

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

Tableau. III.4 : calcul de la température T_3 et T_4 et les C_p (gaz naturel)

La température ambiante T_1 (K)	La chaleur spécifique du gaz brûlé $C_{p_{gb3}}$ (kj/kg.k)	L'enthalpie H_3 (kj/kg)	La température T_3 (k)	La température T_4 (k)	La chaleur spécifique du gaz brûlé $C_{p_{gb4}}$ (kj/kg.k)	la puissance de la détente de la turbine \dot{W}_t (kj/kg)
268	1.1491	1428.00	1515.8	805.75	1.2269	439280
273	1.1513	1455.10	1455.1	816.96	1.2302	437820
318	1.1712	1700.20	1724.7	916.83	1.2582	427400

➤ **Combustible gas-oil :**

• **Calcul de l'enthalpie H_3 :**

$$H_3 = \dot{m}_f \cdot (PCI + H_f) + \dot{m}_{air} \cdot H_2 / (\dot{m}_{air}^{T_1} + \dot{m}_f)$$

$$H_3 = C_{p_{gb}} \cdot T_3$$

• **Calcul de la température T_3 et $C_{p_{gb3}}$:**

On a le C_p quand $T > 1200k$:

$$H_3 = (0.9889 + 0.1057(T/1000)) \cdot (T - 273)$$

$$\rightarrow (0.1057/1000)T^2 + 0.96T + (-269.97 - H_3) = 0$$

$$\Delta = b^2 - 4ac \rightarrow \Delta = (0.96)^2 - 4 * 0.0001057 * (-269.97 - H_3)$$

$$\text{Donc } T = (-0.96 + \sqrt{\Delta}) / 2 * 0.0001057 \rightarrow T = T_3$$

• **Calcul de la température T_4 et $C_{p_{gb4}}$:**

$$T_4 = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3 = \left(\frac{1}{\tau}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3$$

$$C_{p_{gb4}} = c_{p1co2} * 0.0554 + c_{p1h2o} * 0.1346 + c_{p1n2} * 0.7062 + c_{p1o2} * 0.1118$$

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

Tableau. III.5 : calcul de la température T_3 et T_4 et les C_p (gas-oil)

La température ambiante T_1 (K)	La chaleur spécifique du gaz brûlé $C_{p_{gb3}}$ (kj/kg.k)	L'enthalpie H_3 (kj/kg)	La température T_3 (k)	La température T_4 (k)	La chaleur spécifique du gaz brûlé $C_{p_{gb4}}$ (kj/kg.k)	la puissance de la détente de la turbine \dot{W}_t (kj/kg)
268	1.1528	1473.3	1551.0	824.49	1.2746	423020
273	1.1551	1501.1	1572.6	835.95	1.2781	421570
318	1.1754	1.7529	1764.4	937.88	1.3079	411340

5 Détermination du puissances net \dot{W}_{net} et rendement thermique η_{th} :

➤ **Calcule de la puissance nette**

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \text{ (kj/kg)}$$

➤ **Calcule des rendements thermiques η_{th} :**

$$\eta_{th} = (\dot{W}_{net} / Q_{ch}) * 100$$

Tableau. III.6 : calcul des puissances nets et Les rendements thermiques

La température ambiante T_1 (K)	La puissance nette \dot{W}_{net} (kj/kg) (Gaz naturel)	La puissance nette \dot{W}_{net} (kj/kg) (Gas-oil)	Le rendement thermique η_{th} (%) (Gaz naturel)	Le rendement thermique η_{th} (%) (Gas-oil)
268	296051	307190	33.93	32.89
273	294058	305287	33.81	32.79
318	278571	290039	32.87	31.89

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

Détermination de la puissance mécanique de la turbine P_t :

$$P_t = \dot{W}_{net} * \dot{m}_{gb} * 10^{-6} \quad (\text{MW})$$

Tableau. III.7 : calcule La puissance mécanique TG

La température ambiante T1 (K)	La puissance mécanique P_t (MW) Gaz naturel	La puissance mécanique P_t (MW) (gas-oil)
268	172.66	162.09
273	168.42	158.08
318	137.41	128.83

B. Etude de la turbine à vapeur :

Remarque : dans cette étude on considère que les caractéristique du cette étape est constant a une température 45°C (318 K) pour simplifier notre étude.

