

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Abou Bakr Belkaid Tlemcen

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En Vue de l'Obtention du Diplôme de Mastère

Option: Génie Thermique et Energies Renouvelables

THEME

ETUDE ET RENOVATION DE LA TURBINE

A GAZ MS5002C DE HASSI R'MEL

Présenté par :

- BENIKHLEF Mohamed
- MOHAMMEDI Ahmed Razqi

Devant le jury composé de :

- | | |
|--------------------|-----------|
| ➤ Mr AZZI A. | Président |
| ➤ Mr BENRAMDANE M. | Examineur |
| ➤ Mr GUELLIL H. | Examineur |

Encadré par :

- Mr SEBBANE O.

2013/2014

REMERCIEMENTS

En premier lieu, nous remercions Dieu, notre créateur, qui nous a donné la force et la persévérance pour réaliser ce travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire de fin d'étude.

Aussi, nous tenons à remercier infiniment :

- ❖ Nos chers parents pour leurs soutiens au long de nos études.*
- ❖ Mr SEBBANE Omar notre encadreur qui nous a accordé son soutien, son aide indéfectible et surtout sa patience et sa gentillesse.*
- ❖ Nos remerciements vont à Mr AZZI A. d'avoir accepté de présider le jury aussi à Mr BENRAMDANE M. et Mr GUELLIL H. d'avoir accepté d'examiner notre travail.*

Nos remerciements vont aussi à :

- ❖ Notre frère BELHADJ Redouane qui nous a aidé beaucoup pour effectuer le stage pratique.*
- ❖ nos amis Karima, Abderrezak, Fethallah, Adel, et tous le groupe de l'association de Ness el Khir Tlemcen, et l'Union des Handicapés Moteurs de Tlemcen.*
- ❖ Tous nos amis de stage qui nous ont donné la force et l'ambiance du travail collectif.*
- ❖ Ainsi que l'ensemble du personnel de la Direction Régionale de Hassi Rmel, en particulier, l'équipe de maintenance du service turbomachines : Ramdani Youcef, Frouhat Rachid, Azzouz, Daoui, YAHI Khaled, Khellal ...*

On a l'honneur et le plaisir de remercier également: Tarek, Mohamed, Farid, Abdelkader, ami Nacer, Ibrahim, Issa ... du Group ALGESCO.

Mohamed & Rezki

Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail:
A ma source de bonheur :*

*Mon père, ma mère pour leurs amour, leur bonté, leur sacrifice, leurs encouragements perpétuels, leur soutien.
puisse Dieu prolonger leur vie dans le bonheur.*

Ma grand mère

Mes frères Islam Alaa et mes sœurs Sarra et Douaa.

A la mémoire de ma chère cousine la défunte Kheira

Et aussi pour toute l'équipe de Ness el Khir Tlemcen

Mes amis et mes frères de Ness el Khir Chlef

Mes amis de l'Union des Handicapés Moteurs

Pour tous mes amis de notre quartier

BENIKHLEF MOHAMED

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail:

A ma source de bonheur :

Mon père, ma mère pour leurs amour, leur bonté, leur sacrifice, leurs encouragements perpétuels, leur soutien, puisse Dieu prolonger leur vie dans le bonheur.

A la mémoire mon cher grand père le défunt Omar

Ma grand mère

Mes frères Anouar , Rabie

Ma sœur et ses fils Imed , Sid Ahmed

Et aussi pour toute l'équipe de Ness el Khir Tlemcen

Mes amis krimo , belkacem , farid et Zohir

MOHAMMEDI Ahmed Rezki

Nomenclature

Symboles	Unités	Significations
C_p	Kcal / kg °c	Capacités thermiques massiques à pression constants
C_v	Kcal / kg °c	Capacités thermiques massiques à volume constants
D_{ca}	Cm	Diamètre de la calandre
D_h	m	Diamètre hydraulique
D	mm	Diamètre des tubes
E	Kg _{air} /l kg _{comb}	Excès d'air
e	mm	Epaisseur des tubes
F	-	Facteur de correction
H	Kcal/kg	Enthalpie spécifique
h	Kcal/kg	Enthalpie spécifique carburant
h_a	W/m ² K	Coefficient de transfert de chaleur pour l'eau
h_e	W/m ² K	Coefficient d'échange convectif pour l'air
K	W/m ² K	Coefficient d'échange de chaleur globale
L	m	Longueur des tubes
M	Kg/K mol	Masse molaire
\dot{m}	Kg/h	Débit massique
\dot{m}_{cg}	Kg/h	Débit massique du carburant gagné
\dot{m}_{car}	Kg/h	Débit massique du carburant cycle avec récupération
\dot{m}_{csr}	Kg/h	Débit massique du carburant cycle sans récupération
N_{ech}	-	Nombre d'échangeurs

P	atm	Pression
P _n	atm	Pression inter étage
P _{ca}	KW	Puissance absorbée par le compresseur axial
P _T	KW	Puissance totale de la turbine
P _u	KW	Puissance utile fournit à la machine réceptrice
PCI	Kcal/Kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
PM	Kg/K mol	Poids moléculaire
Q ₁	Kcal	Chaleur fournie dans la chambre de combustion
Q ₂	Kcal	Chaleur perdue à l'échappement
\dot{Q}	KW	Production frigorifique requise
\dot{q}	m ³ /h	Débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial
Re	-	Nombre de Reynolds
r	Kcal/kgK	Constante des gaz
r'	-	Degré de récupération
S	m ²	Surface d'échange de chaleur
S _a	m ²	Section de passage entre les tubes
T	K	Température
T _{ce}	K	Température d'entrée du fluide chaud
T _{cs}	K	Température de sortie du fluide chaud
T _{fe}	K	Température d'entrée du fluide froid
T _{fs}	K	Température de sortie du fluide froid
V _a	m/s	Vitesse d'air dans les calandres
V _e	m/s	Vitesse de l'eau dans un tube
W	Kcal/Kg	Travail spécifique

γ	-	Exposant isentropique
ε	-	Taux de compression compresseur axial
τ	-	Taux de détente
η	-	Rendement
ρ	Kg/m ³	Masse volumique

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 nucléaires de puissance (NPP) et 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. L'objectif principal de ce travail, consiste à une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C utilisée dans des conditions de températures rudes dans le champ de Hassi R'mel, alors on a fait une description de la turbine MS5002C qui existe dans ce dernier, Après avoir effectué les calculs des deux cas à 15°C et à 45°C, les rendements thermiques sont 27.73% et 25.4%. Donc la puissance utile diminue de 21% et le rendement thermique aussi diminue de 8%.

Abstract:

In these last years, the industrial gas turbines play a big role in the systems of production of power, such as the nuclear thermal power stations of power (NP) and the power stations of production of gas. Although many advantages of this equipment, their high sensitivity to the influence of variation in the temperature of the ambient air, which changes considerably between the day and the night, the summer and the winter, makes that the thermal efficiency of exploitation of these machines is affected. The main aim of this work, consists of thermodynamic study of the gas turbine MS5002C used under conditions of hard temperatures in the field of Hassi R'mel, then one has make a description of the MS5002C turbine which exists in the field of Hassi R' mel, After having carried out calculations of the two cases (15°C and 45°C), the results obtained are 27.73% and 25.4% ,Therefore the useful output decreases by 21% and the thermal efficiency decreases of 8%.

ملخص:

في السنوات الأخيرة، و توربينات الغاز الصناعية تلعب دورا هاما في أنظمة توليد الطاقة، مثل محطات الطاقة النووية وإنتاج الغاز الطبيعي. على الرغم من العديد من المزايا من هذه المعدات إلا أنه ذو حساسية عالية و ذلك ناتج عن تأثير اختلاف درجة حرارة الهواء المحيط، والذي يتغير بشكل كبير بين الليل والنهار والصيف والشتاء، وذلك فأن الكفاءة الحرارية لهذه الآلات هي المتضررة. الهدف الرئيسي من هذا العمل يتمثل في دراسة حرارية من توربينات الغاز MS5002C المستخدمة في ظروف الحرارة القاسية في حاسي رمل ، لذلك نحن جعلنا وصفا للتوربينة MS5002C الموجودة في الحقل بعد حسابات الحالتين (15 درجة مئوية و 45 درجة مئوية)، وكانت نتائج الكفاءات الحرارية 27.73% و 25.4% وبالتالي فإن انخفاض انتاج الطاقة بنسبة 21% وانخفاض الكفاءة الحرارية بنسبة 8%.

introduction général	1
-----------------------------------	---

Chapitre I :PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL

Introduction	3
I.1 HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL	3
I.1.1 Position géographique	3
I.1.2 Historique du champ	3
I.1.3 Production du champ	4
I.2 Activité de champ de HASSI R'MEL	4
I.2.1 Zones d'activités	4
✓ Zone Nord	5
✓ Zone Centrale	5
✓ Zone Sud	5
I. 2.2 Composition du parc exploitation	5
✓ Module.....	5
✓ Stations de compression.....	5
✓ Salle de contrôle.....	6
✓ Centre de Stockage et Transfert (CSTF).....	6
✓ Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)	6
✓ Centre National de Dispatching Gaz (CNDG)	6
✓ Anneau d'huile	6
✓ Centre de formation.....	6
I.3 DIRECTION REGIONALE DE HASSI R'MEL	7
I.3.1 Rôle des directions.....	8
✓ Direction Engineering et Production.....	8
✓ Direction Exploitation.....	8
✓ Direction Maintenance.....	9
✓ Direction Technique.....	9
✓ Direction Logistique.....	9
I.3.2 Rôle des Divisions.....	9
✓ Division Approvisionnement.....	9
✓ Division Ressources Humaines.....	9
✓ Division Informatique	9

✓ Division Intendance	9
✓ Division Finance	9
✓ Division Sécurité	10
I.4 STATIONS BOOSTING	10
I.4.1 But de réalisation.....	10
I.4.2 Turbocompresseur K-901.....	10

Chapitre – II : Revue bibliographique sur les Turbine à Gaz et leurs applications

II.1- Généralités	11
II.2- Présentation	12
II.2.1- Composants d'une turbine à gaz	13
II.2.1.1- Entrée d'air	13
II.2.1.2- Compresseur	14
II.2.1.3- Chambre de combustion	14
II.2.1.4- Turbine de détente	16
II.2.1.5- Echappement de la turbine à gaz	17
II.2.2- Puissances et rendements	17
II.2.3- différents types de turbine à gaz	18
II.3- Applications de la turbine à gaz	19
II.3.1- Réalisation pratique	19
II.3.2- Limites techniques et avantages	20
II.3.3- Domaines d'utilisation	21
II.3.3.1- Aéronautique	21
II.3.3.1.1- Turbocompresseur	21
II.3.3.1.2- Turbine à gaz d'avion	22
II.3.3.1.3- Moteur de turbopropulseur	23
II.3.3.1.4- Moteur de Turbojet	24
II.3.3.1.5- Moteur de turboréacteur	26

II.3.3.1.6- Moteur de turbofusée	28
II.3.3.1.7- Moteur d'avion nucléaire	28
II.3.3.2- Turbines à gaz pour des véhicules	29
II.3.3.3- Turbine à gaz pour la production d'énergie électrique	30
II.3.3.4- Turbines à gaz dans des industries de pétrochimique	33
II.3.3.5- Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole et de gaz	35
II.3.3.6- Conclusion	37

Chapitre – III : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

III.1 PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C	38
III.1.1 Introduction	38
III.1.2 Caractéristiques de la turbine MS 5002C	39
✓ Section Compresseur	39
✓ Section Turbine	39
✓ Section Combustion	39
✓ Ensemble palier	40
✓ Système de démarrage	40
✓ Système de combustible	40
✓ Système de lubrification	40
✓ Système d'alimentation hydraulique	40
III.1.3 Principe de fonctionnement	40
III.2 SECTIONS PRINCIPALES DE LA TURBINE	41
III.2.1 Section compresseur	41
✓ Corps coté aspiration	41
✓ Corps partie avant	41
✓ Corps partie arrière	41
✓ Corps coté refoulement	41
III.2.2 Section combustion	42
✓ Enveloppe de combustion	43
✓ Corps de combustion	43
✓ Bougie d'allumage	44
✓ Détecteur de flamme ultraviolette	44
III.2.3 Section turbine	44

✓ Directrices premier étage	44
✓ Directrices deuxième étage	45
✓ Roues de turbine	44
III.3 SYSTEMES AUXILIAIRES DE LA TURBINE	45
III.3.1 Système d'admission	45
III.3.2 Système de lancement	46
III.3.3 Système d'échappement	46
✓ Socle support et paliers de la turbine	47
✓ Système d'embrayage de lancement	47
✓ Système de combustible gazeux	47
✓ Système d'huile de graissage	47
✓ Système d'alimentation hydraulique	47
✓ Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	48
✓ Système de contrôle, de régulation et de protection	48
Conclusion	48

CHAPITRE IV : CALCUL THERMIQUE DE L'INSTALLATION DE LA TURBINE A GAZ

Introduction	49
IV.1 Données du problème	49
IV.2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C	51
IV.3 Les paramètres opératoires	52
IV.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz	52
IV.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible Q_C	53
IV.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine	56
IV.6 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial	57
IV .6.1 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16 ^{ème} étage	57
IV.6.2 Détermination du rendement du compresseur axial η_{CA}	58
IV.6.3 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10 ^{ième} étage du compresseur axial T_S	58
IV.6.4 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement	59
IV.6.4.1 la puissance totale absorbée par le compresseur axial	60

IV.6.4.2	Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement	60
IV.6.4.3	Détermination de l'enthalpie au point 2	60
IV .6. 4.4	Calcul de l'enthalpie du combustible	60
IV.6.4.5	Calcul de l'enthalpie H_4 en tenant compte du débit de combustible	61
IV 6.4.6	Détermination du débit d'air stœchiométrique	61
IV.6.4.7	Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible	61
IV.6.4.8	Détermination de la valeur de l'excès d'air	62
IV.6.4 .9	Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement	64
IV.6.4.10	L'Enthalpie à la température T_4 en tenant compte du débit de combustible H'_4	64
IV .6.4.11	Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible	65
IV.6.5	Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement	65
IV.6.5.1	Détermination de la quantité d' O_2 nécessaire par 1Kg de combustible	65
IV.6.5.2	Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible	66
IV.6.5.3	Détermination des quantités de CO_2 et de H_2O émises	66
IV.6.5.4	Détermination de la concentration des gaz d'échappement	67
IV.6.5.5	Poids moléculaire moyen des gaz d'échappement	67
VI.7	Détermination de la température sortie chambre de combustion T_{3f}	67
VI.7. 1	Détermination de l'enthalpie H_3	67
VI.8	Détermination de la température théorique T_{4th}	68
VI.9	Détermination du rendement de la détente de la turbine	69
VI.9.1	Détermination du rendement global de la turbine	69
VI.9.2	Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion	69
VI.9.3	Détermination de la chaleur perdue à l'échappement	70
VI.9.4	La chaleur perdue à l'échappement	70
VI.9.5	Calcul thermodynamique à partir des données réelles	70
VIII .9.5.1	Données de départ	70
VIII 9.5.2	Résultats des calculs	71

Conclusion	72
Conclusion générale	73
Références bibliographiques	74

Liste des tableaux

Tables	Déscriptions	Page
Tableau (IV-1)	Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C	51
Tableau (IV-2)	les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C	52
Tableau (IV-3)	Compositions et caractéristiques du gaz combustible	55
Tableau (IV-4)	Paramètres de marche du compresseur centrifuge	56
Tableau (IV-5)	Paramètres de marche de la turbine	56
Tableau (IV-6)	Masse de l'O ₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible	62
Tableau (IV-7)	Le débit d'air en fonction de la température ambiante	64
Tableau (IV-8)	Quantités de CO ₂ et H ₂ O émises par les gaz d'échappement	66
Tableau (IV-9)	Centrations et poids moléculaire des gaz d'échappement	67
Tableau (IV-10)	Résultats des calculs pour les données du constructeur	70
Tableau (IV-11)	Résultats des calculs	71
Tableau (IV-12)	Comparaison entre les deux cas de fonctionnement	71

Liste des figures

Figure	Description	Page
Figure (I.1)	Position géographique du champ de Hassi R'mel	4
Figure (I.2)	Composition du parc exploitation	7
Figure (I.3)	Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel	8
Figure (II.1)	Différents composants d'une turbine à gaz	13
Figure (II.2)	Définitions des températures de flamme	14
Figure (II.3)	Bilan énergétique dans le brûleur	15
Figure (II.4)	Représentation du cycle d'une turbine à gaz	17
Figure (II.5)	Schéma d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre	18
Figure (II.6)	Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres	19
Figure (II.7)	Composants principaux d'un turboréacteur	22
Figure (II.8)	Dispositif général de la propulsion	23
Figure (II.9)	Diagramme T-s pour un Turbojet	25
Figure (II.10)	Diagramme T-s d'un Turbojet avec réchauffage	25
Figure (II.11)	Composants principaux d'un turboréacteur	26
Figure (II.12)	Turboréacteur avec un ventilateur arrière	28
Figure (II.13)	Turbo-fusée	28
Figure (II.14)	Avion nucléaire	29
Figure (II.15)	Production d'électricité par Turbine à gaz- cycle simple	30
Figure (II.16)	Production d'électricité : centrale électrique à cycle combiné	31

Figure (II.17)	Centrale de cogénération	31
Figure (II.18)	unité de turbine à gaz dans le système d'énergie globale	32
Figure (II.19)	Centrale nucléaire de turbine à gaz à circuit fermé	32
Figure (II.20)	Réacteurs à neutrons rapides à caloporteur gaz	33
Figure (II.21)	Turbine à gaz fournissant l'air de combustion préchauffé pour des chaudières à vapeur	34
Figure (II.22)	Générateur à gaz assurant les gaz chauds pour un processus industriel	34
Figure (II.23)	Processus pressurisé utilisé dans la fabrication de l'acide nitrique	35
Figure (II.24)	Réinjection des gaz résiduels	36
Figure (III.1)	Présentation de la turbine MS 5002C	38
Figure (III.2)	Rotor du Compresseur de la turbine à gaz MS 5002C	42
Figure (III.3)	Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C	42
Figure (III.4)	Schéma d'une chambre de combustion	43
Figure (III.5)	Détecteur de flamme ultraviolette	44
Figure (III.6)	Système d'admission, filtre à air	46
Figure (III.7)	Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité	48
Figure (IV.1)	Turbine à gaz MS 5002C	49
Figure (IV.2)	Cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz	50
Figure (IV.3)	Compresseur centrifuge	56
Figure (IV.4)	Compresseur axial	58

INTRODUCTION GENERALE

La turbine à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production de l'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière, compte tenu de la facilité d'adaptation, du faible rapport coût puissance unitaire développée et une large gamme de régimes de fonctionnement.

De nombreux progrès ont été réalisés ces dernières décennies sur le développement des turbines à gaz. Ces améliorations, dues essentiellement à l'avènement des technologies de pointes, sont incorporées aux groupes déjà fonctionnels et ont permis de diversifier la gamme des turbines à gaz et d'étendre leurs champs d'application et ont ainsi conduit à une augmentation de la durée de vie, à l'allongement des intervalles d'entretiens, à l'amélioration du rendement et par conséquent à l'augmentation de la puissance générée.

Ces progrès, qui sont d'un apport considérable, ne mettent guère les turbines à gaz à l'abri des inconvénients. L'un des inconvénients majeurs des turbines à gaz demeure leur haute sensibilité à la température ambiante qui varie considérablement, selon que l'on est en été ou en hiver ou qu'il fait jour ou nuit. Les différents travaux réalisés ont montré qu'il existe une relation d'inversement proportionnelle entre le rendement de la turbine et la température ambiante. D'où la nécessité de trouver des mécanismes qui permettent de garder un rendement plus au moins constant, indépendamment de ces facteurs d'influence externes.

C'est dans cette optique que notre présent travail s'inscrit. Il se veut une étude thermodynamique de la turbine à gaz et plus précisément de type MS5002C, utilisée par SONATRACH dans l'unité de réinjection du propane au niveau du champ gazier de HASSI R'MEL, en déterminant l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatiques particulières (région saharienne).

Dans le premier chapitre, une description du champ du Hassi R'mel, notamment sa situation géographique, sa capacité de production ainsi que son impact sur l'économie nationale, a été présentée.

Des généralités sur les turbines à gaz concernant la comparaison entre les différentes catégories, les modes de fonctionnement, le rôle de chaque composant, les avantages et les inconvénients, ont été présentés dans le deuxième chapitre.

Une description détaillée de la turbine à gaz MS5002C, utilisée au niveau du champ de Hassi R'mel, a été abordée dans le troisième chapitre, où l'on a passé en revue tous les organes constitutifs de la turbine tout en détaillant leur technologie, leur fonctionnalité, les mécanismes de fonctionnement, les paramètres d'influences les améliorations apportées.