❖ Cas de gaz naturel :

On a :

$$H_1 = 249.8 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\dot{m}_1 = 172.1 \text{ kg/s}$$

$$H_2 = 253.4 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\dot{m}_2 = 172.1 \text{ kg/s}$$

$$H_3 = 3529.5 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\dot{m}_3 = 144.96 \text{ kg/s}$$

$$H_4 = 3233.5 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\dot{m}_4 = 142.89 \text{ kg/s}$$

$$H_5 = 3598.6 \text{ kJ/kg.k}$$

$$\dot{m}_5 = 153.88 \text{ kg/s}$$

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

$$H_6=2508.7 \text{ kj/kg.k}$$

$$\dot{m}_5=170.96\text{kg/s}$$

❖ **détermination la puissance de la pompe d'extraction :**

$$\dot{W}_p= \dot{m}_1*(H_1-H_2)$$

❖ **détermination la quantité de chaleur de surchauffe :**

$$Q_{chs}= \dot{m}_3*H_3- \dot{m}_2*H_2$$

❖ **détermination la puissance de turbine (corp HP) :**

$$\dot{W}_{hp}= \dot{m}_3*H_3- \dot{m}_4*H_4$$

❖ **détermination la quantité de chaleur de resurchauffe :**

$$Q_{chr}= \dot{m}_5*H_5- \dot{m}_4*H_4$$

❖ **détermination la puissance de turbine (corp MP &BP) :**

$$\dot{W}_{mp}= \dot{m}_5*H_5- \dot{m}_6*H_6$$

Tableau n° III .8 : calcul de puissance et quantité de chaleur cas de gaz naturel

la température ambiante T (k)	Q_{chs} (kj/kg)	Q_{chr} (kj/kg)	\dot{W}_p (kj/kg)	\dot{W}_{hp} (kj/kg)	\dot{W}_{mp} (kj/kg)
318	468030	91718	-619.56.	49602	124870

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

❖ Cas de gas-oil

On a :

$$H_1=244.9 \text{ kj/kg.k}$$

$$\dot{m}_1=158.02 \text{ kg/s}$$

$$H_2=248.7\text{kj/kg.k}$$

$$\dot{m}_2=158.7 \text{ kg/s}$$

$$H_3=3533.4 \text{ kj/kg.k}$$

$$\dot{m}_3=139.48 \text{ kg/s}$$

$$H_4=3236.9 \text{ kj/kg.k}$$

$$\dot{m}_4=137.48 \text{ kg/s}$$

$$H_5=3594.4 \text{ kj/kg.k}$$

$$\dot{m}_5=148.63 \text{ kg/s}$$

$$H_6=2510.9 \text{ kj/kg.k}$$

$$\dot{m}_5=156.95 \text{ kg/s}$$

❖ détermination la puissance de la pompe d'extraction :

$$\dot{W}_p= \dot{m}_1*(H_1-H_2)$$

❖ détermination la quantité de chaleur de surchauffe :

$$Q_{chs}= \dot{m}_3*H_3- \dot{m}_2*H_2$$

❖ détermination la puissance de turbine (corp HP) :

$$\dot{W}_{hp}= \dot{m}_3*H_3- \dot{m}_4*H_4$$

❖ détermination la quantité de chaleur de resurchauffe :

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

$$Q_{chr} = \dot{m}_5 * H_5 - \dot{m}_4 * H_4$$

❖ **détermination la puissance de turbine (corp MP &BP) :**

$$\dot{W}_{mp} = \dot{m}_5 * H_5 - \dot{m}_6 * H_6$$

Tableau n° III .9 : calcul de puissance et quantité de chaleur cas de gas-oil

la température ambiante T (k)	Q_{chs} (kj/kg)	Q_{chr} (kj/kg)	\dot{W}_p (kj/kg)	\dot{W}_{hp} (kj/kg)	\dot{W}_{mp} (kj/kg)
318	453540	89227	-600.47	47830	140150

❖ **détermination de la puissance nette ($\dot{W}_{net tv}$) et le rendement η_{tv} :**

$$\dot{W}_{net tv} = \dot{W}_{hp} + \dot{W}_{mp} + \dot{W}_p$$

$$\eta_{tv} = \frac{\dot{W}_{net tv}}{Q_{ch}} * 100$$

Tableau n° III .10 : calcul de puissance et rendement de la tv

la température ambiante T (k)	$\dot{W}_{net tv}$ (kj/kg) Gas-oil	η_{tv} (%) Gas-oil	$\dot{W}_{net tv}$ (kj/kg) gaz naturel	η_{tv} (%) gaz naturel	La puissance mécanique P_v (MW) Gaz naturel	La puissance mécanique P_v (MW) Gas-oil
318	173847.16	20.51	187380	20.60	130.69	121.25