Dans le quatrième et dernier chapitre, un calcul thermodynamique de l'installation de la turbine à gaz MS5002C détaillé a été présenté, Dans un premier temps le calcul a été fait avec les conditions de fonctionnement ISO tout en prenant en considération tous les facteurs influençant de près ou de loin les performances de la turbine, notamment le débit du combustible et le débit d'air soutiré au niveau du dixième étage du compresseur axial. Par la suite un deuxième calcul a été effectué, en suivant la même procédure, mais avec les conditions opérationnelles réelles du site de Hassi R'mel. Une comparaison entre les deux cas extrêmes a été présentée.

CHAPITRE I

PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL

Introduction :

Le gaz naturel est un hydrocarbure d'une importance capitale et ce depuis sa découverte en 1921. Il joue un rôle très important dans l'économie ainsi que dans les relations entre les pays producteurs et les pays importateurs.

Après 1921, le gaz naturel a subi une évolution progressive en fonction de l'évolution de la technologie mondiale. Il est utilisé comme fuel gaz à l'usage domestique et comme étant l'énergie principale utilisée pour le transport et la production d'électricité dans le domaine industriel de part son coût attractif et sa disponibilité.

L'Algérie possède environ 10 % de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international.

Plus de 50 % de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi R'mel.

- ✓ Gaz sec ou gaz de vente (C1, C2).
- ✓ Gaz propane liquéfié "GPL" (C3, C4).
- ✓ Condensât (C5 et plus).

I.1 HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL

I.1.1 Position géographique

Le gisement de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 550 Km au sud d'Alger et, à une altitude de 760 m.

Ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 Km², soit 70 Km environ dans la direction Nord-sud et 50 Km dans la direction Est-Ouest.

Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux, le climat est caractérisé par une humidité moyenne de 19 % en été et de 34 % en hiver.

Les amplitudes sont importantes variant de – 5 °C en hiver à 45 °C en été.

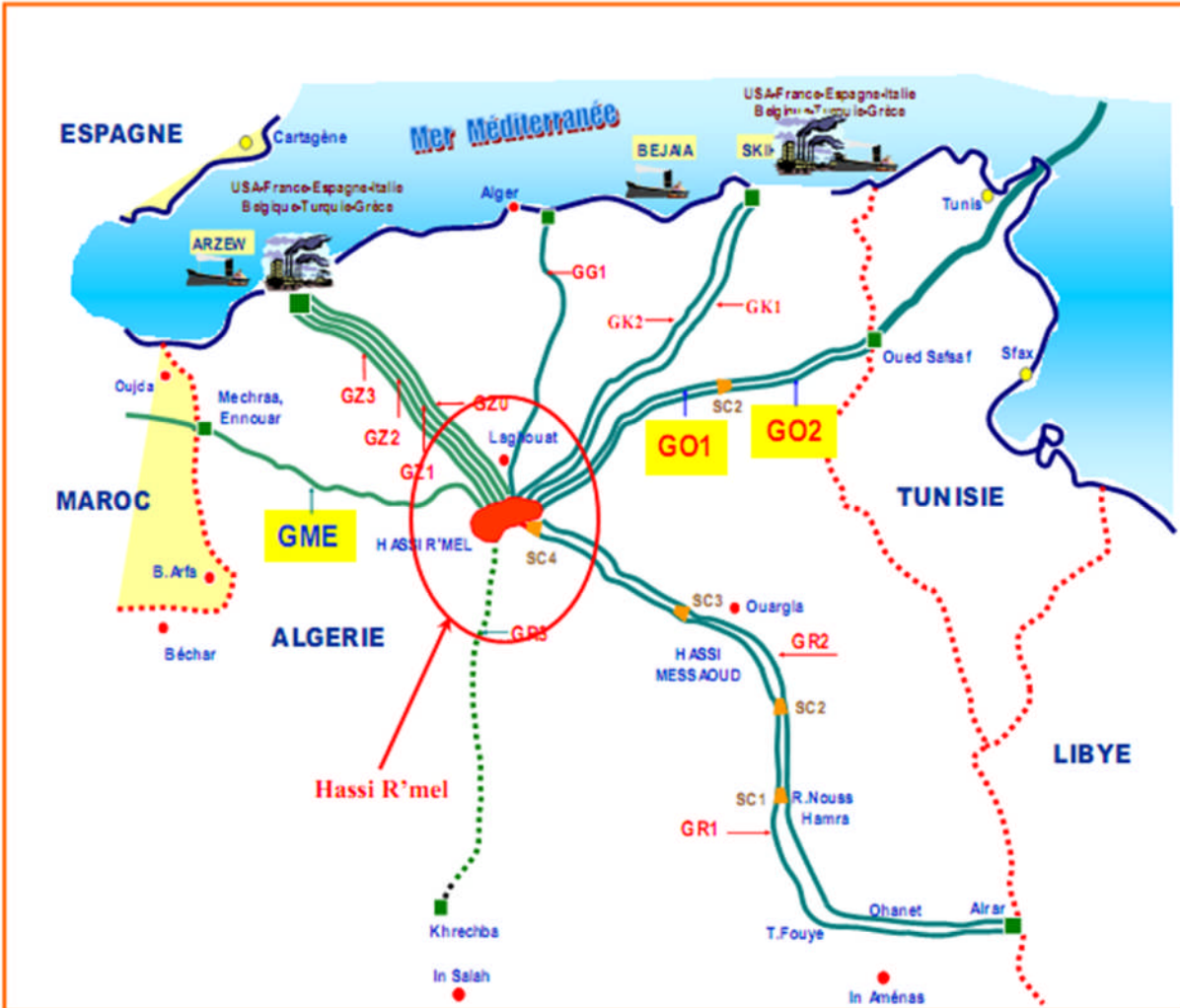
La position géographique du champ a été montrée dans la figure (I.1)

I.1.2 Historique du champ

Le champ de Hassi R'mel est une vaste étendue, où sont réparties d'importantes installations, alimentées à partir des puits forés aux différents points du champ.

Le premier puits HR1 a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât.

Le développement de Hassi R'mel, s'est trouvé étroitement lié à la croissance de l'industrie du gaz dans le monde, et les importantes réserves sont estimées à 2000 milliards de mètre cube.



Figure(I.1) : Position géographique du champ de Hassi R'mel.

I.1.3 Production du champ:

La production du champ de Hassi R'mel peut atteindre les capacités suivantes :

- 100 milliards de m³ en gaz sec.
- 12 millions de tonnes de condensât.
- 3,5 millions de tonnes de GPL.

I.2 ACTIVITES DU CHAMP DE HASSI R'MEL

I.2.1 Zones d'activités

Le champ de Hassi R'mel se compose de trois zones principales d'exploitation :

- ✓ Zone Nord : Constituée de :
 - Usine de traitement de gaz (Module 03).
 - Station de compression Nord.
- ✓ Zone Centrale : Constituée de :
 - Trois usines de traitement de gaz, (Module 0, 1 et 4).
 - Centrale de stockage, de traitement GPL et de Condensât (CSTF).
 - Station de récupération des gaz associés (SRGA).
 - Centres de traitement d'huile et expédition comme gaz brut (CNDG).
- ✓ Zone Sud : Constituée de :
 - Usine de traitement de gaz (Module 02).
 - Usine de traitement de gaz (Djebel Baissa).
 - Station de compression (Hassi R'mel Sud).

I. 2.2 Composition du parc exploitation

✓ Modules

Le module est le diminutif de "Module Processing Plant", il désigne une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle.

Cinq modules sont implantés sur le champ de Hassi R'mel, quatre ont une capacité unitaire de 60 millions m³/jour.

Le cinquième module, le plus ancien (module 0), a une capacité de 30 millions m³/jour.

Les modules 1 et 0 disposent d'une unité complémentaire commune, désignée d'ailleurs «communs» ou «phase B».

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des hydrocarbures liquides (GPL, condensât) à la station CSTF.

Pour la réinjection de gaz, il y a deux stations de réinjection de 90 millions de m³/jour chacune.

Le parc compte 5500 machines tournantes, 2000 équipements statiques et 16000 appareils d'instrumentations.

✓ Stations de compression

Le rôle de ces stations c'est de réinjecter le gaz sec au niveau du gisement, pour le maintien de la pression, afin de récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât).

Les stations de compression nord et sud ont pour objet de réguler la pression de gaz au niveau national et pour le marché international.

Chaque station contient 18 turbocompresseurs, chaque paire de turbocompresseurs forme une ligne de compression.

La compression s'effectue en deux étages BP et HP avec un refroidissement intermédiaire assuré par des aérorefrigérants.

✓ **Salles de contrôle**

C'est à partir de la salle de contrôle que sont données toutes les instructions aux opérateurs sur site, en se basant sur les indications des instruments et des diagrammes d'enregistrement.

Les salles de contrôles, auparavant gérées par un système conventionnel (analogique) fonctionnent actuellement en système numérique (DCS).

✓ **Centre de Stockage et Transfert (CSTF)**

Le condensât et le GPL produits par tous les modules de traitement de gaz sont acheminés vers le CSTF, qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'mel.

Là, ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelles et comptabilisés avant d'être expédiés vers ARZEW.

Le CSTF comprend :

- Trois (3) bacs de 35000 m³ et quatre (4) de 45000 m³, pour le stockage du condensât.
- Douze (12) sphères de 7000 m³ chacune, pour le stockage du GPL.

Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante, sont comprimées par les turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter le torchage du GPL.

✓ **Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)**

C'est une unité qui a démarré le 18 avril 1999, avec une capacité de 4000 m³/jour.

Cette station comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité de 1 millions de m³/jour.

✓ **Centre National de Dispatching Gaz (CNDG)**

Son rôle est la collecte de toutes les quantités de gaz produites au niveau de Hassi R'mel et d'autres régions du sud.

Ces quantités sont distribuées vers les centres de consommation GNL, sonelgaz, et à l'étranger.

✓ **Anneau d'huile**

L'anneau d'huile a été mis en évidence sur le flanc Est du champ en mars 1979 et son développement final a été concrétisé par :

- Forage de 60 puits pour la production d'huile.
- Construction de 5 centres de traitement d'huile (CTH1, CTH2, CTH3, CTH4 et CTHSUD).

✓ **Centre de formation**

La formation à Hassi R'mel a commencé en 1976, suite au développement du pôle de Hassi R'mel. A l'origine, c'était un petit centre de formation de 250 places.

Le développement du champ de gaz de Hassi R'mel, les demandes croissantes en formation de la part des structures et le souci permanent de s'adapter aux technologies nouvelles ont favorisé la décision de construction d'un nouveau centre de formation, qui a ouvert ses portes en 1998.

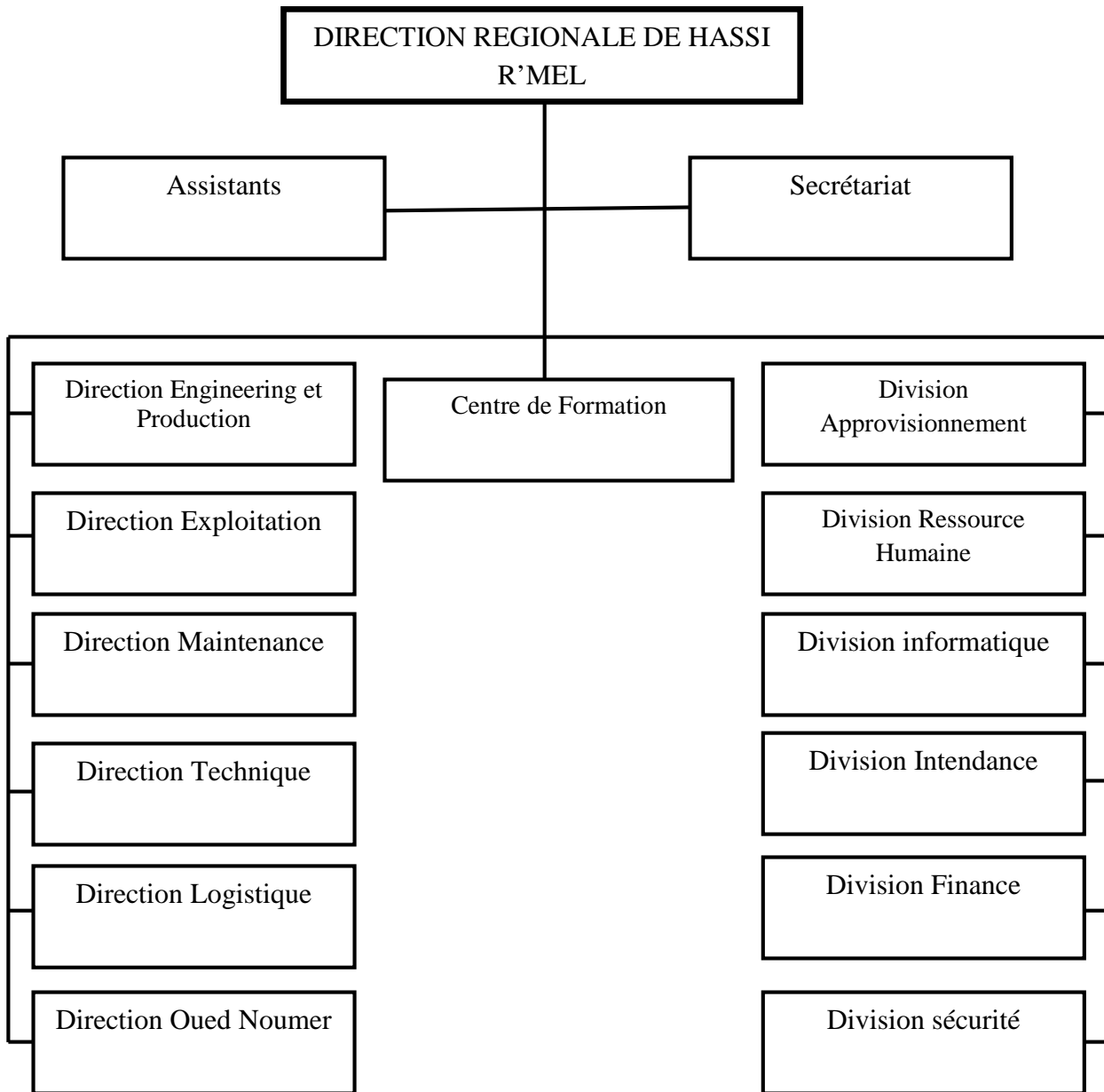


Figure (I.2) : Composition du parc exploitation.

I.3 DIRECTION REGIONALE DE HASSI R'MEL

Elle a pour mission essentielle le développement et l'exploitation des hydrocarbures.

Pour ce faire et afin de répondre à son plan de charge convenablement, elle s'est dotée des sous directions et divisions présentées dans la figure (I.3) :



Figure(I.3) Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel.

I.3.1 Rôle des directions

✓ Direction Engineering et Production

Elle a pour objectif, la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services techniques opérationnels et l'intervention sur toutes les installations des puits et le centre de traitement d'huile.

✓ **Direction Exploitation**

Sa tâche principale est la réalisation des programmes de production, de traitement et d'injection des hydrocarbures établis par la région.

✓ **Direction Maintenance**

Son rôle est la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des réserves de maintenance liées aux besoins actuels et futures de la région dans différentes activités : mécanique, électricité et instrumentation.

✓ **Direction Technique**

Elle a comme mission la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre d'une capacité de construction pétrolière répondant aux besoins de développement du champ de HassiR'mel.

✓ **Direction Logistique**

Elle a pour objectif, la réalisation des travaux de génie civil, l'entretien de tous les locaux et logements, électricité bâtiment, plomberie et menuiserie.

I.3.2 Rôle des Divisions

✓ **Division Approvisionnement**

Elle a pour but l'approvisionnement, le développement, l'organisation et la mise en disposition des matériels des équipements, outillage de construction et de gros engins.

✓ **Division Ressources Humaines**

Son rôle est l'organisation et le contrôle des activités de la région du côté recrutement, formation, gestion du personnel, prestations sociales, activités culturelles et administration générale.

✓ **Division Informatique**

Elle a pour objectif la gestion, le développement et la maintenance de l'outil informatique dans toute la région.

✓ **Division Intendance**

Sa tâche principale est la prestation de service de restauration, l'hébergement et la gestion des patrimoines.

✓ Division Finance

Son rôle est la prestation des services de trésorerie, de comptabilité générale et de gestion.

✓ Division Sécurité

Elle a pour but le contrôle, l'organisation et le maintien d'un haut niveau de sécurité du personnel et des biens. Le développement de la sécurité est la principale tâche de la division sécurité.

I.4 STATIONS BOOSTING**I.4.1 But de la réalisation**

Ces stations sont réalisées pour comprimer le gaz brut provenant des puits producteurs, en vue de maintenir une pression d'entrée de 120 bars pour le fonctionnement des modules de traitement de gaz.

Une station boosting, comporte trois turbocompresseurs K-901, deux en marche et un réserve en cas de panne.

I.4.2 Turbocompresseur K-901

Construit par la société italienne NUOVO PINIogne, pour comprimé le gaz brut de 75 bars jusqu'à une pression d'environ 120 bars.

Il comporte deux principales machines industrielles, une turbine à gaz MS5002 C et un compresseur centrifuge BCL 606-3/A.

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté le site de Hassi R'mel où une description et quelques statistiques ont été données et qui ont montré le rôle stratégique de ce site tant au niveau national et international.

Chapitre-II :

Revue bibliographique sur les TAG et leurs applications

II.1- Généralités

Les turbines à gaz font partie de TURBOMACHINES définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...) [1-2].

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turbo-réacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turbo-réacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.

Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées on peut citer [2-3] :

- ✓ les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;
- ✓ les machines utilisées dans les stations de pompage et de recompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore qui bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché ;
- ✓ la traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbo-trains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel ;
- ✓ les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % ;

- ✓ les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent enfin une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les aéronefs que sur les turbotrains ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions).

II.2- Présentation

Les turbines à gaz sont construites dans une gamme très large de puissance de 25 kW à 250 MW [1-3, 6-9]. Les informations ci-après concernent surtout les machines de 1 à 40 MW les plus utilisées en cogénération.

A poste fixe, les combustibles utilisés sont, pour les turbines courantes, du gaz (naturel, GPL ou biologique) ou du fuel domestique. Les TAG peuvent aussi brûler du fuel lourd ; mais celui-ci doit subir des traitements très complexes (enlèvement du sodium et des particules solides, inhibition du vanadium, etc.). De plus, les gaz d'échappement doivent aussi être traités pour répondre aux normes environnementales. L'exploitation et la maintenance sont donc beaucoup plus coûteuses, la durée de vie réduite.

Le combustible doit être injecté dans les chambres de combustion à des pressions élevées (13 à 45 bar). Cela est aisé pour les fiouls. Par contre, le gaz naturel est délivré par des réseaux, soit de transport entre 40 et 75 bar, soit, le plus souvent, de distribution entre 4 et 16 bar. Quand la pression du réseau n'est pas suffisante, il faut ajouter des compresseurs de gaz. Ces appareils sont coûteux et consomment de la force motrice. Pour les petites installations, ils diminuent l'intérêt économique de la filière.

La combustion dans une TAG s'effectue avec des excès d'air très importants (350 à 500 %). Il en résulte que, pour un modèle donné, la puissance va varier sensiblement avec la température d'entrée d'air et avec l'altitude. Le compresseur, pour une même vitesse, donnant un débit massique plus important, la puissance sera plus forte en hiver, ce qui est un avantage pour l'utilisation en génie climatique. Une autre conséquence est la décroissance très rapide du rendement avec la charge.

La puissance fournie par une TAG dépend des caractéristiques de l'air aspiré: température, humidité et pression. Elle va donc varier suivant la saison et l'altitude du lieu d'implantation. De même, la puissance est fonction des pertes de charge amont sur l'air aspiré (gaine, filtre et silencieux) et aval sur les gaz d'échappement (silencieux, batterie ou chaudière de récupération, gaine, cheminée, etc.). Les constructeurs fournissent des courbes précises donnant les caractéristiques de fonctionnement en fonction de ces différentes valeurs. Quasiment, toute l'énergie thermique du combustible non transformée en énergie mécanique se retrouve sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Ceux-ci sont donc très chauds (entre 450 et 550°C) et servent, comme on le voit dans les différents schémas illustrant ce paragraphe, à réchauffer des fluides caloporteurs ou utilisés pour la production de la vapeur. Les gaz d'échappement sont normalement dirigés soit sur une batterie, soit sur une chaudière. Une vanne de dérivation dite d'aiguillage permet d'envoyer tout ou une partie des gaz d'échappement directement à l'atmosphère. Elle sert aux démarrages et pour la marche en secours, ainsi que pour les périodes où toute la chaleur récupérable des gaz d'échappement ne peut être utilisée. Un soin particulier doit être apporté à l'étanchéité de cette vanne pour éviter une perte continue de gaz chauds à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement des TAG sont peu chargés en poussières et comportent 15 à 17 % d'oxygène. Ils peuvent être utilisés dans l'industrie pour le chauffage direct de séchoirs et, surtout, comme air comburant dans des brûleurs spéciaux dits de postcombustion qui s'adaptent à des chaudières ou à des générateurs. On obtient ainsi d'excellentes performances globales.

II.2.1- Composants d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz (figure (I-1)) est constituée par : une entrée conditionnant l'air (filtration et éventuellement refroidissement), un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente, l'échappement vers une cheminée. Pour la production d'électricité, une majorité de turbines à gaz sont construites autour d'un seul arbre sur lequel sont disposés le compresseur, la turbine de détente, l'alternateur et éventuellement certaines pompes ou un réducteur pour les machines de puissance inférieure à 100 MW [1-3, 6-9].

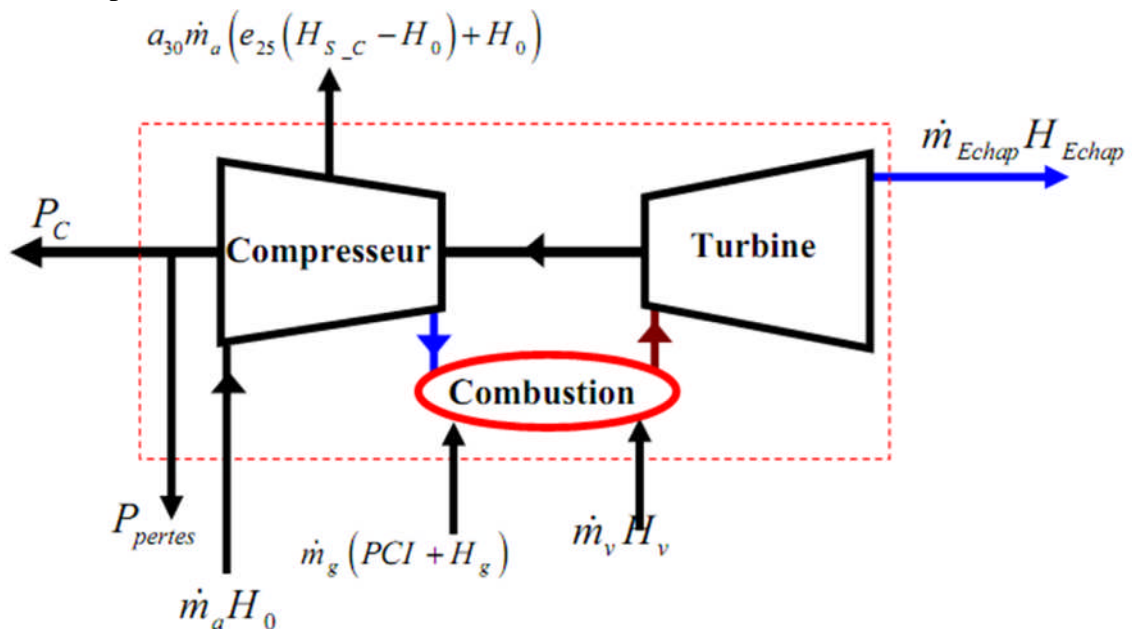


Figure (II-1) : Différents composants d'une turbine à gaz.

II.2.1.1- Entrée d'air : comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0,3 % à 1,3 % (usuellement exprimée en mm de colonne d'eau : de 30 à 130 mm CE) en fonction de son encrassement ; il est modélisé par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0,6 % à pleine puissance. L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques.

II.2.1.2- Compresseur : utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, puissance qui s'exprime suivant l'équation (II-1) en tenant compte les prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes :

$$P_c = (m_a - \sum m_{ref})H_{S-c} + \sum m_{ref} H_{ref} - m_a H_{E-c} \quad (II-1)$$

L'enthalpie H peut être estimée en gaz parfait à partir de la température, donc l'estimation de la puissance du compresseur nécessite la mesure des températures de l'air à son entrée et à sa sortie. Les débits d'air sont mesurés à l'aide de diaphragme ou de venturi-tuyère équipés en pressions statiques et totales.

II.2.1.3- Chambre de combustion :

se traduit par une perte de charge de l'ordre de 6 % et par un échauffement de l'air lié à la combustion du gaz avec un rendement proche de 100 %. Dans la chambre de combustion peut être injectée de l'eau ou de la vapeur pour soit réduire les émissions d'oxydes d'azote, soit augmenter la puissance produite ; cette possibilité est introduite sous la forme d'un débit d'eau m_{eau} à une enthalpie H_{eau} . L'enthalpie sortie chambre de combustion s'exprime par :

$$\left((1 - a_{30})m_a - \sum m_{ref} + m_e + m_g \right) H_{fl} = m_g PCI + \left((1 - a_{30})m_a - \sum m_{ref} \right) H_{S-c} + m_g H_g + m_e H_e \quad (II-2)$$

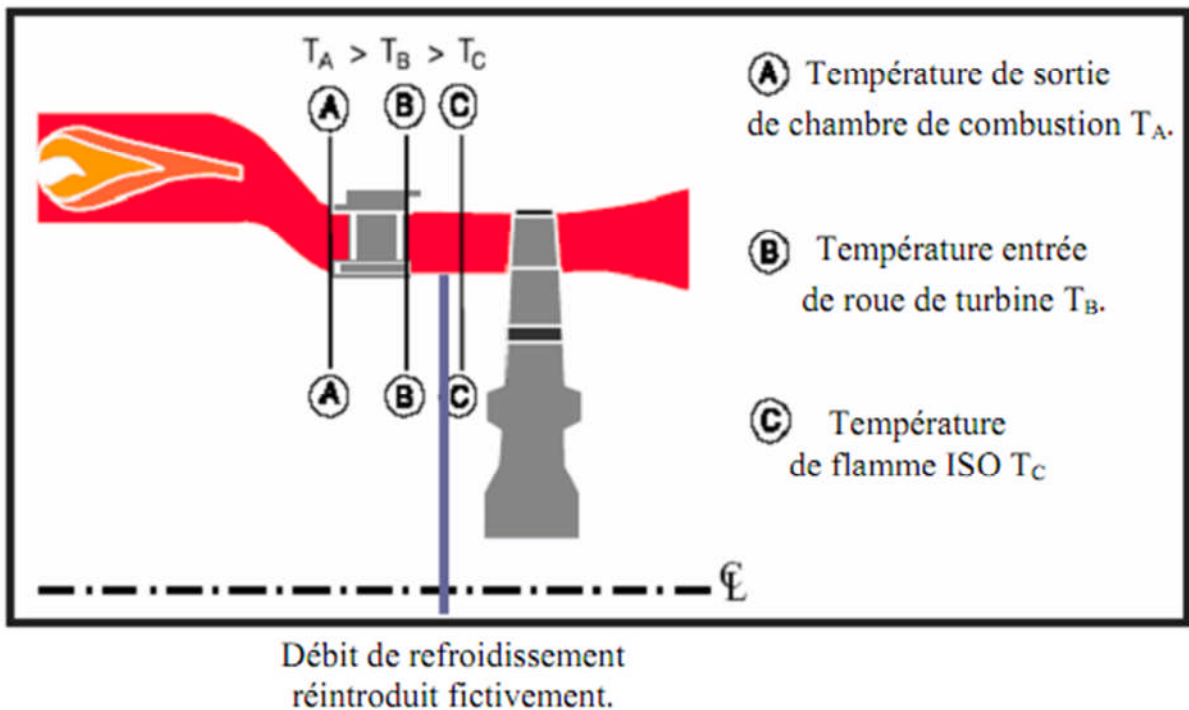


Figure (II-2) : Définitions des températures de flamme.

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car trop hétérogène et élevée et n'est accessible par cette formule que si le PCI du combustible est mesuré. Comme sa connaissance conditionne la durée de vie des parties chaudes et la limiter sachant que T3 températures de flamme ou «entrée turbine» sont définies :

- la température entrée turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) qui suppose que tout le débit d'air entrée turbine à gaz passe dans la chambre de combustion, qu'il n'y a pas de prélèvement d'air sur le compresseur et que l'entrée d'air et son échappement s'effectuent sans perte de charge. C'est la valeur la plus basse ;
- la température entrée roue de turbine qui est calculée en considérant que l'air sortie chambre de combustion est parfaitement mélangé avec l'air de refroidissement de la directrice d'entrée. C'est une valeur intermédiaire d'environ 80 °C plus élevée que la précédente, ce qui signifie que le débit d'air de refroidissement des aubes et cavités en aval est de l'ordre de 8 % du débit total ;
- la température sortie de chambre combustion qui est calculée avec le débit d'air qui traverse les tubes à flamme, soit environ 80 % du débit d'air entrée compresseur. C'est la plus élevée avec encore environ 80 à 100 °C d'écart avec la précédente. Le débit d'air qui traverse les tubes à flamme est accessible par la mesure de la courbe débit-réduit/perte de charge d'un tube à flamme au banc partiel et de leur perte de charge sur machine.

Dans le brûleur, la température des gaz est élevée de T_2 à T_3 afin d'optimiser la combustion, on doit doser correctement le rapport carburant/air défini par :

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{air}} \quad (\text{II-3})$$

Le problème consiste à déterminer le rapport f requis pour transformer une unité de masse d'air à T_2 et f unité de masse de carburant à T_f en $(1+f)$ unité de produits de combustion à T_3 .

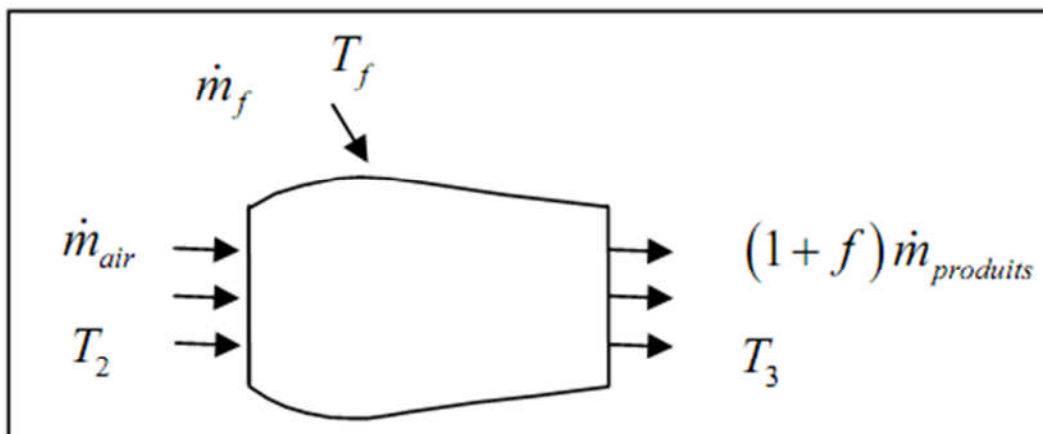


Figure (II-3) : Bilan énergétique dans le brûleur.

- **Efficacité de la combustion**

Le rapport ainsi déterminé a été calculé pour des conditions idéales de combustion complète. Pour comptabiliser les différentes pertes, on introduit :

$$\eta_{Cmb} = \frac{f_{id}}{f_{rel}} \quad (II-4)$$

Avec: f_{id} est le rapport idéal du carburant-air pour un ΔT donnée.
 f_{rel} est le rapport réel du carburant-air pour un ΔT donnée.

En général $\eta_{Cmb} = 98\%$

- **Vitesse de propagation d'une flamme dans un mélange laminaire**

Plusieurs types d'approche ont été faites pour essayer de prédire cette vitesse de propagation, les théories thermiques montraient que la vitesse de flamme était proportionnelle à la racine de la diffusivité thermique et à la racine du temps de réaction moyen [4].

$$S_l \sim \sqrt{\frac{\lambda}{\rho_i c_{p,i} \tau_c}} \quad (II-5a)$$

Avec λ la conductivité thermique et τ_c le temps chimique nécessaire à la réaction, inversement proportionnel au taux de réaction moyen ($\bar{\omega}$):

$$\tau_c = \frac{1}{\bar{\omega}} \quad (II-5b)$$

L'expression déduite de ceci pour l'épaisseur de flamme est donnée par :

$$\delta \sim \frac{a_i}{S_l} \sim \sqrt{\frac{1}{2} a_i \tau_c} \quad (II-5c)$$

Où a est la diffusivité thermique des gaz fris.

- **Consommation spécifique**

Bien que le concept de rendement thermique soit utile pour la comparaison de cycles thermodynamiques, il est plus pratique d'utiliser une mesure de la performance qui inclut le débit du carburant. Ainsi, la performance des turbines à gaz est très souvent exprimée par la consommation spécifique, appelée Specific fuel consumption(SFC) :

$$S.F.C = \frac{m_f}{P_{net}} \quad (II-6)$$

II.2.1.4- Turbine de détente :

produit l'énergie pour entraîner le compresseur et l'alternateur. Elle est modélisée par :

$$P_T = \left((1 - a_{30})m_a - \sum m_{ref} + m_g + m_e \right) H_{fl} + \sum m_{ref} (H_{ref} - H_{réfr}) - \left((1 - a_{30})m_a + m_g + m_e \right) H_{echap} \quad (II-7)$$

L'hypothèse que l'air à travers la directrice d'entrée travaille dans la turbine est généralement employée par les constructeurs et donc les conditions chaudes amont sont prises à l'entrée de la roue de turbine. Cependant, le plus simple est de calculer en condition ISO puisque alors les débits de refroidissement sont pris égaux à zéro. Certaines turbines à gaz ont leur air de refroidissement qui se refroidit à travers un échangeur qui prélève H_{refr} en chauffant de la vapeur ou le combustible.

La mesure la plus délicate est celle de la température moyenne des fumées à l'échappement : en effet la répartition des températures est hétérogène et pour avoir une mesure représentative, un nombre important de thermocouples est nécessaire, localisés au minimum sur deux diamètres. C'est une donnée essentielle, et sur certaines turbines à gaz, un coefficient de correction est appliqué à la mesure pour la «caler» sur la valeur réelle.

II.2.1.5- Echappement de la turbine à gaz : influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3 %), chaudière, vannes et coudes, cheminée.

II.2.2- Puissances et rendements

La puissance fournie par une TAG dépend en premier lieu du débit d'air qui la traverse, qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compression p_2/p_1 et de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion. Consécutivement, les chambres de combustion doivent supporter la pression p_2 , les aubes directrices et les ailettes du premier étage de la turbine de détente doivent supporter la température T_3 . Les températures et les pressions aux différents points de la turbine sont de l'ordre de celles indiquées ci-dessous [7, 11].

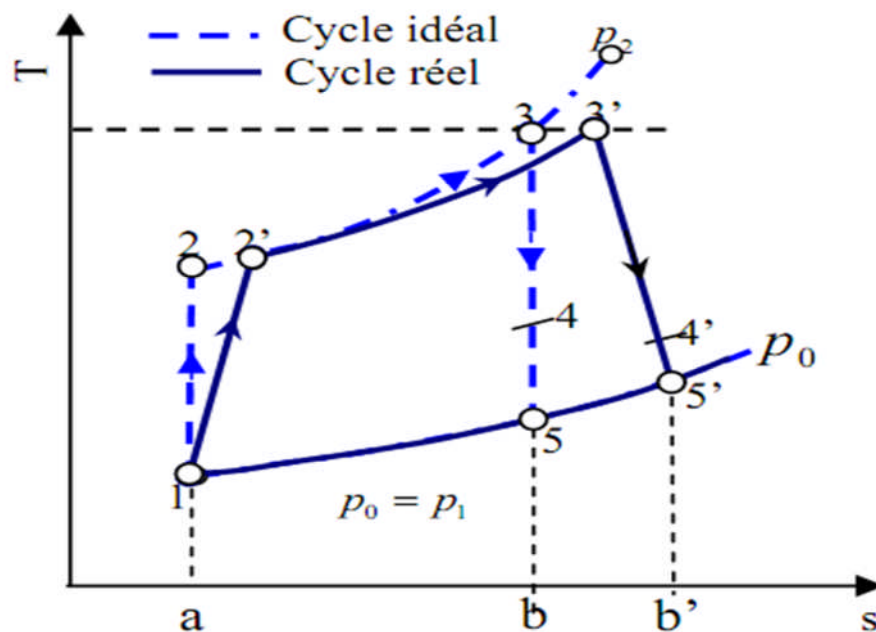


Figure (II-4) : Représentation du cycle d'une turbine à gaz.

Dans le diagramme (s, T) de la figure(II-4), le rendement thermodynamique est représenté graphiquement par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Aire } (1,2,3,5,1)}{\text{Aire } (a,2,3,b,a)} \quad (\text{II-8})$$

II.2.3- différents types de turbine à gaz

Une turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants :

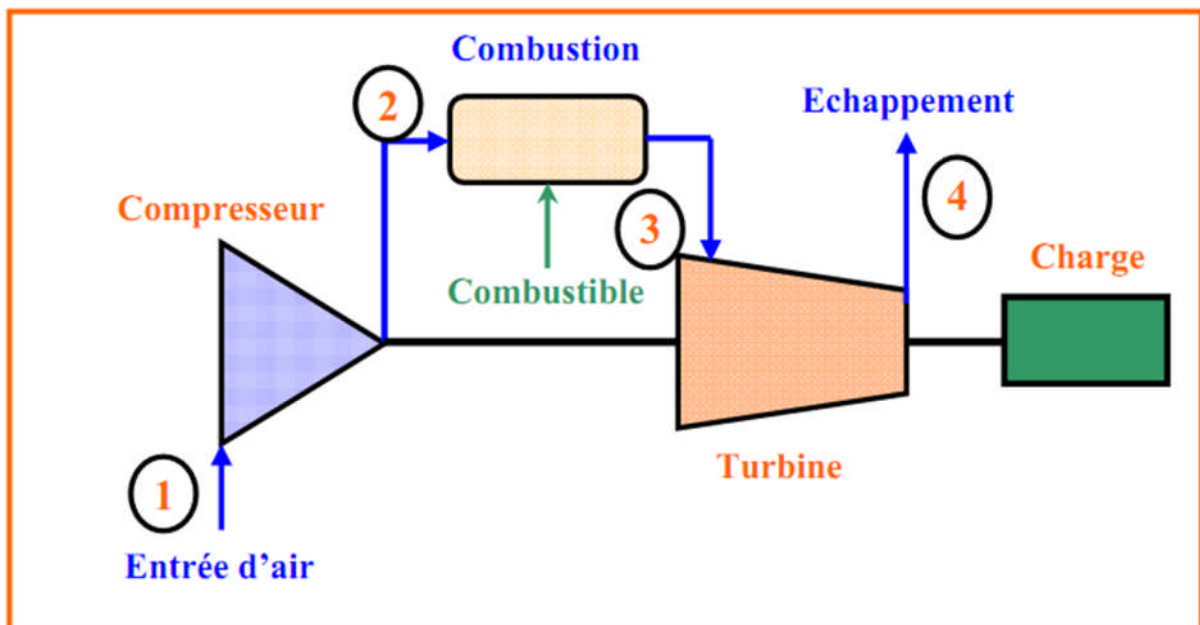
- Une ligne d'arbre (Figure II-5)

Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une certaine vitesse, ensuite c'est la turbine HP qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments.

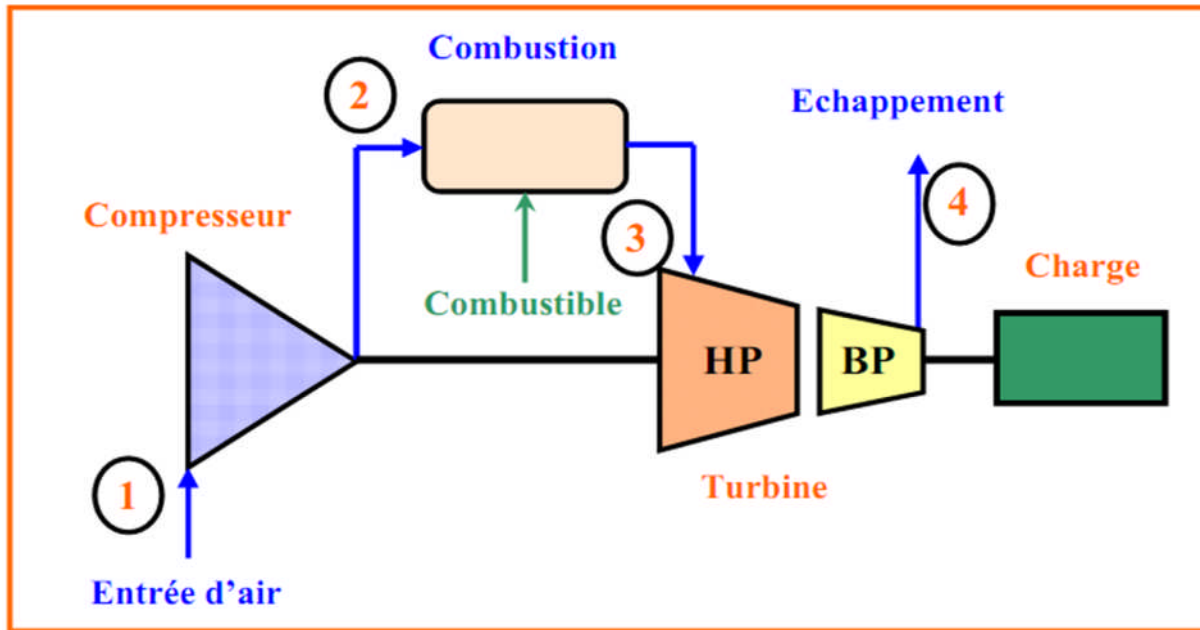
- Deux lignes d'arbre (Figure II-6)

Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP en bout d'arbre séparé mécaniquement.