Chapitre III l'étude des conditions du site et le combustible sur le rendement énergétique

C. Cycle combiné :

- ❖ détermination du rendement théorique globale et la puissance mécanique de l'installation :

$$\eta_{thcc} = ((\dot{W}_{net\ tv} + \dot{W}_{net}) / Q_{ch}) * 100$$

$$P_{cc} = P_T + P_v$$

Tableau n° III .11 : calcul de puissances et rendements théoriques du cycle combiné

La temperture ambiante T (K)	rendement théorique globale η_{thcc} gaz naturel	rendement théorique globale η_{thcc} gas-oil	la puissance mécanique Pcc gaz naturel	la puissance mécanique Pcc gas-oil
268	53.85	53.06	293.91	292.78
273	53.80	53.01	289.67	288.77
318	53.37	52.58	258.66	259.52

Figure III.1 Schéma énergétique de l'installation cycle combiné cas gaz naturel

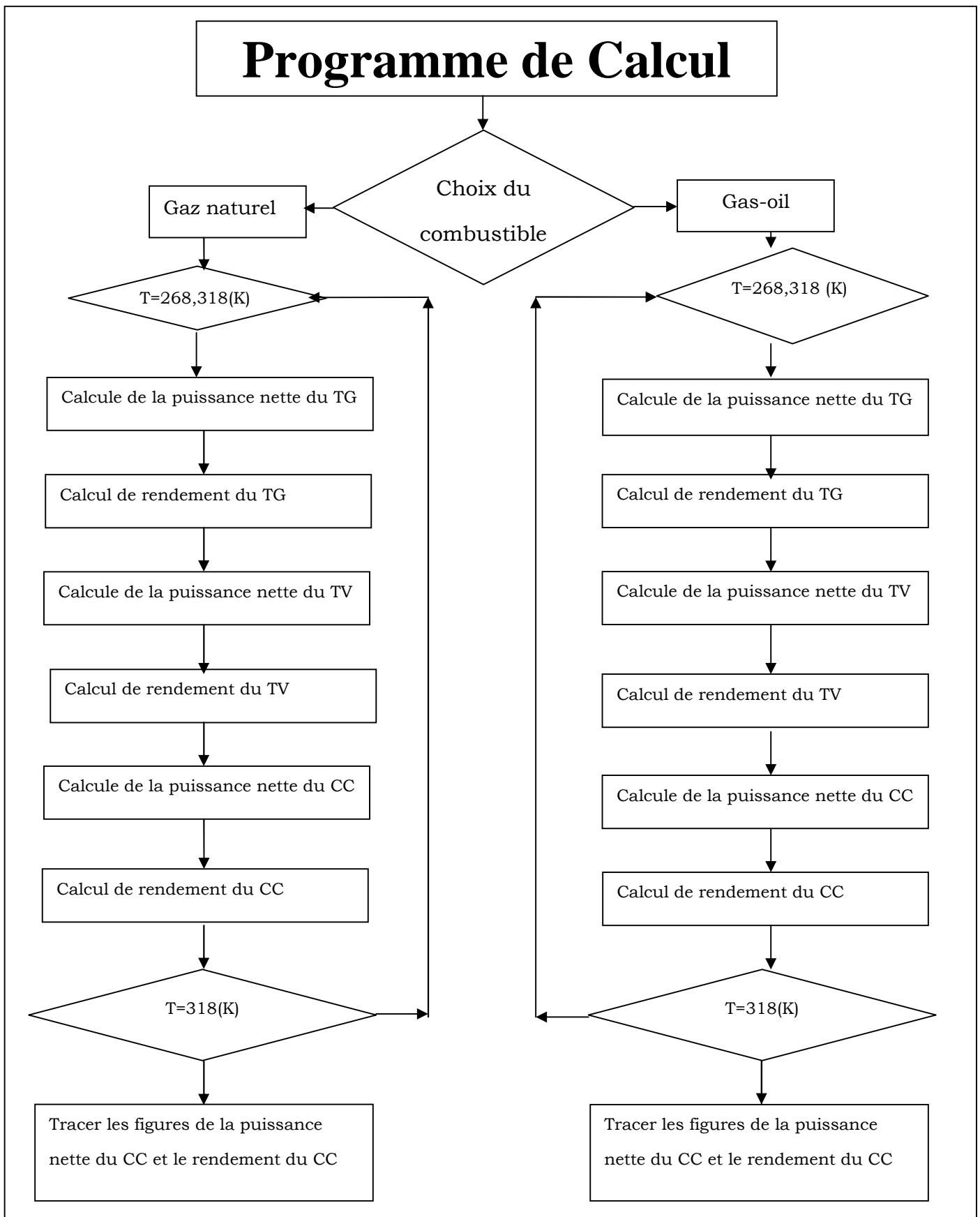
**Figure III.2 Schéma énergétique de
l'installation cycle combiné cas gas-oil**