La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et, est retenue pour les applications de grandes puissances.



Figure(II-5) : Schéma d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre.



Figure(II-6) :Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres.

II.3- Applications de la turbine à gaz

II.3.1- Réalisation pratique

La phase de compression est réalisée par un compresseur d'air axial ou centrifuge. Le travail de compression peut être réduit par pulvérisation d'eau à l'admission. L'air comprimé est réparti en trois flux :

- une alimentation stœchiométrique vers le brûleur alimenté en carburant,
- un flux refroidissant la paroi de la chambre de combustion est mélangé aux produits de combustion,
- un flux destiné au refroidissement de la turbine.

Il existe des machines utilisant une injection de vapeur dans les produits de combustion à l'entrée de turbine pour augmenter le débit et donc la puissance de celle-ci. La vapeur est produite par une chaudière de récupération chauffée par l'échappement. Il s'agit en fait d'un cycle combiné simplifié.

Deux grands types de turbines à gaz sont à distinguer :

- simple arbre : le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant également l'organe récepteur,
- double arbre : le compresseur est sur le même arbre que les étages de turbine strictement nécessaires à son entraînement, les autres étages de turbine étant groupés sur un second arbre solidaire de la machine entraînée. La seconde disposition plus complexe permet un meilleur fonctionnement à charge partielle et variable ce qui est

le cas des moteurs destinés à la propulsion. Les turbines à simple arbre sont adaptées à la production électrique qui se fait à régime constant et charge plus élevée.

La réalisation de la turbine et notamment de son premier étage (turbine de feu) pose des problèmes métallurgiques liés à la température élevée et à la force centrifuge s'exerçant sur les aubages mobiles. Elle nécessite l'emploi d'aciers fortement alliés (Cr-Ni-Va) et un refroidissement énergétique par l'air de charge prélevé sur le compresseur. L'utilisation de matériaux céramiques est à l'étude pour augmenter la température [12, 13].

II.3.2- Limites techniques et avantages

La turbine à gaz présente de sévères limitations dues aux contraintes techniques de sa réalisation.

Ces principales limites sont les suivantes :

- taux de compression (et donc rendement) limité par le nombre d'étage de compression nécessaires,
- baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faible que le régime nominal,
- température de combustion (et donc rendement) limitée par la résistance mécanique de la turbine.
- chute importante du rendement à charge partielle en particulier pour les machines à simple arbre.
- coût d'usinage des aubages notamment de la turbine.
- Inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents et peu progressifs.

Les avantages inhérents à ce type de machine sont les suivants :

- puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu,
- simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations),
- pollution limitée en HC et NOx du fait de l'excès d'air et de la température limitée,
- aptitude à la récupération de chaleur (cogénération),
- longévité en marche stationnaire.
- aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre, fuel lourd).

Les applications des turbines à gaz découlent directement de leurs avantages spécifiques. Ainsi, la puissance massique élevée se prête bien à la propulsion aéronautique en particulier sur les hélicoptères. La propulsion navale fait également de plus en plus appel aux turbines à gaz notamment pour les navires à grande vitesse. Il existe enfin des exemples d'application à la propulsion ferroviaire et à des véhicules militaires comme des chars d'assaut (XM-1 Abrams ou Leclerc).

Par contre, la turbine à gaz est mal adaptée aux véhicules routiers. En effet, les variations de charge et de régime sont trop importantes et trop rapides pour être réalisables avec un

rendement correct. De plus, le rendement atteint difficilement 30% pour des moteurs compacts et de faible puissance.

L'autre grand domaine d'emploi des turbines à gaz est la production d'électricité. En effet, il s'agit d'applications à régime constant et à charge relativement constante pour lesquelles le rendement de ces machines est le meilleur. La puissance varie de quelques centaines de kW à près de 300 MW. Les machines les plus puissantes sont en général associées à des turbines à vapeur dans des cycles combinés dont le rendement global tend actuellement vers 60%. En cycle simple, le rendement est de l'ordre de 30 à 35%. Dans les faibles puissances, le rendement est même inférieur à 30% mais on met alors à profit l'aptitude des turbines à combustion pour la récupération de chaleur dans des applications de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur).

II.3.3- Domaines d'utilisation

Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation est très répandue dans différents domaines d'applications [12-15], nous citerons : l'industrie des centrales électriques (nucléaires ou non nucléaires), transport des hydrocarbures et du transport par la propulsion.

Parmi ces domaines d'application :

II.3.3.1- Aéronautique

II.3.3.1.1- Turbocompresseur

Ce terme désigne une turbine actionnée par les gaz d'échappement d'un moteur à piston et dont le travail sert à comprimer l'air admis dans le moteur. Ce dispositif représente une amélioration importante du moteur classique notamment sur les points suivants :

- augmentation de la puissance massique et volumique par une puissance supérieure à cylindrée égale. Afin de maximiser cet effet, il est nécessaire de refroidir l'air comprimé par un échangeur (intercooler),
- suppression de l'inconvénient de la détente écourtée des cycles Otto et Diesel d'où amélioration de rendement. L'amélioration du rendement est très limitée sur les moteurs à essence car les risques d'auto-inflammation (cliquetis) imposent de réduire sensiblement le taux de compression du moteur proprement dit d'où une perte de rendement.

Le moteur turbocompressé combine donc un moteur à pistons et une turbine à gaz, les deux étant liés par une chambre de combustion commune. Il permet de concilier les avantages des deux types de moteurs tout en réduisant leurs inconvénients respectifs, en particulier pour les cycles Diesel. Ceci explique la généralisation actuelle de cette technique. Le problème majeur du turbocompresseur est le même que les autres turbines à gaz, à savoir la gestion de la marche à faible charge ou en régime transitoire. Il est en grande partie résolu aujourd'hui par les turbocompresseurs dits «à géométrie variable» munis d'aubages fixes à incidence variable.

II.3.3.1.2- Turbine à gaz d'avion

Dans les moteurs d'avion, l'unité de turbine à gaz fonctionne entièrement comme générateur de gaz dans le turbojet et les moteurs de turboréacteur, tandis qu'elle fournit la puissance exigée d'axe au propulseur dans le moteur de turbopropulseur.

La centrale de turbine à gaz utilisée pour la propulsion d'avion travaille sur le cycle de circuit ouvert de pression constante. Une centrale de turbine à gaz d'avion utilisant un tel cycle montré dans figure(II-5). L'air entre dans le moteur à l'admission de diffuseur ; une partie de la compression se produit dans le diffuseur et le reste dans le compresseur. L'air à haute pression du compresseur pénètre la chambre de combustion (ou des chambres) en tant qu'air primaire, secondaire et tertiaire. Les gaz chauds de la chambre de combustion traversent l'étage de turbine (ou des étages) qui conduit le compresseur et le propulseur (s'il existe). Une partie de la détente des gaz se produit également dans la tuyère [6].

Il est évident que le processus de rejet de la chaleur ne peut pas se produire dans le moteur d'avion; donc la centrale doit être un type de circuit ouvert. Pour des considérations de poids, le réchauffage est seulement utilisé entre la turbine et la tuyère de propulsion pour obtenir l'augmentation de la poussée.

Le choix d'un type particulier de dispositif de propulsion (ou moteur) dépend du type d'avion, sa gamme, sa vitesse de croisière et l'altitude. Les moteurs à piston ont des applications très limitées dans la propulsion moderne d'avion et donc ne sont pas discutés ici.

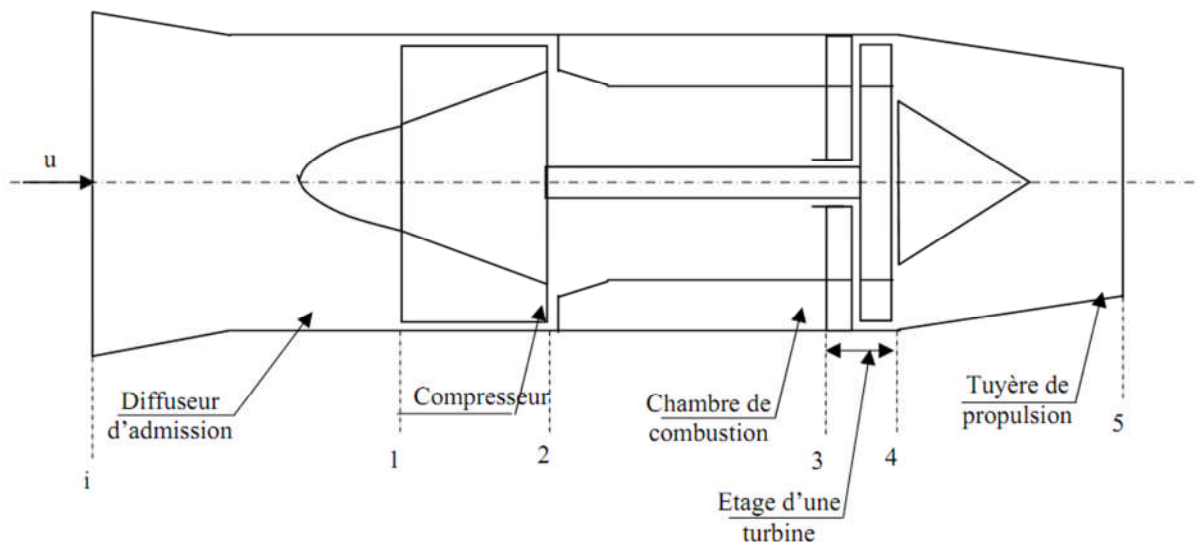
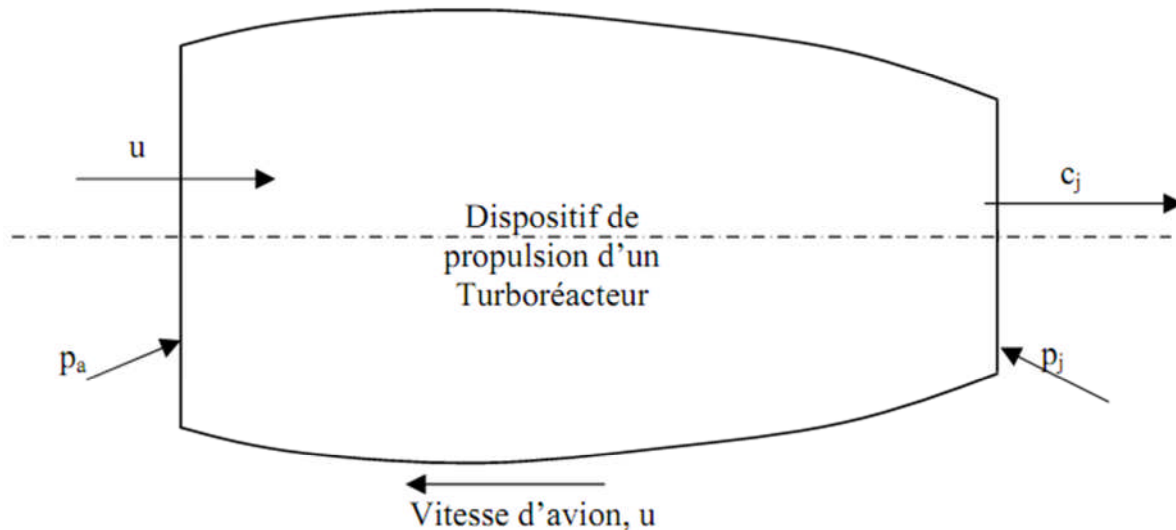


Figure (II-7) : Composants principaux d'un turboréacteur.

Avant de décrire les divers types de dispositifs de propulsion, une discussion courte de la poussée est donnée ci-dessous.

a- Poussée

La figure (II-6) montre un dispositif de propulsion général se déplaçant à la vitesse (u) de l'avion. La poussée (F) peut être produite en accélérant une petite masse d'air à une vitesse élevée ou une grande masse d'air à une vitesse comparativement basse. Le changement de vitesse à travers le dispositif est de u au c_j . Par conséquent la poussée de flux stationnaire due au changement momentané est :



Figure(II-8) : Dispositif général de la propulsion.

La poussée due à la différence de pression sur les des deux faces ascendante et descendante du dispositif est :

$$F = (p_j - p_a) \cdot A_j \quad (\text{II-9})$$

Par conséquent toute la poussée sur le dispositif est :

$$\dot{F} = m(c_j - u) + (p_j - p_a) \cdot A_j \quad (\text{II-10})$$

Pour une détente complète $p_j = p_a$, la poussée pour cette condition est donnée par :

$$F = \dot{m}(c_j - u) = m \cdot u \left(\frac{c_j}{u} - 1 \right) \quad (\text{II-11})$$

Pour des conditions de vol stationnaire cette poussée doit être égale à la force de résistance à l'avancement sur l'avion. On peut noter que la vitesse de tuyère c_j est toujours plus grande que la vitesse de vol. Une augmentation de poussée peut être obtenue par l'augmentation de l'un des deux paramètres : la vitesse de tuyère ou le débit massique (\dot{m}) traversant le dispositif.

La puissance de propulsion et de la poussée est le produit de la poussée et la vitesse du vol, elle est donnée par :

$$P_F = m \cdot u(c_j - u) = m \cdot u^2 \left(\frac{c_j}{u} - 1 \right) \quad (\text{II-12})$$

b- Rendement de propulsion

Le rendement thermique du moteur est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile pour la propulsion et l'énergie fournie au moteur.

L'énergie fournie au moteur par le carburant est :

$$E_f = m_f \cdot Q_f \quad (\text{II-13})$$

Le travail d'énergie du moteur est la somme du travail utile effectué par la poussée et l'énergie cinétique à la sortie. Ceci est donné par:

$$E_{\text{moteur}} = m \cdot u(c_j - u) + \frac{1}{2} m \cdot (c_j - u)^2 = \frac{1}{2} m \cdot (c_j^2 - u^2) \quad (\text{II-14})$$

Par conséquent le rendement thermique est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{\frac{1}{2} m \cdot (c_j^2 - u^2)}{m_f \cdot Q_f} \quad (\text{II-15})$$

Le rendement de propulsion est défini par le rapport entre le travail utile effectué par la poussée et l'énergie cinétique disponible pour la propulsion :

$$\eta_p = \frac{m \cdot u(c_j - u)}{\frac{1}{2} m \cdot (c_j^2 - u^2)} \quad (\text{II-16})$$

$$\eta_p = \frac{2}{1 + (c_j/u)} \quad (\text{II-17})$$

Ceci est connu comme rendement de Froude [2]. Le rendement de propulsion diminue et la poussée augmente à mesure que le rapport C_j/u augmente. Pour $C_j = u$, le rendement de propulsion est égal à l'unité mais la poussée est nulle.

c- Rendement global

Le rendement global du dispositif de propulsion est défini par le rapport entre le travail utile effectué par la poussée et l'énergie fournie au moteur :

$$\eta_0 = \frac{F \cdot u}{m_f Q_f} = \frac{m \cdot u(c_j - u)}{m_f Q_f} \quad (\text{II-18})$$

II.3.3.1.3- Moteur de turbopropulseur

Dans le système de turbopropulseur la centrale de turbine à gaz montrée à la figure (I-5) conduit un propulseur à une vitesse raisonnable relativement basse par une vitesse de réduction. La turbine extrait une grande proportion de l'énergie à partir des gaz chauds en développant la puissance requise pour conduire le propulseur. Par conséquent l'énergie restante dans les gaz d'échappement est comparativement basse. Ainsi la poussée due à la détente des gaz dans la tuyère de propulsion ne représente que ($\approx 10\%$) de toute la poussée.

Le grand diamètre du propulseur manipule de très grandes quantités d'air avec une petite différence de vitesse. La masse d'air passant par le moteur est seulement une petite fraction d'air manipulé par le propulseur. Ainsi le moteur du turbopropulseur peut être considéré comme une sorte de réacteur à double flux avec un rapport très élevé de déviation.

II.3.3.1.4- Moteur de Turbojet

Le turbojet diffère du moteur de turbopropulseur parce que la puissance de la turbine est complètement consommée par le compresseur; dans ce cas aucune puissance de sortie d'axe. L'avion est complètement propulsé par la poussée de la tuyère. Par conséquent il y a une augmentation substantielle de la vitesse des gaz lorsqu'ils se détendent dans la tuyère de propulsion. Le diagramme T-s pour un tel moteur est montré dans la figure (II-9). Dans cela tous les processus sont supposés idéaux. Pour des vitesses plus élevées de vol, la compression (i-1) dans le diffuseur est substantielle. La nouvelle élévation de pression se produit dans le compresseur qui peut être purement axial ou une combinaison des étages axiaux et centrifuges. L'addition de la chaleur dans la chambre de combustion est représentée par le processus de combustion à pression constante (2-3). La détente des gaz de haute température et de pression dans l'étage ou les étages de turbine est représentée par le processus (3-4). Autre détente dans la tuyère de propulsion est représentée près (4-5). Le processus (5-i) n'a pas lieu à l'intérieur du moteur. La figure (I-9) est également valable pour un moteur de turbopropulseur. Cependant, à cause des vitesses inférieures de vol et de petite poussée de la tuyère, les changements de pression pendant les processus (i-1) et (4-5) sont relativement faibles.

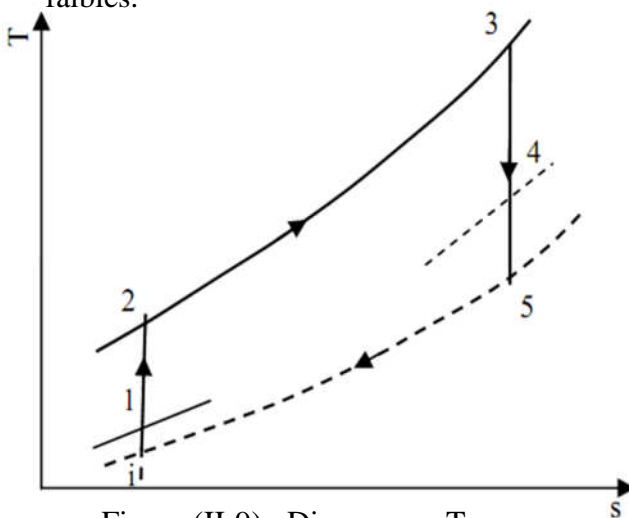


Figure (II-9) : Diagramme T-s pour un turbojet

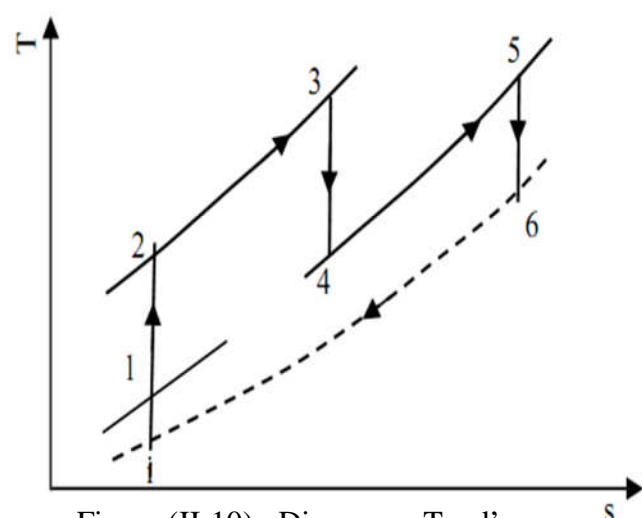


Figure (II-10) : Diagramme T-s d'un turbojet avec réchauffage.

Puisque les gaz à la sortie de la turbine contiennent encore une grande quantité d'oxygène, la combustion du carburant dans cette région assure l'augmentation de poussée. Ceci est réalisé en installant des dispositifs de post-combustion (réchauffeur) dans la pipe de la tuyère entre l'échappement de turbine et la tuyère de propulsion.

Un diagramme T-s pour un tel arrangement est montré à la figure(II-10). Des détentes dans la turbine et la tuyère de propulsion sont représentées par 3-4 et 5-6 respectivement. Le réchauffage à la pression constante a lieu pendant le processus 4-5. Beaucoup d'avions militaires utilisent ce système.

Un moteur de turbojet a une consommation de carburant spécifique relativement élevée à de bas nombre de Mach et altitudes de vol et exige un plus long gauchissement de décollage.

II.3.3.1.5- Moteur de turboréacteur

La figure (II-11) montre les composants principaux d'un moteur de turboréacteur.