- VI Programmations numériques. (Programme de calcul et résultat)

1. Introduction :

Dans ce travail on étudié le bilan énergétique de cycle combiné (calculé thermodynamique) en fonction de la température ambiante et combustibles (gaz naturel, gas-oil), avec le logiciel Matlab.

Le logiciel Matlab est un logiciel de manipulation de données numériques et de programmation dont le champ d'application est essentiellement les sciences appliquées. Son objectif, par rapport lx autres langages, est de simplifier au maximum la transcription en langage informatique d'un problème mathématique, en utilisant une écriture la plus proche possible du langage naturel scientifique.



❖ **Résultat de puissance nette en fonction de la température ambiante :**

- **Figure de les puissances nettes du CC avec défient de combustibles :**

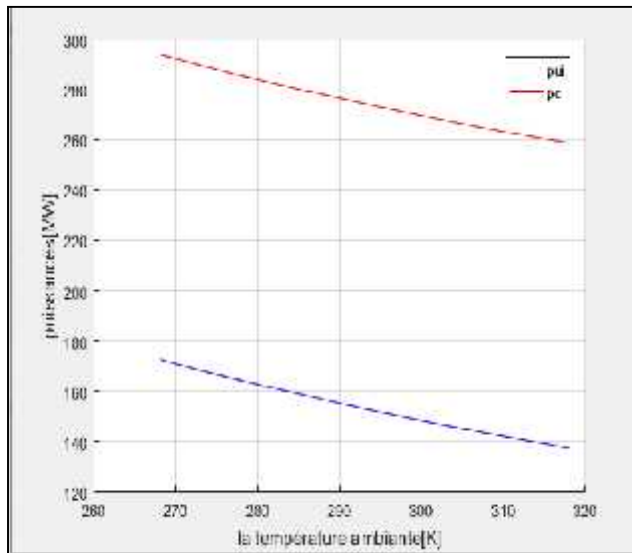


Figure GAZ naturel

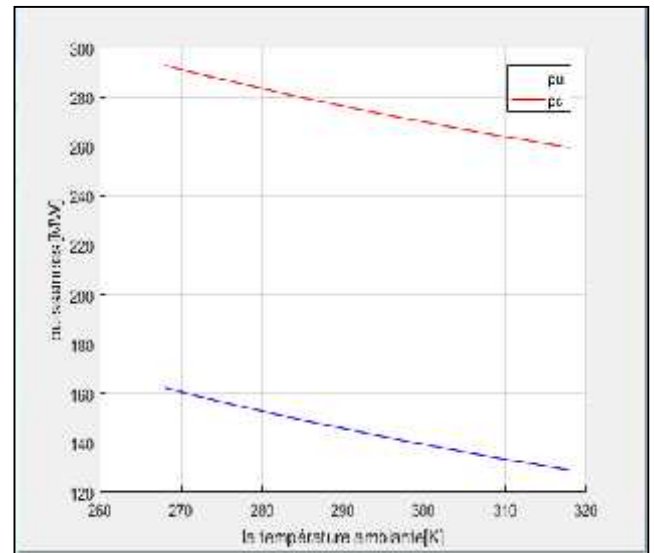


Figure gas-oil

- **Figure de les rendements du CC avec défient de combustibles :**

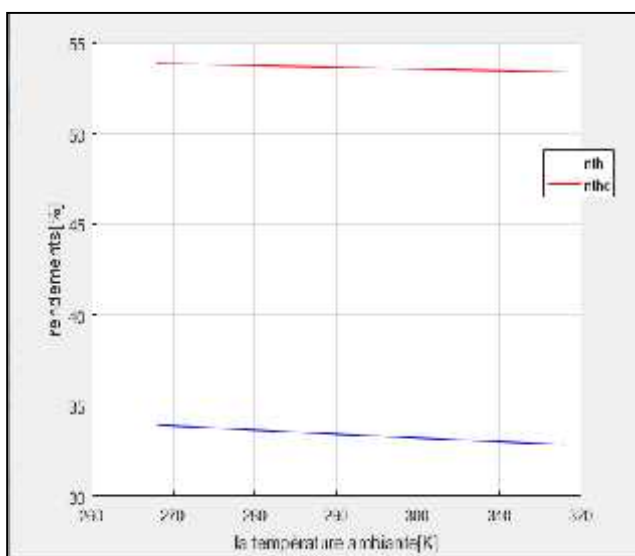


Figure GAZ naturel

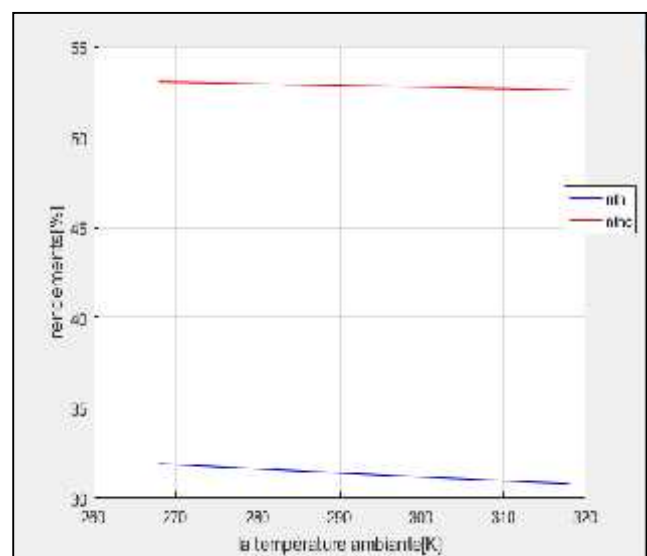


Figure gas-oil

➤ INTER PRESENTATION :

La puissance nette CC et TG sa diminué en fonction de la croissance de la température ambiante (268K a 318 K) et en fonction du combustible, le gaz naturel est plus rentable thermique que le gas-oil.

La variation de la température ambiante a influé sur la température de refoulement de compresseur, et la température de combustion dans la chambre et la température de fumée, qui est influé sur l'échange de chaleurs dans la chaudière de récupération qui influe sur le rendement du TV.

La chaleur spécifique (C_p) est liée a la température dans les déférentes étapes de calcul, et chaque combustible a un C_p spécial avec ses composant de mélange et son pourcentage.