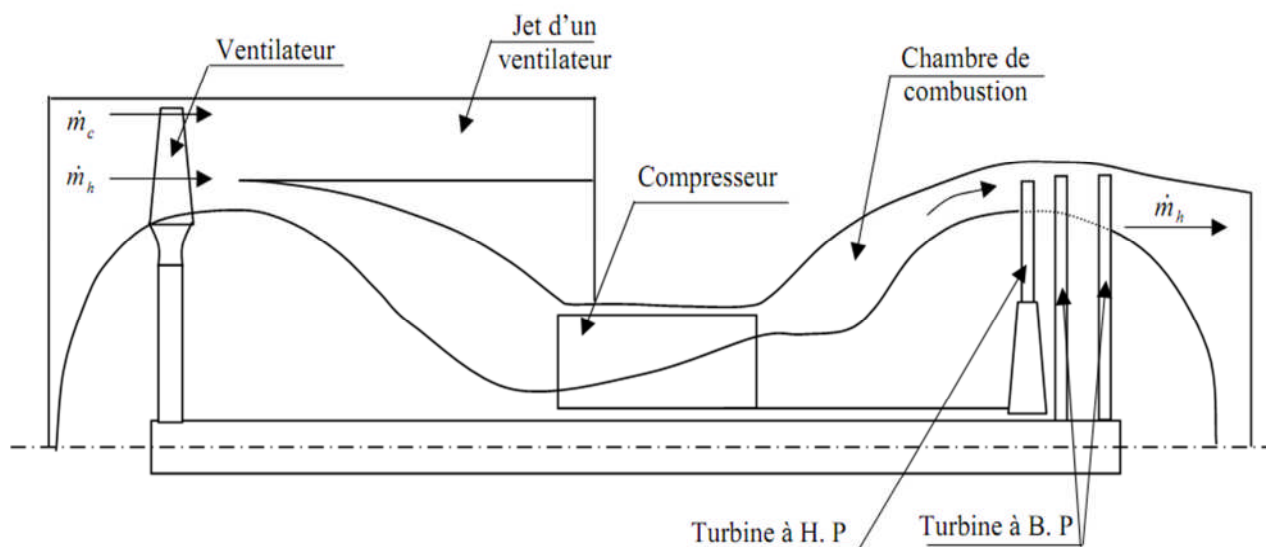


Figure (II-11) : Composants principaux d'un turboréacteur.

Les deux étages de turbine de B.P entraînent le ventilateur tandis que l'étage H.P de turbine entraîne le compresseur. L'air passant par le compresseur, après que l'addition de la chaleur dans la chambre de combustion fournis toute la puissance de conduire les trois étages de la turbine. Les gaz chauds partant du dernier étage de turbine alors se détendent dans la tuyère de propulsion (tuyère principale) et développent la poussée à une vitesse élevée et à un débit relativement bas.

La quantité totale du débit d'air entrant dans le ventilateur est :

$$\dot{m} = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad (\text{II-19})$$

Avec : \dot{m}_h : est la partie du débit massique d'air traversant l'unité conventionnelle du moteur.

\dot{m}_c : est la partie du débit massique d'air qui est déviée dans la tuyère du ventilateur.

Le facteur de déviation (bypass ratio) est défini par :

$$B = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} \quad (\text{II-20})$$

La combinaison des deux équations (I-19) et (I-20) donne :

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}}{1+B} \quad (\text{II-21})$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}.B}{1+B} \quad (\text{II-22})$$

Supposant que la détente dans les tuyères froides et chaudes se fait jusqu'à la pression atmosphérique, l'application de l'équation de quantité de mouvement nous donne la poussée

$$F = \dot{m}_c \cdot c_{jc} + \dot{m}_h \cdot c_{jh} - \dot{m} \cdot u \quad (\text{II.23})$$

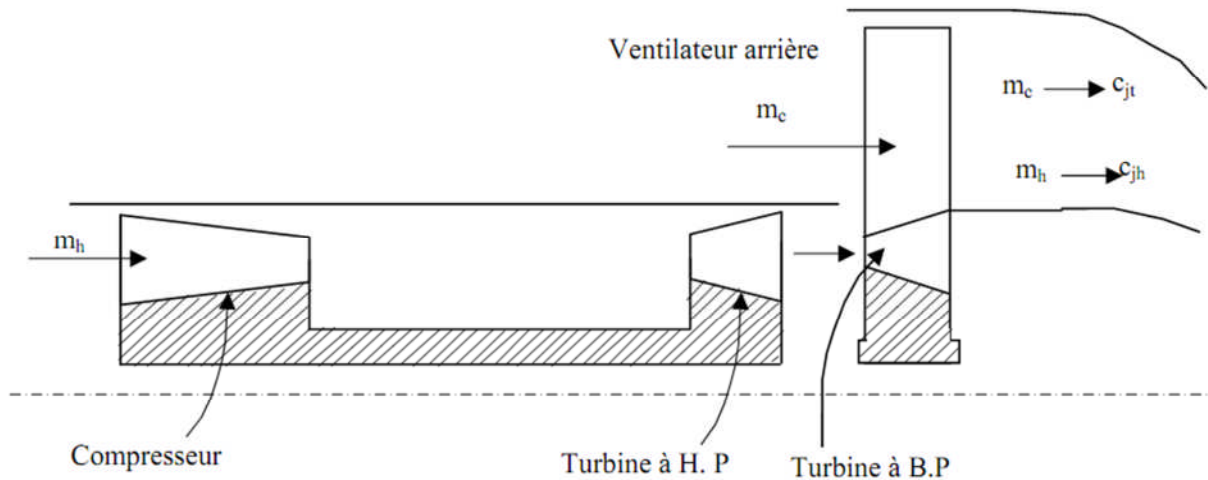
Avec :

c_{jc} : Vitesse du jet correspondre au débit \dot{m}_c .

c_{jh} : Vitesse du jet correspondre au débit \dot{m}_h .

$$F = \frac{\dot{m}}{1+B} (B c_{jc} + c_{jh}) - \dot{m} \cdot u \quad (\text{II.24})$$

La figure(II-12) montre le principe d'un moteur de turboréacteur. Dans ce cas les pales du ventilateur sont une prolongation des lames de rotor de turbine de B.P et la turbine de H.P entraîne le compresseur d'air.

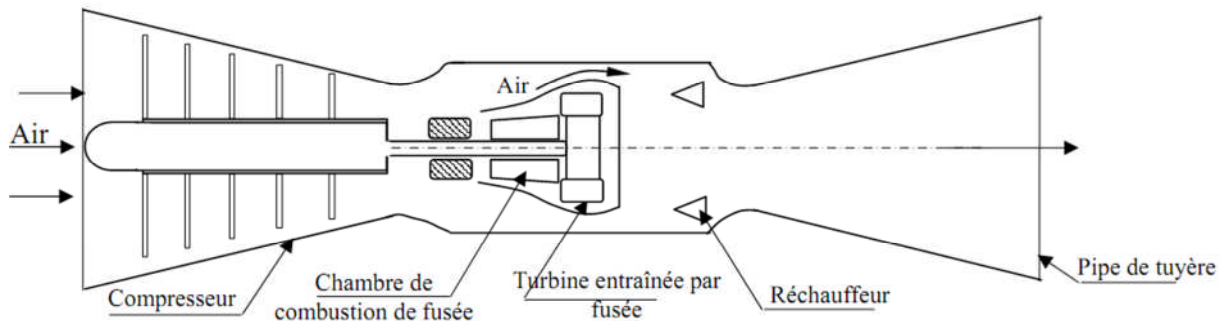


Figure(II-12) : Turboréacteur avec un ventilateur arrière.

Le poids spécifique pour des moteurs de turboréacteur est entre celui pour le turbopropulseur et le turbojet et il exige un gauchissement de décollage court.

II.3.3.1.6- Moteur de turbofusée

Comme l'indique son nom, le moteur de turbofusée, figure(I-13), est situé entre le moteur de fusée et le moteur du turboréacteur. La turbine est entraînée par les gaz fournis à partir de la chambre de combustion de fusée qui est indépendante d'air atmosphérique.



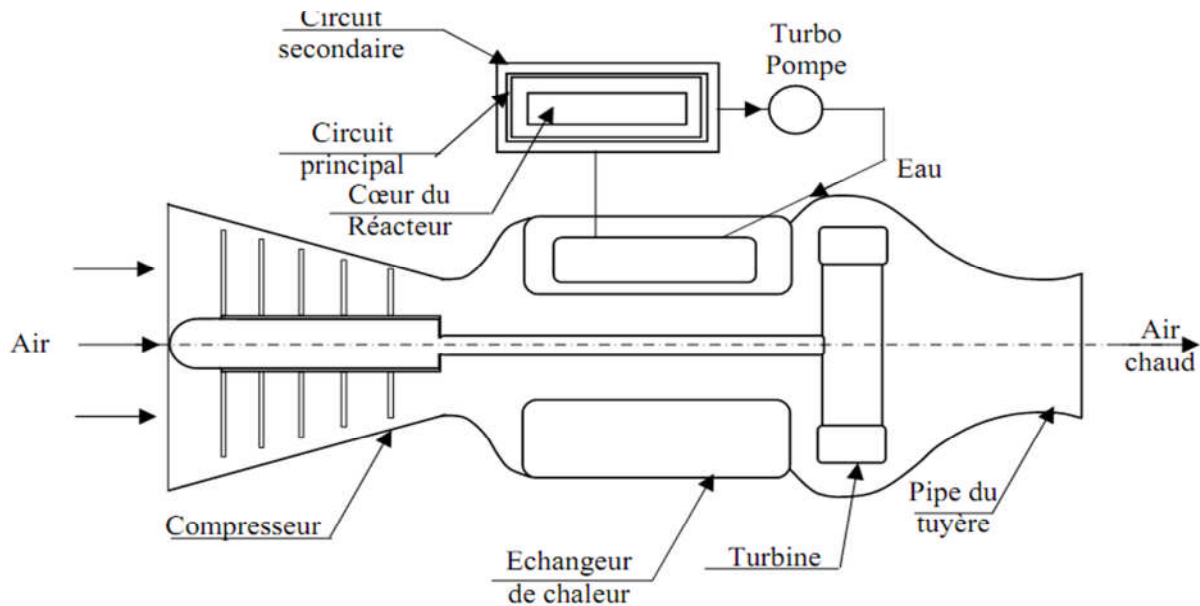
Figure(II-13) : Turbo-fusée.

Un réchauffeur en aval de la turbine remplace la chambre de combustion des systèmes conventionnels de turboréacteur. De tels moteurs peuvent être utilisés pour aider les gros porteurs au décollage et en s'élevant sans chargement élevé d'aile. Des avions à fusée propulsée peuvent également être utilisés pour transporter les hommes et le matériel aux stations spatiales.

II.3.3.1.7- Moteur d'avion nucléaire

La figure (II-12) montre un moteur d'air chaud d'un turbojet à propulsion nucléaire. La chambre de combustion du moteur turbojet conventionnel est remplacée ici par un échangeur de chaleur où s'effectue des transferts appropriés de la quantité de la chaleur d'un liquide

réfrigérant requis du réacteur à l'air. Le compresseur d'air est entraîné par une turbine à air chaud qui fonctionne ici dans un environnement moins hostile comparé aux turbines à gaz.



Figure(II-14) : Avion nucléaire.

II.3.3.2- Turbines à gaz pour des véhicules

Les problèmes et les caractéristiques de conception des turbines à gaz utilisées par les véhicules extérieurs sont considérablement différents de ceux des turbines à gaz d'avion.

II.3.3.2.1- Automobiles

Des tentatives ont été faites par un certain nombre de compagnies de fabrication d'automobile dans plusieurs pays de perfectionner des turbomoteurs pour des voitures. Un échangeur de chaleur d'échappement a été employé pour une consommation optimale du carburant. Un certain degré de succès a été réalisé dans le domaine des véhicules avec des moteurs de plus de 200 kilowatts. Beaucoup de concepteurs ont utilisé la combinaison d'une turbine axiale et d'un compresseur centrifuge de basse pression avec un échangeur de chaleur rotatif.

II.3.3.2.2- Locomotives ferroviaires

Dans beaucoup de pays, les trains de voyageurs de longue distance utilisent des locomotives à turbine à gaz et celles avec transmission électrique peuvent être présentées dans les secteurs où la traction électrique est peu économique.

II.3.3.2.3- Suralimentation par les gaz d'échappement

De petites turbines à gaz sont également utilisées dans des automobiles pour la suralimentation. Tous les grands camions et locomotives à moteur diesel ferroviaire sont suralimentés. Ils utilisent les turbines entraînées par les gaz d'échappement pour l'entraînement des compresseurs d'air.

II.3.3.3- Turbine à gaz pour la production d'énergie électrique

- Cycle de Brayton

Le cycle de Brayton est le procédé thermodynamique qui gouverne le fonctionnement des turbines à combustion ou à gaz.

Ces turbines font fonctionner trois types de centrale thermique (à cycle simple, à cycle combiné et en cogénération).

Il y a deux types de machines : celles dérivées des moteurs d'avion et les turbines de type industriel, de construction plus robuste.

Ces machines nécessitent du combustible distillé

de haute qualité, comme du kérosène ou du gaz naturel. La tendance actuelle appuie le développement de procédés qui permettront d'obtenir des combustibles gazeux fiables à partir de sources alternatives, comme le charbon ou la biomasse.

Les machines à cycle simple peuvent être installées, figure(II-15), et mises en service assez rapidement. Elles démarrent en peu de temps et servent de génératrice de secours ou d'urgence.

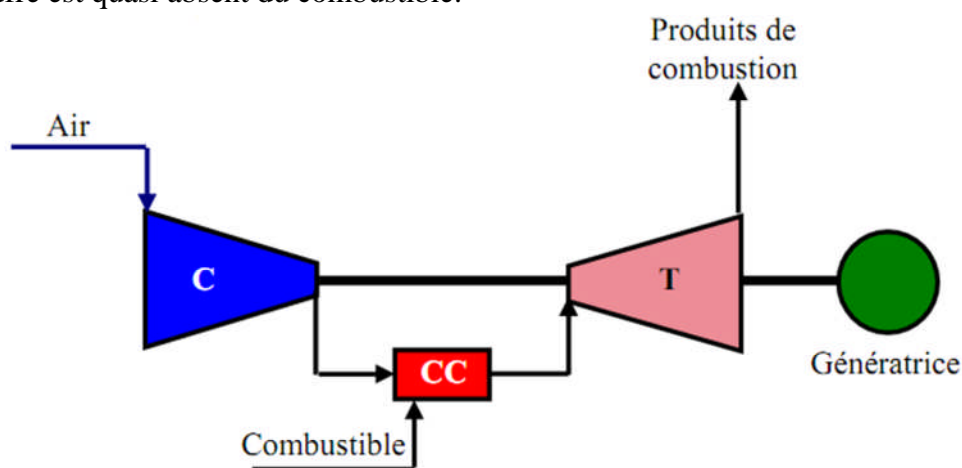
Quand le coût du combustible est faible, les machines à cycle simple peuvent aussi être utilisées pour la production de base.

Les turbines à combustion (à gaz) fonctionnent avec des volumes très élevés d'air (3 ou 4 fois plus que la quantité stœchiométrique). Elles

produisent des volumes de combustion élevés qui contiennent du CO₂ et des NO_x, et ce, à des températures de plus de 500°C.

Les technologies de combustion peuvent diminuer la production de NO_x en dessous de 25 ppmv, et l'utilisation du SCR peut la réduire sous 5

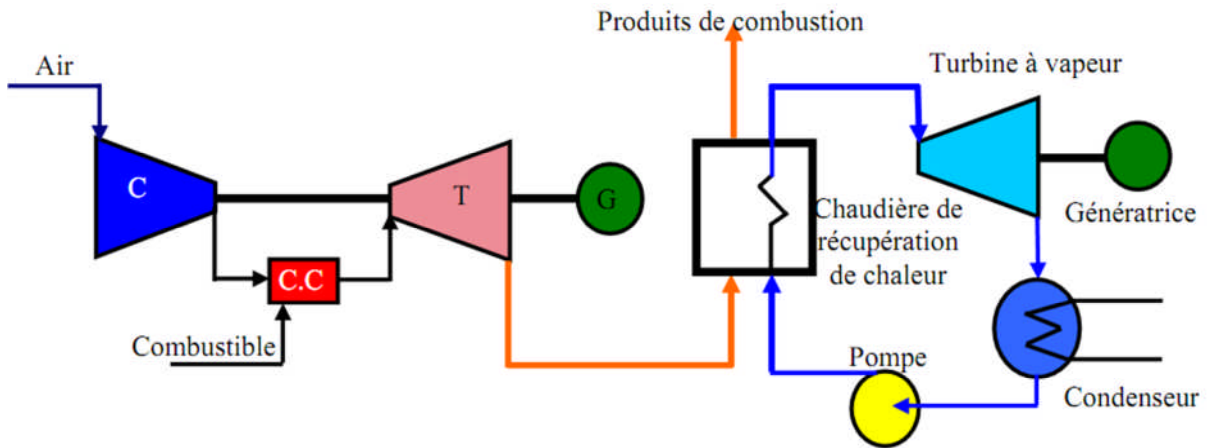
ppmv. Les SO_x ne sont généralement pas un contaminant significatif, étant donné que le soufre est quasi absent du combustible.



Figure(II-15) : Production d'électricité par Turbine à gaz- cycle simple.

Les centrales électriques à cycle combiné, figure(II-16), utilisent les gaz d'échappement de la turbine à gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur.

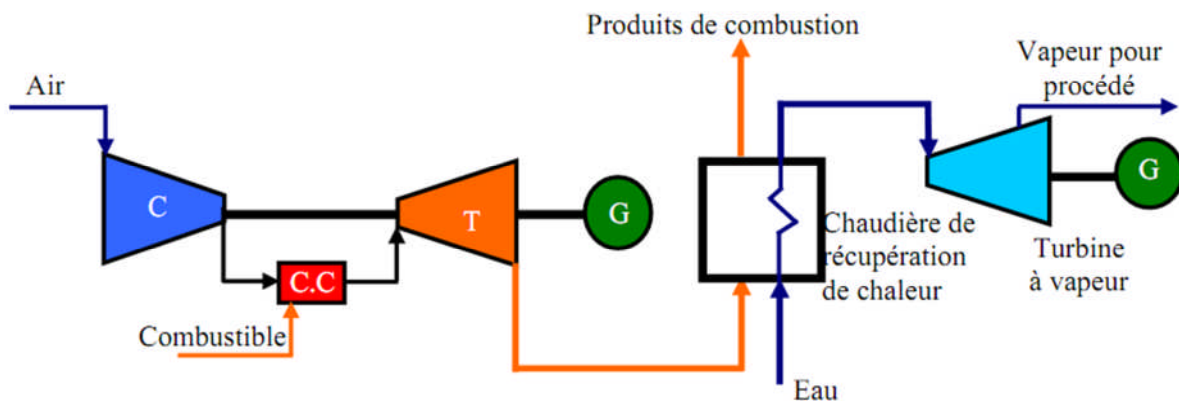
La vapeur produite entraîne une turbine à vapeur, ce qui améliore l'efficacité de la centrale. Une unité à cycle combiné peut produire, à elle seule, environ 400 MW. Actuellement, ce sont les centrales électriques les plus efficaces.



Figure(II-16) : Production d'électricité : centrale électrique à cycle combiné.

Une variante de la centrale à cycle combiné, figure(II-17), est une installation qui comprend une turbine à gaz avec une chaudière de récupération dont la vapeur peut également servir à un procédé industriel.

Souvent, une turbine à vapeur à contrepression est incorporée dans la centrale.



Figure(II-17) : Centrale de cogénération.

- **Unité d'énergie totale**

La figure(II-18) montre une unité de turbine à gaz dans le système d'énergie totale. La chaudière à vapeur utilise l'énergie dans haute température des gaz d'échappement de la turbine. La vapeur peut être employée directement pour le chauffage d'espace. Pour le but de refroidissement, la vapeur est utilisée en produisant l'eau effrayante dans un réfrigérateur d'absorption. Le rendement global de toute l'unité d'énergie est entre 60 et 75%.

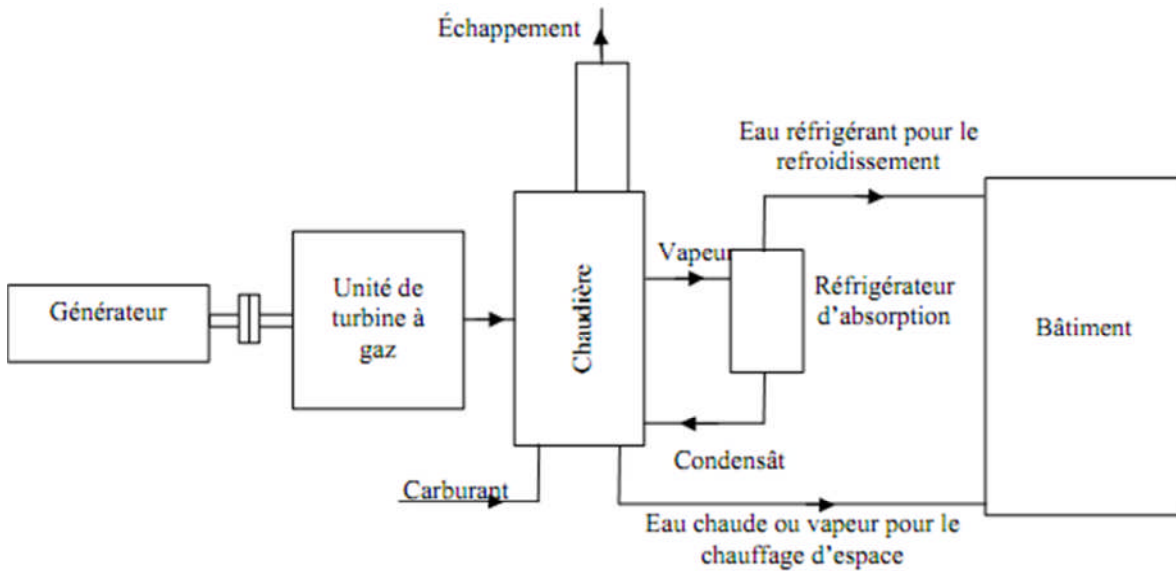


Figure (II-18) : unité de turbine à gaz dans le système d'énergie globale.

- **Centrale nucléaire**

La figure(II-19) montre une unité nucléaire de turbine à gaz à circuit fermé. L'hélium est employé comme liquide réfrigérant dans le réacteur et fluide de fonctionnement de l'unité de turbine à gaz à circuit fermé. Après la compression l'hélium, subit d'abord un chauffage dans l'échangeur de chaleur puis dans le réacteur puis une détente dans la turbine. Grâce à la haute pression et température ($P = 25-50 \text{ bar}$, $T = 1000-1200 \text{ K}$) des gaz. La turbine entraîne le compresseur et la charge (générateur électrique).

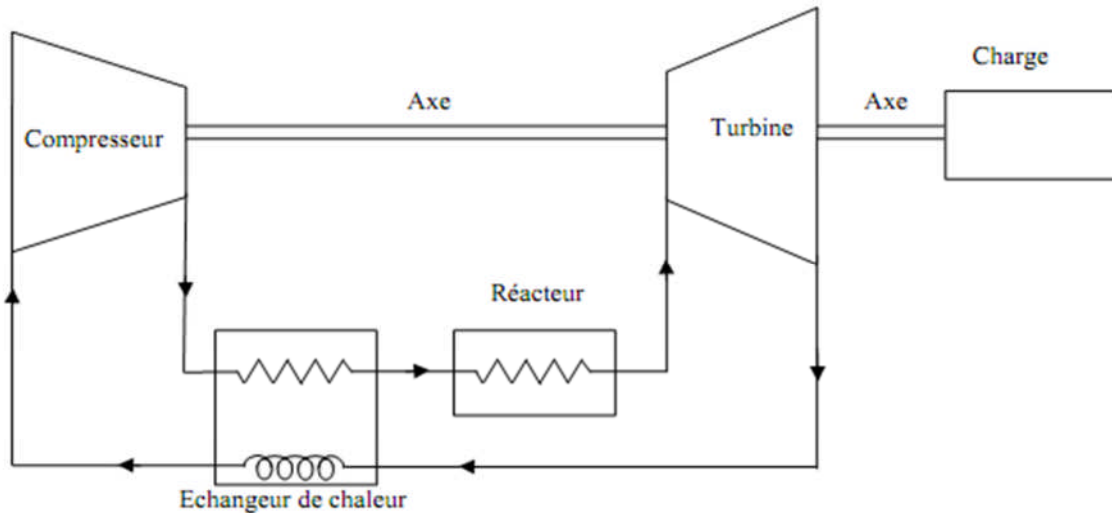


Figure (II-19) : Centrale nucléaire de turbine à gaz à circuit fermé.

La figure (II-20) représente le réacteur à neutrons rapides à caloporteur gaz.

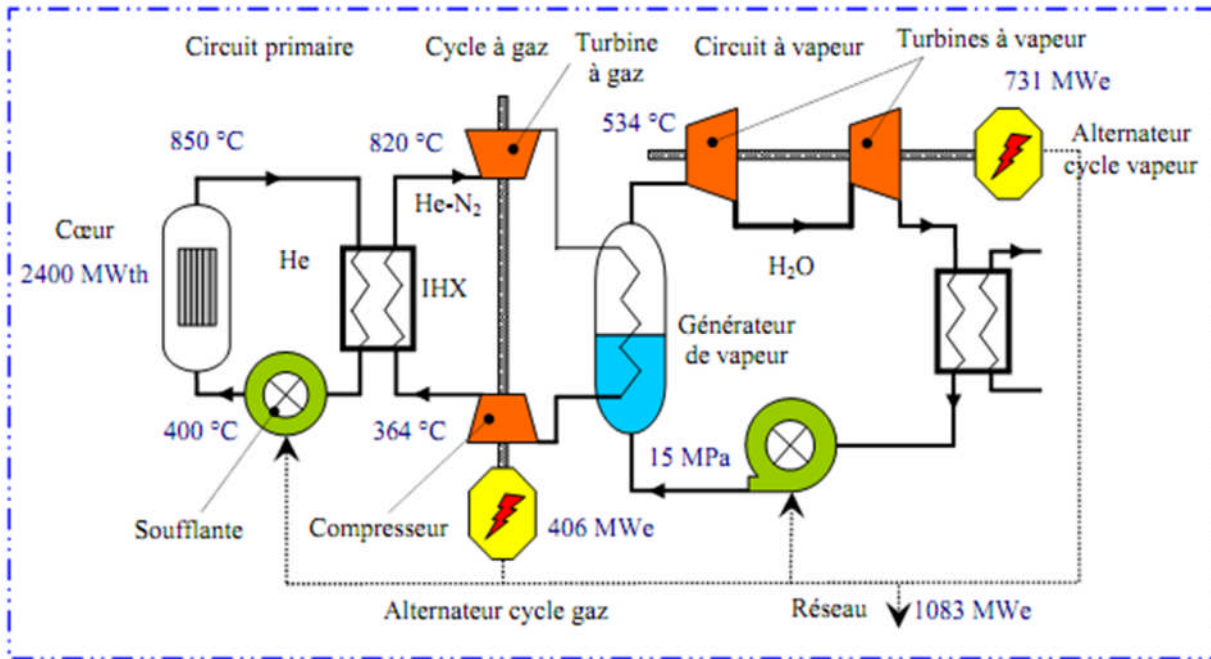


Figure (II-20) : Réacteurs à neutrons rapides à caloporteur gaz.

Dans ce système de conversion d'énergie, le fluide du circuit primaire, l'hélium (He), transmet son énergie au travers d'un échangeur intermédiaire à un circuit secondaire fonctionnant en gaz, un mélange hélium/azote (He-N₂), et comprenant une turbine, un générateur de vapeur et un compresseur. La vapeur formée dans le générateur de vapeur est utilisée dans un cycle à vapeur classique. L'énergie électrique est produite en partie par la turbine à gaz sur le circuit secondaire et par les turbines à vapeur sur le circuit tertiaire. Une première estimation du rendement donne 45,1 %. Hormis ce type de réacteur, les composants sont de conception classique. En imaginant pouvoir utiliser un cycle eau/vapeur supercritique et en optimisant mieux la répartition de la production d'électricité entre le secondaire et le tertiaire, il deviendrait possible d'atteindre un rendement (~ 48 %) [14].

II.3.3.4- Turbines à gaz dans l'industrie pétrochimique

Les turbines à gaz ont des applications spéciales dans une variété d'industries. Quelques avantages des turbines à gaz dans ces applications sont :

1. Une variété de carburants peut être employée aux unités de turbine à gaz. Quelques processus de gaz (qui sont autrement perdus) peuvent également être employés.
2. La quantité d'énergie à l'échappement peut être employée dans divers processus.
3. Ils peuvent être employés commodément pour des utilités industrielles, telles que l'air comprimé, des gaz chauds, la vapeur, d'eau chaude, la puissance mécanique et électrique.
4. Il est facile à installer, bon marché, compact et concurrentiel, il a la capacité de combiner d'autres équipements.

5. Facilité dans le régulateur de vitesse dans les commandes industrielles.

La figure (II-21) montre une turbine à gaz fournissant l'air de combustion préchauffé aux chaudières. Le refroidissement de l'air à l'aspiration réduit la taille du compresseur et son travail.

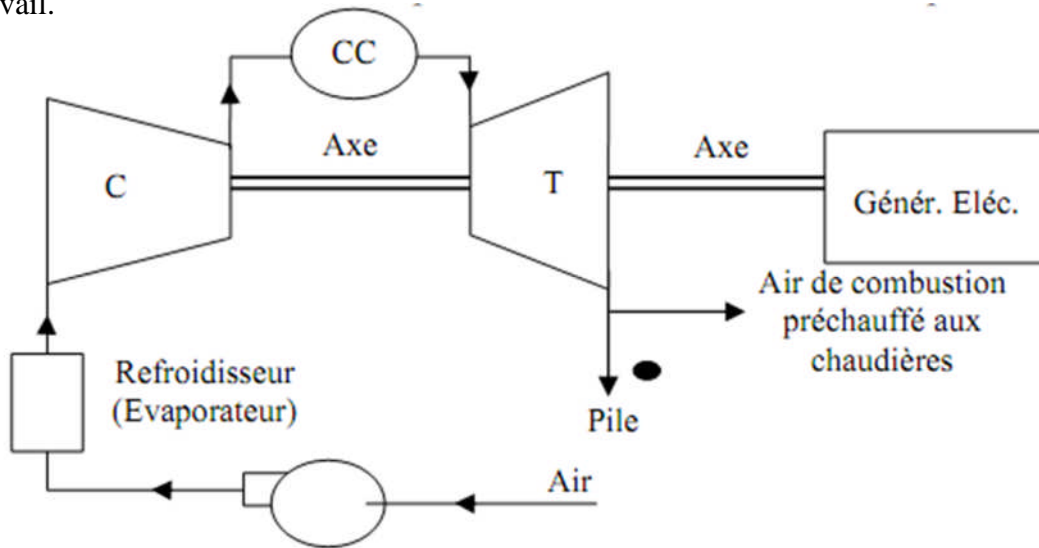


Figure (II-21): Turbine à gaz fournissant l'air de combustion préchauffé pour des chaudières à vapeur.

La figure(II-22) montre un générateur à gaz fourni les gaz chauds pour un processus industriel. Du carburant additionné est brûlé dans une chambre de combustion placée après la turbine. Les gaz chauds, après le processus peuvent être encore employés dans des chaudières à vapeur. Le démarrage de la turbine fonctionne sur l'air comprimé.

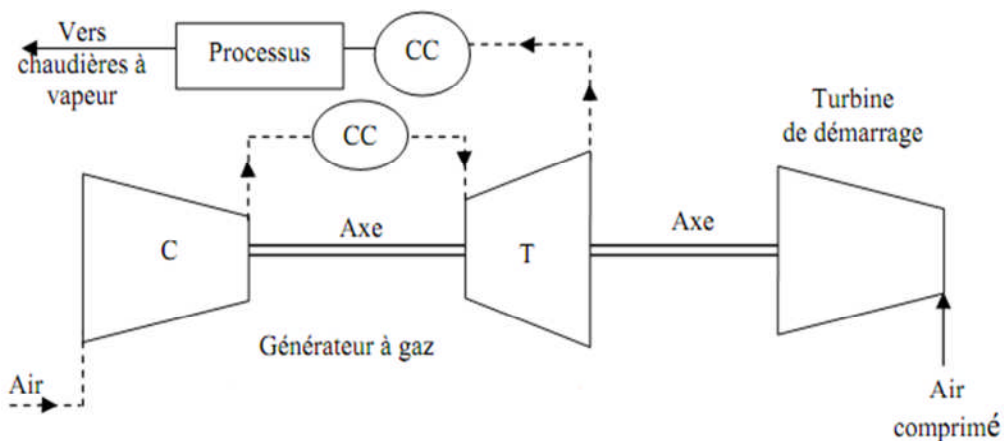


Figure (II-22): Générateur à gaz assurant les gaz chauds pour un processus industriel.

La figure (II-23) montre l'application de la turbine à gaz et des compresseurs dans la fabrication de l'acide nitrique. La turbine à gaz travaille avec la chaleur perdue du processus - elle entraîne les étages axial et centrifuge du compresseur. L'oxygène est enlevé de l'air à

haute pression avant d'injecter la vapeur. La turbine à vapeur est utilisée pour le démarrage de la centrale.

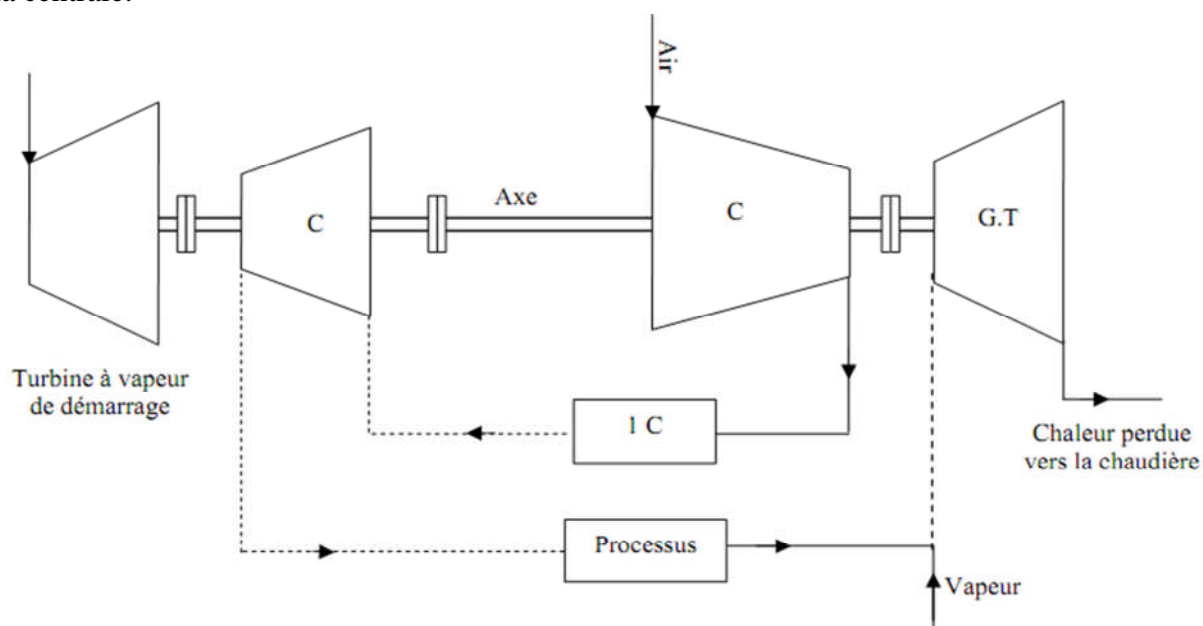


Figure (II-23) : Processus pressurisé utilisé dans la fabrication de l'acide nitrique.

II.3.3.5- Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole et de gaz :

Un des procédés utilisés pour améliorer la production des gisements de pétrole consiste à maintenir la pression du réservoir en injectant du gaz naturel dans le gisement. Compte tenu de la valeur élevée de la pression de réinjection (jusqu'à plusieurs centaines de bars), le taux de compression est très élevé. Il est donc nécessaire de prévoir plusieurs étages de compression avec refroidissement intermédiaire.

On trouve essentiellement trois types de machines assurant la compression du gaz sur les stations de réinjection.

- Compresseurs centrifuges entraînés par turbines à gaz,
- Compresseurs à pistons entraînés par moteurs à gaz,
- Compresseurs centrifuges ou des compresseurs à pistons entraînés par des moteurs électriques.

Les turbines à gaz sont particulièrement bien adaptées à l'entraînement des compresseurs centrifuges. En effet, ces deux appareils font appel à des technologies voisines, et de nombreux constructeurs sont capables de fournir un ensemble complet. Par ailleurs, les deux machines sont du type rotatif, et il est possible de transmettre directement la puissance motrice au compresseur entraîné, la plupart du temps par un accouplement direct entre la turbine de puissance et le compresseur.

Aussi, dans la majorité des cas en ce qui concerne le transport du gaz, les compresseurs centrifuges sont entraînés par des turbines à gaz à deux lignes d'arbres.

Cet ensemble est parfois appelé "turbocompresseur" terme impropre mais plus facile à manier. Compte tenu de leurs faibles encombrements, de leurs faibles poids et du peu d'auxiliaires nécessaires à leur fonctionnement, les groupes turbocompresseurs, tant que leur puissance n'est pas trop importante, et l'on peut dire jusqu'à 6 000 kW environ, peuvent être montés sur un seul socle, entièrement capotés avec tous leurs auxiliaires de fonctionnement et leur panneau de commande contrôle.

Dans le complexe gazier, la zone de réinjection comporte trois groupes identiques. Chaque groupe contient deux compresseurs centrifuges haute pression – basse pression (HP-BP) entraînés par turbine à gaz et les accessoires. Le processus de réinjection est présenté sur la figure (II-24).

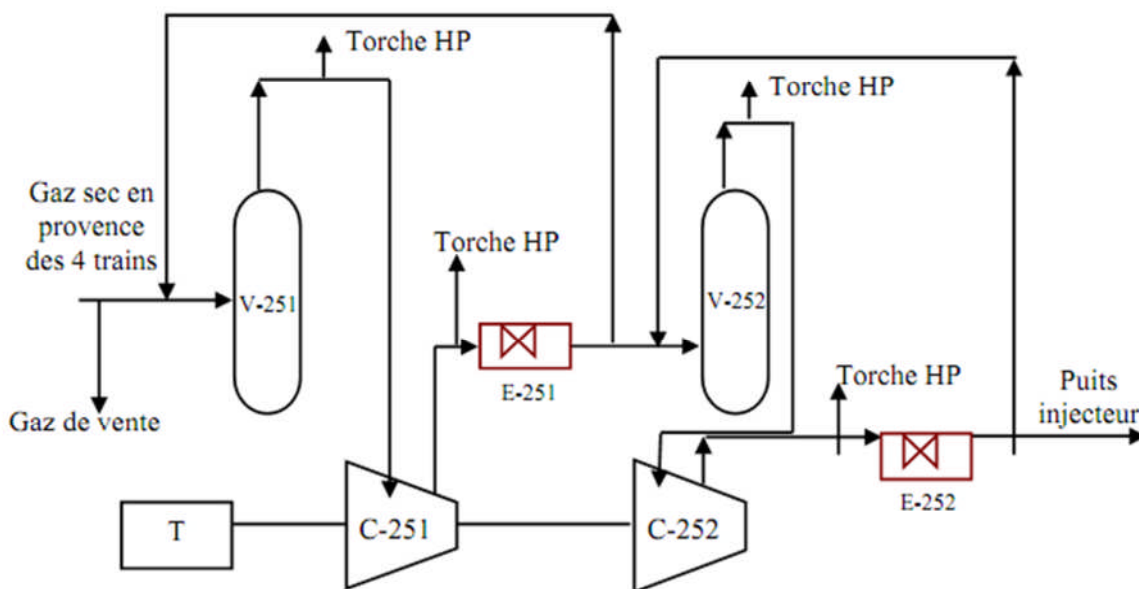


Figure (II-24) : Réinjection des gaz résiduels.

Le gaz résiduel est acheminé vers le ballon d'aspiration du 1^{er} étage du compresseur de réinjection BP à une pression de 70 à 80 bars effectifs et une température de 60°C. Le compresseur HP porte la pression du gaz de 80 à 163 bars effectifs. Le gaz chaud refoulé par HP est refroidi jusqu'à 60°C dans l'aéro-réfrigérant ; ensuite il est introduit dans un second étage de HP par l'intermédiaire du ballon à une pression de 160 bars effectifs et une température de 60°C. Le gaz est comprimé à 321 bars effectifs. Le gaz chaud refoulé est refroidi à 85°C dans l'aéro-réfrigérant avant d'être acheminé vers le circuit de réinjection vers le puits pour le maintien de pression afin d'augmenter la durée de vie du gisement pétrolier.

- **Conclusion**

D'après cette revue bibliographique on voit bien que les domaines d'utilisation des TAG sont multiples et varies, néanmoins nous allons nous intéresser plus particulièrement à celles employées dans l'industrie des hydrocarbures compte tenu de la rudesse du climat sud saharien et du nombre élevé de machines en exploitation.

CHAPITRE III

DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C.