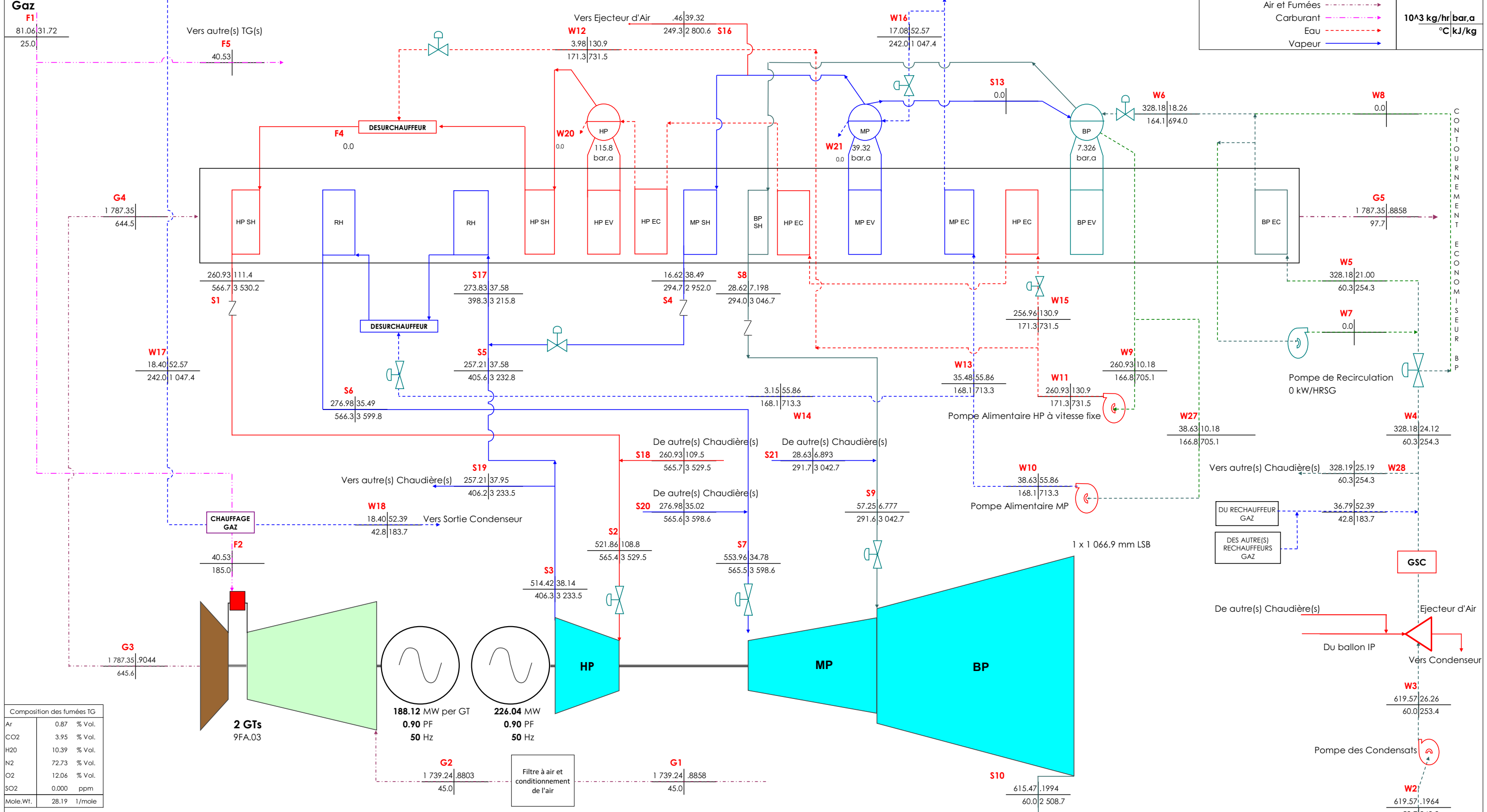
Conclusion générale :

Les turbines à gaz et à vapeur sont utilisées dans le monde entier dans la génération de l'électricité, des centrales thermique et de l'industrie des hydrocarbures, dans différentes endroits géographiques avec des conditions climatiques variables (températures, pression, et humidité). La sensibilité de la turbine à gaz à la température ambiante est palpable avec une relation inversée entre la puissance du TG et la température.

L'étude thermodynamique théorique de la turbine à gaz 9FA et la turbine a vapeur A10 a été réalisée et a montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitation, notamment la température ambiante et le combustible qui est fournie un pouvoir calorifique spécial (PCI) et chaleur spécifique spécial (Cp) en plus le cout de combustible.

Le rendement thermodynamique et la puissance électrique de la centrale électrique est plus élevé dans l'hiver (basse température) avec le combustible gaz naturel mieux que le gas-oil. Les meilleures performances thermodynamiques sont dans la basse température et le gaz naturel.

F1 % Composition Molaire N2=1.03, CO2=1.97, CH4=83.80, C2H6=10.60, C3H8=2.10, C4H10=4.4, C5H12=0.5, C6H14(gas)=0.1



Composition des fumées TG

Ar	0.87	% Vol.
CO2	3.95	% Vol.
H2O	10.39	% Vol.
N2	72.73	% Vol.
O2	12.06	% Vol.
SO2	0.000	ppm
Mole.Wt.	28.19	1/mole

SONELGAZ

209FA Multi Shaft

Projet:	Site:
MEGADEAL INLAND	NAAMA
Bilan:	Rev. 0
CCA14361ENG	M. Rozé 25-juin-2013

Description:
 Opération en Base
 Conditions Ambiantes de Design / Eté
 Pincements Chaudière = 7°C