Introduction :

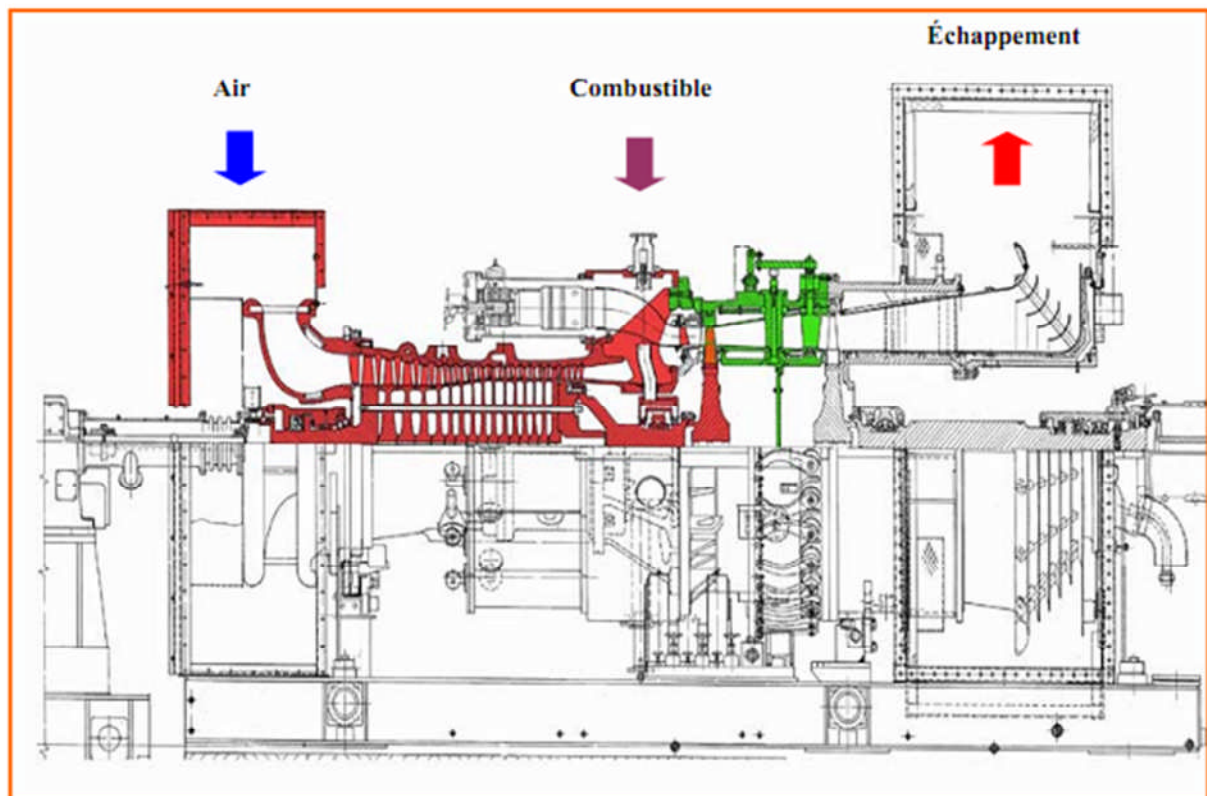
Les turbines à gaz au niveau du champ de HassiR'mel sont de modèle MS 5002, elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges multi étages.

III.1 PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C :

III.1.1 Introduction :

La turbine à gaz MS 5002C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion, figure (III.1).

Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.



Figure(III.1): Présentation de la turbine MS 5002C.

III.1.2 Caractéristiques de la turbine MS 5002C :

▪ Données générales de conception

Série du modèle de turbine à gaz.....	MS5002C.
Emploi de la turbine à gaz.....	Entraînement mécanique.
Cycle.....	Simple.
Rotation de l'arbre.....	Sens antihoraire.
Type de fonctionnement.....	Continu.
Vitesse d'arbre :	
VHP.....	5100 tr/min.
VBP.....	4903 tr/min.
Commande électronique.....	Mark VI, SPEEDTRONIC.
Protections.....	Survitesse, Température excessive, Détection de vibration et Flamme.
Données nominales de la plaque	
Puissance de base.....	38000 HP ou 28337 KW.
Température d'admission.....	59 °F ou 15 °C.
Pression d'échappement.....	14,7 PSI ou 1,013 Bars.

✓ Section Compresseur

Nombre d'étages.....	16.
Type de compresseur.....	Flux axial, grande capacité.
Type des aubes directrices.....	Variable.

✓ Section Turbine

Nombre d'étage	2 « Deux arbres ».
Injecteurs premier étage.....	Zone fixe.
Injecteurs deuxième étage.....	Variables.

✓ Section Combustion

Type.....	12 brûleurs multiples.
Disposition des chambres.....	Positionnées concentriquement autour du compresseur.

Injecteur combustible.....	Type combustible gazeux, un par chambre.
Bougies.....	2, type électrode.
Détecteur de flamme.....	4, type ultraviolet.
✓ Ensemble palier	
Nombre de palier.....	4
✓ Système de démarrage	
Dispositif de démarrage.....	Moteur électrique.
✓ Système de combustible	
Type	Gaz naturel.
Signal contrôle combustible.....	Panneau de commande turbine.
Vanne arrêt gaz, rapport et commande.....	Servocommande électro-hydraulique.
✓ Système de lubrification	
Lubrifiant.....	A base de pétrole.
Capacité totale.....	23530 litres.
Pression sur les appuis.....	25 PSI ou 1,72 Bars.
Pompes de graissage (Principale, Auxiliaire, Urgence).....	3
✓ Système d'alimentation hydraulique	
Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire).....	2
Filtre hydraulique d'alimentation.....	Double avec vanne de transfert.

III.1.3 Principe de fonctionnement

Grâce à un système de lancement par moteur électrique, le rotor de la turbine HP est lancé à 20 % de sa vitesse nominale.

Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion, où un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur ou gaz chaud à pression constante.

Les gaz chauds ainsi produits viennent se détendre sur la roue haute pression, puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère.

Donc, on produit un travail utile pour entraîner le compresseur centrifuge BCL 606-3/A, à partir du rotor de la roue BP.

III.2 SECTIONS PRINCIPALES DE LA TURBINE

III.2.1 Section compresseur

La section du compresseur axial comprend le corps (stator) et le rotor.

Le rotor comporte 16 étages de compression, les aubes de la directrice et 2 défecteurs de sortie.

Les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire à la compression.

Ils sont insérées dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures.

Les aubes du stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor.

Les disques et le demi arbre sont assemblés pour assurer la conicité, et maintenus par des tirants.

La partie stator est composée de quatre éléments principaux suivants :

✓ **Corps coté aspiration**

Se trouve à la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.

✓ **Corps partie avant**

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

✓ **Corps partie arrière**

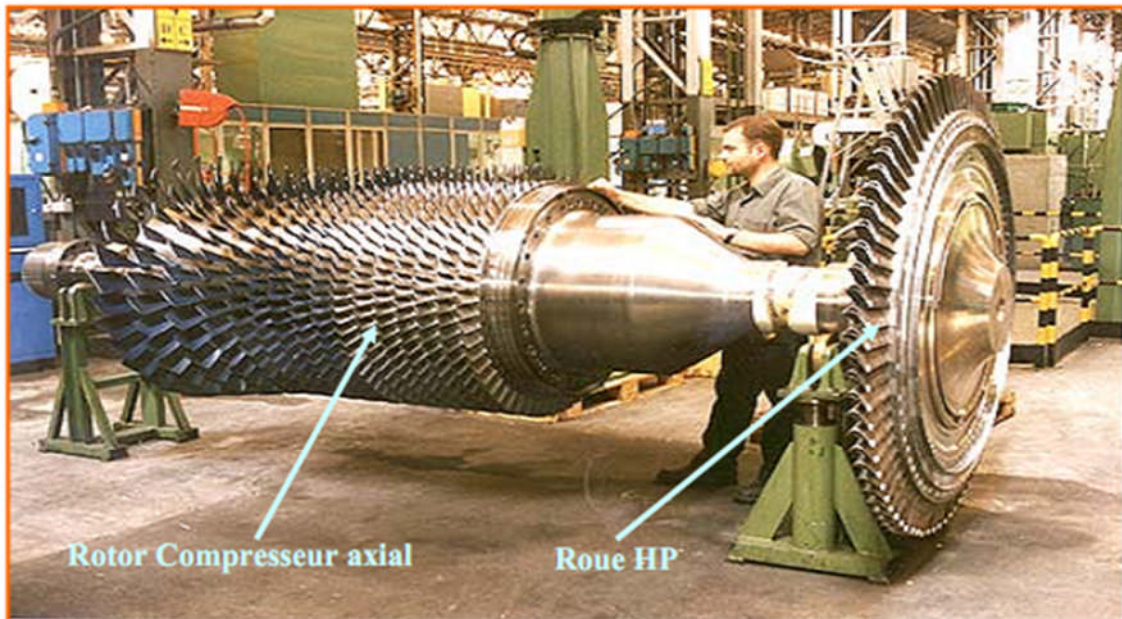
Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur.

Cet air est employé pour refroidir, assurer les fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

✓ **Corps coté refoulement**

C'est l'élément final et la pièce coulée la plus longue, situé à mi-chemin entre les supports avant et arrière. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur.



Figure(III-2) : Rotor du Compresseur de la turbine à gaz MS 5002C.

III.2.2 Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de 12 corps de combustion extérieure, de 12 ensembles chapeau-chemise, de 12 pièces de transition, de 12 injecteurs de combustible, de 2 bougies d'allumage, de 4 détecteurs de flamme et de 12 tubes à foyer et, divers garnitures.

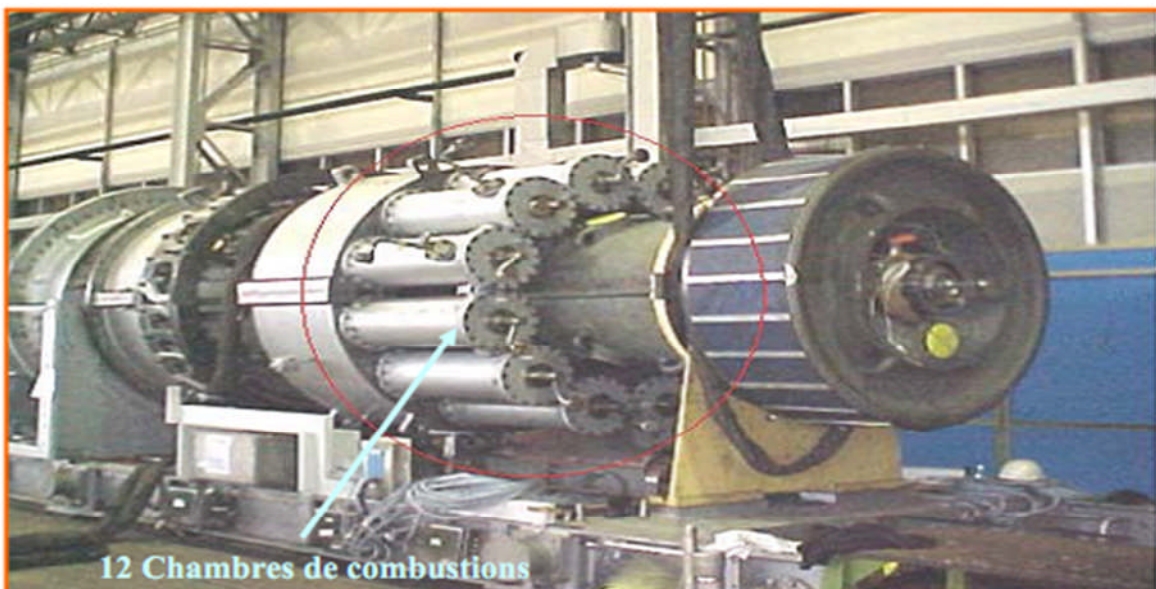


Figure (III-3) : Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.

✓ Enveloppe de combustion

Soutient les 12 corps de combustion qui renferment les 12 pièces de transition.

C'est une enceinte soudée, montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur, elle reçoit l'air de refoulement à flux axial.

✓ Corps de combustion

Les brides arrière des 12 corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes de foyer.

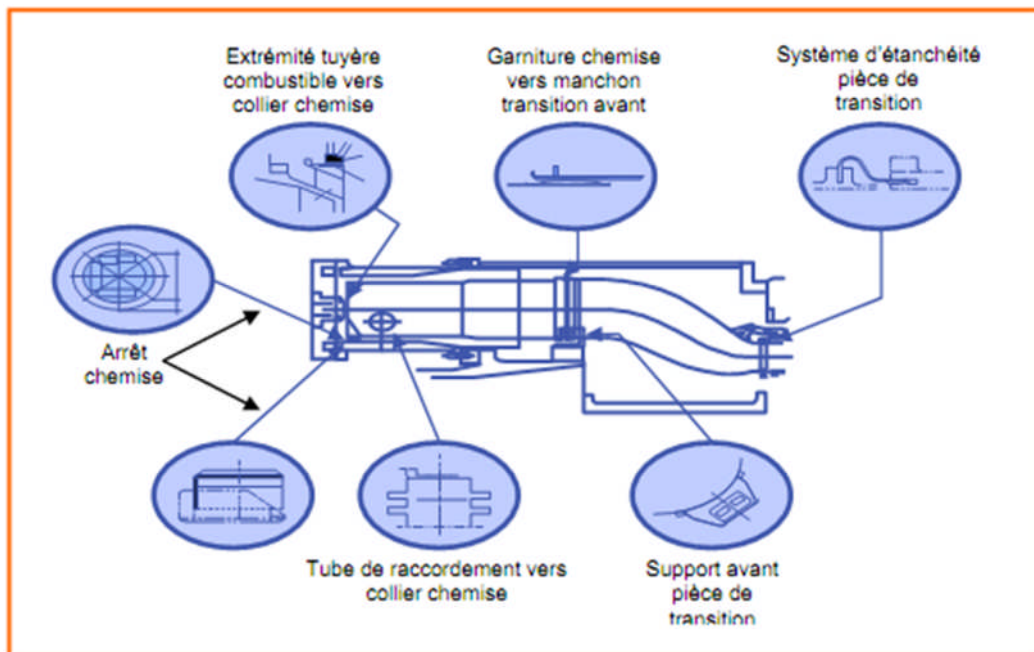
Les ensembles chapeaux et chemises se trouvent à l'extérieur de chaque corps.

Les injecteurs de combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion, ils pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz.

La forme de la chambre de combustion est étudiée pour remplir les conditions suivantes :

- Durée de vie la plus longue possible.
- Encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer une combustion plus complète que possible.
- Réduire les pertes de charges.



Figure(III-4) : Schéma d'une chambre de combustion.

✓ Bougie d'allumage

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par des bougies d'allumage avec électrode.

Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion 9 et 10, et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage.

Les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexions.

✓ Détecteur de flamme ultraviolette

Pendant la séquence de lancement, on envoie une indication de présence ou d'absence de flamme au système de commande, géré par le système de contrôle de flamme.

Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.

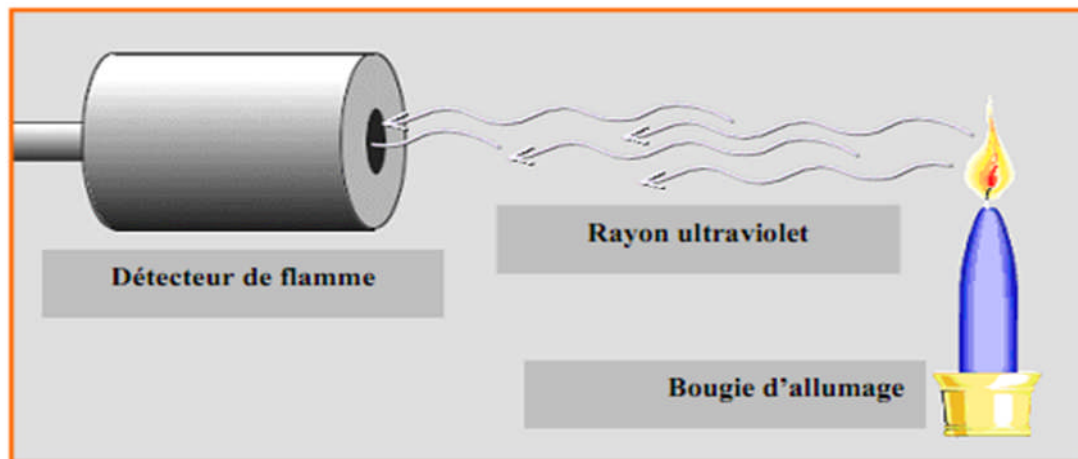


Figure (III-5) : Détecteur de flamme ultraviolette.

III.2.3 Section turbine

Elle comprend le corps rotor de la turbine, l'aubage directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage HP, la roue de la turbine du second étage BP, l'ensemble diaphragme, l'ensemble d'étanchéité et la conduite de gaz inter-étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparé par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien.

✓ Directrices premier étage

Elles sont fixées à proximité de la veine de gaz prévu dans le corps de la turbine.

L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenu des aubes perforées pour s'échapper dans la veine de gaz vers l'échappement.

Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

✓ Directrices deuxième étage

Composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine BP.

Une rotation est donnée grâce à des axes prévus dans le corps de la turbine.

Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes, sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

✓ Roues de turbine

Il existe deux roues séparées dans cette turbine, la première HP commande le compresseur axial, et la seconde BP entraîne le compresseur centrifuge BCL 606-3/A.

Les roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner différemment.

III.3 SYSTEMES AUXILIAIRES DE LA TURBINE

III.3.1 Système d'admission

Dirige l'air de combustion dans la section d'admission afin de garantir :

- ❖ Degré de filtration pour le fonctionnement correcte du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.
- ❖ Débit d'air régulier vers la section d'admission, et un fonctionnement fluïdo-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend le filtre d'admission, la conduite, le silencieux, le coude, le caisson d'admission et les autres accessoires.

L'air pénètre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude, sont les facteurs qui influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui les traverse.

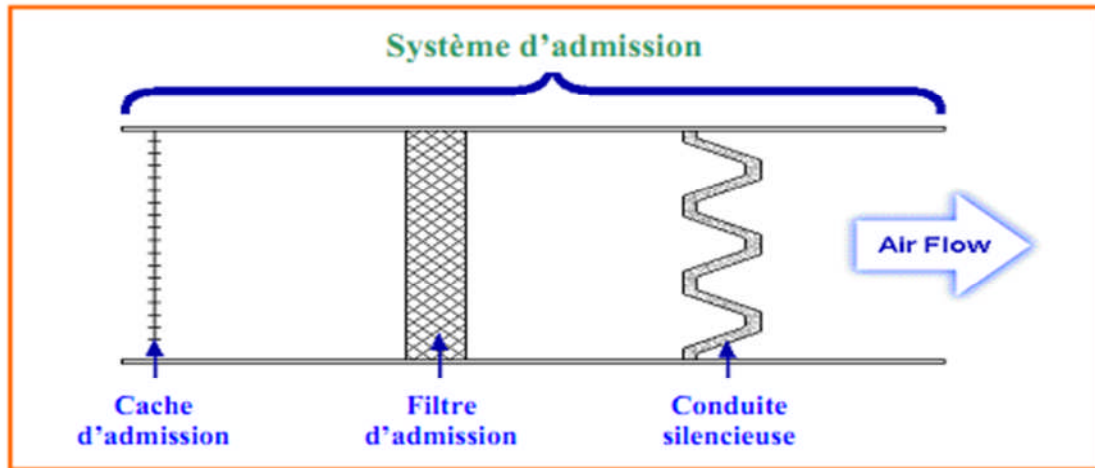


Figure (III-6) : Système d'admission, filtre à air.

III.3.2 Système de lancement

Le moteur électrique de démarrage fait lancer la machine jusqu'à 22 % de la vitesse nominale pendant une minute, elle se stabilise à 20 % pendant deux minutes.

Le balayage et l'alimentation du circuit de gaz dure 6 minutes, l'arbre BP étant à l'arrêt.

La température T_{\max} à l'échappement est légèrement augmentée, pendant que les aubes de la directrice présente une ouverture de 15° .

Après que les conditions précédentes soient vérifiées, les bougies d'allumage produisent des étincelles et le signal de démarrage de la turbine est annoncé.

A ce moment là, l'arbre BP se met en mouvement, les aubes de la directrice se mettent en position d'ouverture maximale, dans l'intervalle de 50 à 60 % de la vitesse nominale.

L'arbre HP se désaccouple du moteur de lancement, donc la turbine à gaz est auto maintenue.

III.3.3 Système d'échappement

Il comporte l'ensemble du cadre et la chambre d'échappement.

Le cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz

Il sert de support aux paliers 3 et 4, à l'ensemble des tuyauteries, des labyrinthes de paliers et des segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. Elle est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine.

A partir de cette chambre, les gaz sont conduits vers l'atmosphère.

✓ Socle support et paliers de la turbine

Le socle supporte la turbine et sert de surface de montage pour l'accès et comme réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine soutenue sur le socle par deux plaques de supports souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse d'échappement.

La turbine à gaz comporte quatre paliers principaux, qui supportent le compresseur et les rotors des deux turbines.

✓ **Système d'embrayage de lancement**

Il comprend l'embrayage à mâchoires, fin de course et deux cylindres.

Les cylindres hydrauliques enclenchent l'embrayage par la vanne d'auto commande séquentielle, et les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine.

✓ **Système de combustible gazeux**

Destiné à envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustion à pression et débit adéquats pour satisfaire toutes les exigences de lancement de la turbine.

L'ensemble vanne de commande est l'élément principal du système combustible gazeux.

Il y a aussi les servovannes, manomètres, la tuyauterie de distribution aux injecteurs de combustible.

✓ **Système d'huile de graissage**

Il comprend un bac d'huile, des pompes, des filtres, des vannes et des dispositifs de contrôle et de protection du système d'huile de graissage.

La turbine à gaz est graissée par un système sous pression en boucle fermée.

L'huile de graissage venant du système, circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine, les accessoires et les équipements entraînés.

Une pompe principale de graissage est montée et entraînée par un réducteur auxiliaire.

Deux autres pompes entraînées par un moteur à courant alternatif, sont utilisées en cas de secours.

✓ **Système d'alimentation hydraulique**

Il comporte deux pompes d'alimentation, une principale et l'autre auxiliaire.