Carburant: Gaz Naturel
 PCI = 46 333. kJ/kg

Conditions Ambiantes:
 Pression barométrique: 8858 bar.a
 Température d'air: 45.0 °C
 Humidité relative: 31.00 %

Puissance Brute: 602.28 MW
Conso. Spécifique brute (PCI): 6.236. kJ/kWh
Conso. Totale des auxiliaires: 1.75 MW
Puissance nette des équipements: 600.53 MW
Conso. Spécifique nette des équip.(PCI): 6.254. kJ/kWh
Rendement net des équipements (PCI): 57.56 %



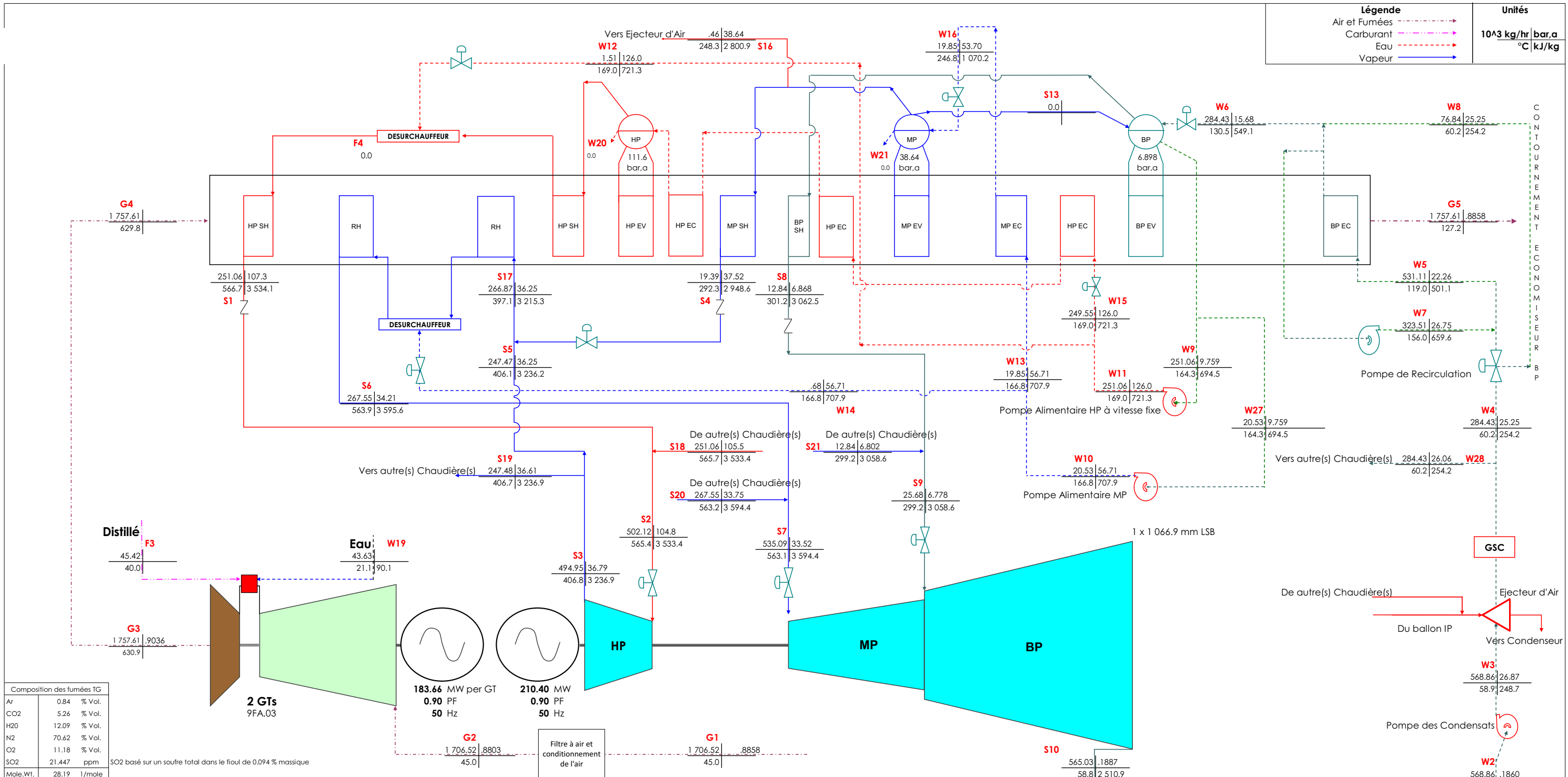
GE COMPANY PROPRIETARY
 This document contains proprietary information to the GE Company and may not be used or disclosed to others except with written permission of GE Company.

DT-7C

5.61.2.0 V 13.11g - PP7A15-PP7A_A-N PP7 A15 NG

Steam properties: 1993 ASME Steam Property Formulations

Légende		Unités
Air et Fumées	→	10 ³ kg/hr bar,a
Carburant	→	°C kJ/kg
Eau	→	
Vapeur	→	



Composition des fumées TG		
Ar	0.84	% Vol.
CO2	5.26	% Vol.
H2O	12.09	% Vol.
N2	70.62	% Vol.
O2	11.18	% Vol.
SO2	21.447	ppm
Mole.Wt.	28.19	1/mole

SO2 basé sur un soufre total dans le fioul de 0.094 % massique

SONELGAZ	
209FA Multi Shaft	
Projet:	Site:
MEGADEAL INLAND	NAAMA
Bilan:	Rev. 0
CCA14410EDO	M. Rozé 10-juil-2013
Description:	
Opération en Base	
Conditions Ambiantes de Design / Eté	
Pincements Chaudière = 7°C	

Carburant: Distillé	
PCI =	43 346. kJ/kg
Conditions Ambiantes:	
Pression barométrique	.8858 bar,a
Température d'air	45.0 °C
Humidité relative	31.00 %
Puissance Brute:	
577.71 MW	
Conso. Spécifique brute (PCI):	
6.816. kJ/kWh	
Conso. Totale des auxiliaires:	
3.67 MW	
Puissance nette des équipements:	
574.04 MW	
Conso. Spécifique nette des équip.(PCI):	
6.859. kJ/kWh	
Rendement net des équipements (PCI):	
52.48 %	



GE COMPANY PROPRIETARY
This document contains proprietary information to the GE Company and may not be used or disclosed to others except with written permission of GE Company.

Bibliographie

- [1] CREDEG. Etude sur l'amélioration et la conception d'un outil de calcul du rendement des turbines. Algerie 2013.
- [2] I.CHVETZ, M.KONDAK. THERMIQUE GENERALE. MIR. URRS1969.662
- [3] GENERAL ELECTRIC. Manuel d'opération et Maintenance de la turbine a gaz. MEXICO.2015
- [4] GENERAL ELECTRIC. Manuel d'opération et Maintenance de la turbine a vapeur. MEXICO.2013
- [5] BORGNAKKE.SONNAG. Fundamentals of thermodynamics.8 ed.USA.2013.P894. ISBN 978-1-118-13199-2

Nomenclature

symbole	description
MW	Méga watt
TG	Turbine a gaz
TV	Turbine a vapeur
TH	Turbine hydraulique
SPE	La société Algérienne de Production de l'Electricité
km	Kilo mètre
°F	Degré fahrenheit
°C	Degré cullecies
CDP	
CDT	
NO _x	
HP	
MP	
BP	
HRSG	
air	
kg	
T1,T2	Température de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur
c	
T1air	Débit massique d'air traversant le compresseur
H1,H2	Enthalpie de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur
C _{pair1} ,C _{pair2}	Chaleur spécifique de l'air à pression constante
P1, P2	Pression de l'air à l'entrée et la sortie du compresseur
Cp	La chaleur spécifique
	TéTA
C0, C1, C2, C3	constantes spécifiques pour chaque constituant.
N2	nitrogène
CO2	charbon dioxyde
CH4	méthane
C2H6	éthane

C_3H_8	propane
C_4H_{10}	Butane
M_i	Le poids moléculaire du chaque constituant
PM_{moy}	Le poids moléculaire du moye du gaz
Y_i	La concentration massique
Q_{air} stœchiométrique	Débit d'air stœchiométrique
E	l'excès d'air
f	Débit massique de fluide combustible
Q_{ch}	Quantité de chaleur
H_3	enthalpie des gaz brulés a la sortie de la chambre de combustion
H_f	enthalpie du carburant a l'entrée de la chambre de combustion
PCI	pouvoir calorifique inferieur du carburant
t	La puissance délivrée par la turbine
H_4	enthalpie des gaz brulés a la sortie de la turbine