Le fluide nécessaire pour le fonctionnement des composants de commande du système de combustible de la turbine à gaz, est fourni par le système d'alimentation hydraulique.

Ce fluide fournit les moyens d'ouverture et de fermeture de la soupape d'arrêt du combustible.

Il gère aussi les aubes directrices variables, les dispositifs de déclenchement hydraulique et de protection de la turbine.

✓ **Système d'air de refroidissement et d'étanchéité**

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, et pour pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz.

Les parties principales de la section de la turbine refroidies par l'air sont :

- Roue de la turbine du premier et du deuxième étage.
- Directrice du premier étage.
- Carter du rotor de la turbine.
- Tubes à flamme, les pièces de transition et les paliers.

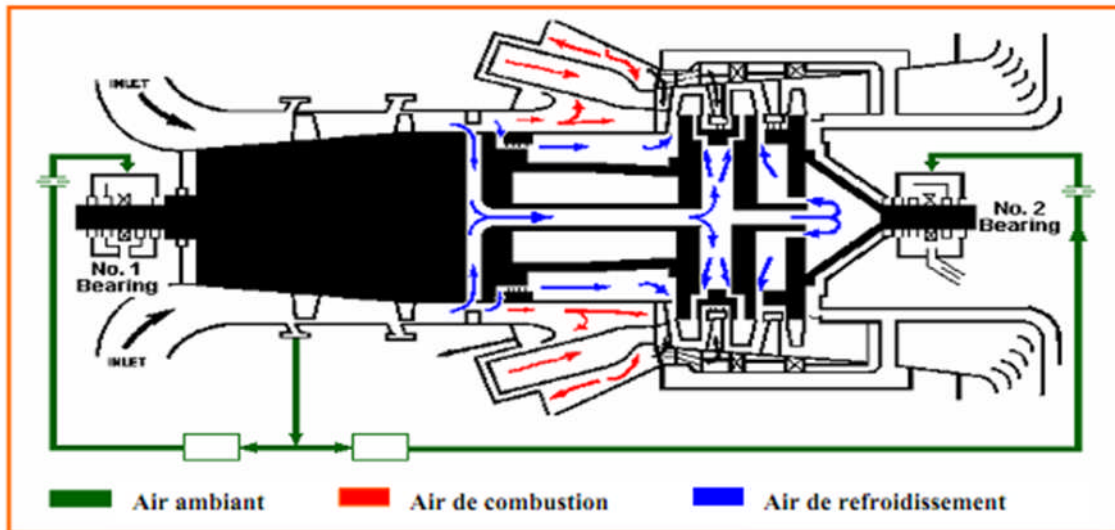


Figure (III-7) : Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.

✓ Système de contrôle, de régulation et de protection

Il exécute des tâches pour assurer le meilleur fonctionnement de la turbine.

Pour exécuter ces fonctions, le système gère une série de paramètres sous forme de signaux reçus de la turbine, et envoyés par des éléments d'interface, tels le transducteur de pression, le transmetteur de position de la vanne de combustible, les thermocouples, les détecteurs de flamme, ...etc.

Le tableau de commande est divisé en deux parties :

- Système de mise en séquence et de contrôle.
- Système de protection.

CONCLUSION:

La description faite dans ce chapitre concerne la turbine a gaz type MS 5002 C . Il est évident qu'une description complète en "état de marche" doit comprendre aussi les auxiliaire groupes tel que le système de démarrage ainsi que les auxiliaires généraux .

CHAPITRE IV

CALCUL THERMIQUE DE L'INSTALLATION

DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons mettre en évidence l'impact des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz. Afin de mettre en évidence cet impact, un calcul thermodynamique s'impose, dans un premier temps d'après les données standards du constructeur et ensuite d'après les conditions climatiques réelles du site. Le but de ce calcul thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine à gaz MS5002C, celle-ci est très utilisée par la société SONATRACH dans le domaine des hydrocarbures, particulièrement dans boosting.

IV.1 Données du problème :

Les données du problème sont démontrées dans la figure (VI-1) et la figure (VI-2)

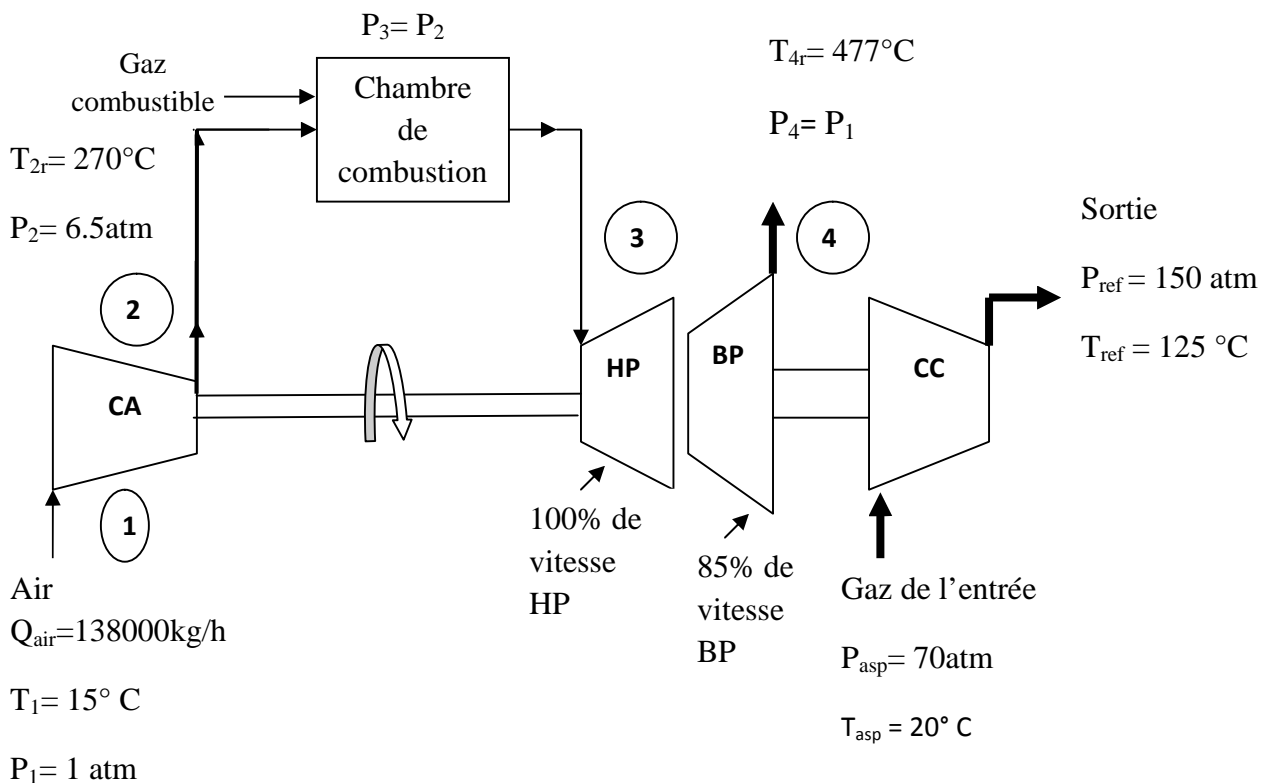
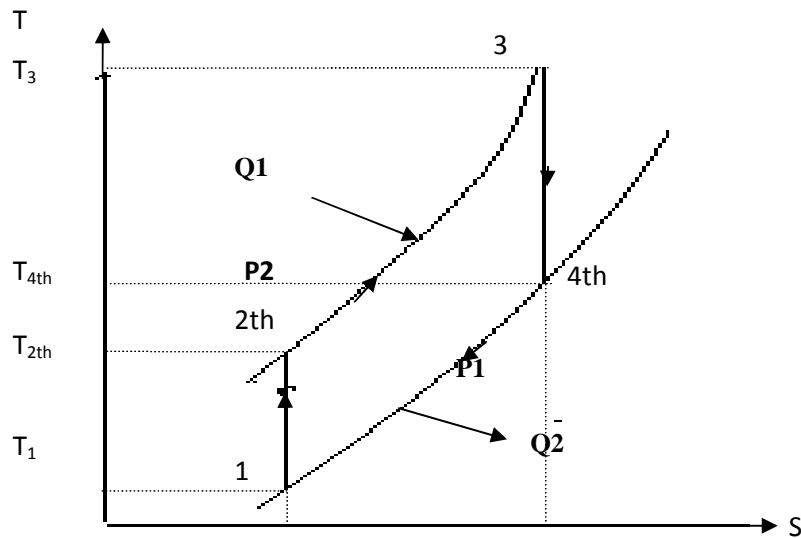


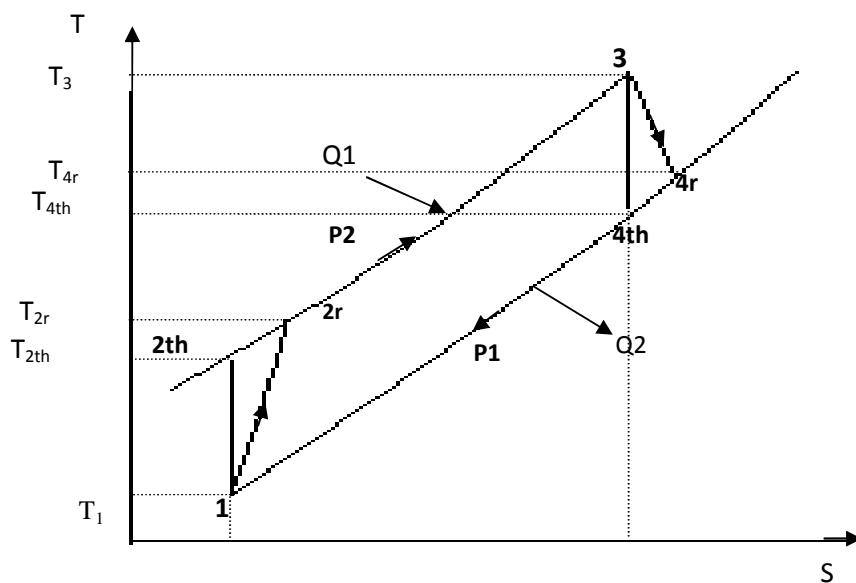
Figure (IV-1): turbine à gaz MS 5002C.

Avec: **CA** : Compresseur axial, **HP** : roue haute pression, **BP** : roue basse pression,

CC : Compresseur centrifuge 1^{er} étage



Cycle théorique de joule



Cycle réel de joule

Figure (IV-2) Cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz

1 – 2 : compression isentropique, 2 – 3 : combustion isobare.

3 – 4 : détente isentropique, 4 – 1 : échappement isobare.

IV. 2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C :

Le tableau (VI-1) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C donnés par le constructeur dans les conditions ISO:

Tableau (IV-1) Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
$T_{3 \text{ max}}$	927 °C
$T_{4 \text{ max}}$	525 °C
Puissance utile	26100 kW
Puissance de chauffe	12493 kJ/kwh
Excès d'air E	300 – 500 %
Le taux de compression P_2/P_1	6 – 8
Débit d'air à 15°C	438000 kg/h
Débit d'air de refroidissement	12 000 kg/h
Débit de combustible	7200 kg/h
PCI	10835 kcal/kg
Masse volumique du fuel gaz	$PM = 20 \text{ kg / kmol} ; \rho = 0.89 \text{ kg/m}^3$
Rendement chambre combustion	98 %
Rendement compresseur axial	88 %
Rendement turbine total	29 %
Rendement détente	90 %
γ de l'air	1,4

IV.3 Les paramètres opératoires :

On donne dans le tableau (VI-2) les conditions opératoires de fonctionnement des turbines :

Tableau (IV-2) les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C

Conditions opératoires	Cas été	Cas hiver
Température asp comp axial T_1	45 °C	05 °C
Température ref comp ax T_{2r}	326 °C	229 °C
Température échappement T_4	497 °C	441 °C
Température asp comp centrifuge	32 °C	25 °C
Température ref comp centrifuge	135 °C	130 °C
Pression asp comp centrifuge	70 atm	
Pression ref comp centrifuge	150 atm	
Taux de compression comp axial actuel $\varepsilon = P_2/P_1$	6.5	
Rendement chambre de combustion	96	
Débi de réinjecté par ligne (BP et HP)	277999 Kg/h	352000 Kg/h

IV.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz :

On calcule le débit de combustible consommé par une turbine, car au niveau de la boosting les débits mètres ne fonctionnent plus.

On a :

$$P_T = P_U + P_{CA} = (H_3 - H_4) \times (Q_{air} + Q_C) \quad (IV.1)$$

P_T : Puissance totale de la turbine (kw).

P_U : Puissance utile fournit à la machine réceptrice (kw).

P_{CA} : Puissance absorbée par le compresseur axial (kw).

H_3 : Enthalpie au point T_3 (kcal/kg).

H_4 : Enthalpie au point T_4 (kcal/kg) .

Q_{air} : Débit d'air total entrant dans le compresseur axial (kg/h).

$Q_{\text{stœchiométrique}}$: débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible (kg/h).

Q_C : Débit de combustible nécessaire pour la combustion (kg/h).

De (1) on tire la relation d'enthalpie H_3 :

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{\text{air}} + Q_C} + H_4 \quad (\text{IV.2})$$

On a encore :

$$H_3 (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_2 Q_{\text{air}} = (PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} = Q_1 \quad (\text{IV.3})$$

Q_1 : Chaleur fournie dans la chambre de combustion (kcal/h).

H_2 : Enthalpie de l'air au point T_2 (kcal/kg).

PCI : Pouvoir calorifique inférieur du combustible (kcal/kg).

h_C : Enthalpie du combustible à la température ambiante (kcal/kg).

η_{CC} : Rendement de la chambre de combustion (%).

A partir de l'équation (3) on obtient :

$$H_3 = \frac{[(PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{\text{air}}]}{(Q_{\text{air}} + Q_C)} \quad (\text{IV.4})$$

On met (4) = (2) :

$$\begin{aligned} H_3 &= \frac{P_T}{Q_{\text{air}} + Q_C} + H_4 = \frac{[(PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{\text{air}}]}{(Q_{\text{air}} + Q_C)} \\ P_T + (Q_{\text{air}} + Q_C) H_4 &= ((PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{\text{air}}) \\ P_T + Q_{\text{air}} H_4 + Q_C H_4 &= ((PCI + h_C) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{\text{air}}) \\ Q_C &= \frac{[P_T + (H_4 - H_2) Q_{\text{air}}]}{((PCI + h_C) \eta_{CC}) - H_4} \quad (\text{IV.5}) \end{aligned}$$

IV.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible : Q_C

$$P_T = P_U + P_{CA}$$

$$P_U = C_{P \text{ moy gaz}} \times (T_{\text{ref}} - T_{\text{asp}})$$

$$P_{CA} = \frac{[(Q_{\text{air}} \times W_{CA}) \times 4.18]}{3600} = \frac{[(Q_{\text{air}} \times W'_{CA} + Q_{\text{air refroidir}} \times W''_{CA}) \times 4.18]}{3600}$$

$$W_{CA} = H_2 - H_1 = C_{P \text{ moy } (T_1, T_2)} \times (T_2 - T_1)$$

$$W_{CA} = W'_{CA} \text{ réalisé au 16 étage} + W''_{CA} \text{ réalisé au 10 étage}$$

$$W'_{CA} = C_{P_{\text{moy}}(T_{1R}, T_1)} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$W''_{CA} = C'_{P_{\text{moy}}(T_1, T_{Sr})} \times (T_{Sr} - T_1)$$

On note qu'au niveau de boosting, les compresseurs axiaux ont tous un piquage du 10^{ème} étage et cet air à ce niveau sert au refroidissement des parties chaudes de la turbine et l'étanchéité des paliers.

W_{CA} : Travail total réalisé par le compresseur axial (kcal/kg) tel que :

W'_{CA} : Travail réalisé au 16^{ème} étage (kcal/kg).

W''_{CA} : Travail réalisé au 10^{ème} étage (kcal/kg).

P'_{CA} : Puissance absorbée au 16^{ème} étage (kw).

P''_{CA} : Puissance absorbée au 10^{ème} étage (kw).

P_{CA} : Puissance totale absorbée par le compresseur axial (kw).

P_{Sr} : Pression de l'air au 10^{ème} étage (bars).

T_{Sr} : Température de l'air au 10^{ème} étage (°C).

H_4 : Enthalpie du gaz à la température T_4 (kcal/kg).

Puisque les gaz d'échappement sont constitués essentiellement de l'air, le débit de combustible étant dans ce cas négligeable, on calcule H_4 avec le C_P de l'air.

$$H_4 = C_{P_{\text{air } T_{4r}}} \times T_{4r}$$

$$H_2 = C_{P_{\text{air } T_{2r}}} \times T_{2r}$$

Le tableau (IV-3) donne la composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible:

Tableau (IV-3) Compositions et caractéristiques du gaz combustible

constituants du gaz	$Y_i'_{mol}$	Masse mol M_i (kg/kmol)	$M_i \times Y_i'_{mol}$	$Y_{i\text{massique}}$	PCI_i (Kcal/ m ³)	$PCI_i \times Y_i'_{mol}$ (Kcal/ m ³)
CH ₄	0,8272	16	13,24	0,7	8590	7105.64
C ₂ H ₆	0,0851	30	2,55	0,14	15408	1311.22
C ₃ H ₈	0,0196	44	0,86	0,046	22284	436.76
iC ₄ H ₁₀	0,0028	58	0,16	0,0086	29511	82.63
nC ₄ H ₁₀	0,0041	58	0,24	0,013	29643	121.53
iC ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	37917	30,33
nC ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	38049	30,44
nC ₆ H ₁₄	0,0005	86	0,043	0,002	46518	23,26
C ₇ ⁺	0,0001	100	0,01	0,0005	57896	5,79
CO ₂	0,003	44	0,11	0,0058	0	0
N ₂	0,057	28	1,58	0,084	0	0
Total	1		18,91	1		9147,6

Poids moléculaire du chaque constituant i : PM_i

Le poids moléculaire moyen du gaz : $PM_{moy} = \sum M_i \times Y_i'_{mol} = 18,91 \text{ kg/ kmol}$.

Concentration massique: $Y_{i\text{massique}} = (M_i \times Y_i'_{mol}) / \sum M_i \times y_{i\text{mol}}$

Pouvoir calorifique inférieur moyen, $PCI_{moy} = \sum PCI_i \times Y_i'_{mol} = 9147,6 \text{ kcal/m}^3 = 10835 \text{ kcal/kg}$

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

$$C_p = (A + B \times T + C \times T^2 + D \times T^3)$$

A, B, C, D: Constantes spécifiques pour chaque constituant du mélange i.

La chaleur spécifique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'_{P \text{ moy}} = \sum_{i=1}^7 C'_{P i} \times Y'_i$$

La chaleur spécifique massique de l'air :

$$C_{P \text{ air}} = (6,713 + 4,697 \times 10^{-4} T + 1,147 \times 10^{-6} T^2 - 4,696 \times 10^{-10} T^3) / 29$$

T: Température de l'air

IV.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine :

Le schéma du compresseur centrifuge montré dans la figure (IV-3)

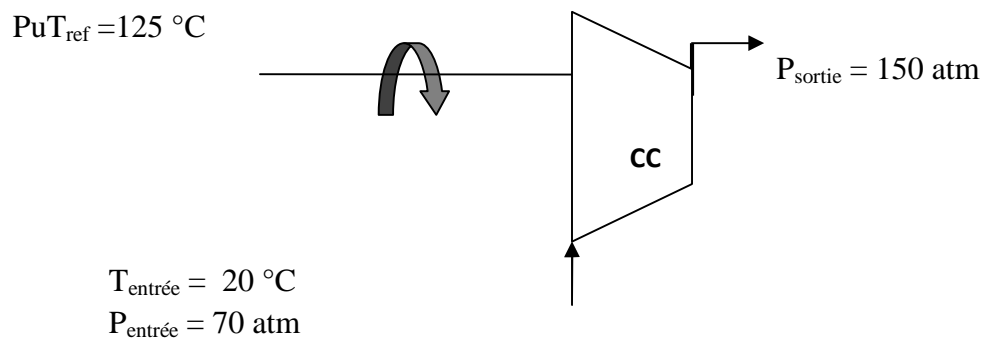


Figure (IV-3) compresseur centrifuge

On travaille dans les conditions qui se trouvent dans le tableau (IV-4) pour le compresseur centrifuge :

Tableau (IV-4) Paramètres de fonctionnement du compresseur centrifuge

Débit de gaz en kg/h	T _{entrée} °C	T _{ref} °C	P _{entrée} Atm	P _{sortie} Atm	C _P entrée	C _P sortie
350000	20	125	70	150	0,4954	0,5716

Le tableau (IV-5) donne les conditions de fonctionnement de la turbine :

Tableau (IV-5) Paramètres de marche de la turbine

T ₁ : Température ambiante	15 °C	298 K
T _{2r} : Température réelle de refoulement du compresseur	270 °C	543 K
T _{4r} : Température d'échappement réelle	477 °C	750 K
Taux de compression $\varepsilon = P_2 / P_1$	6.5	

$$C_{p \text{ moy gaz comp centr}} = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie}}) / 2 = (0,4954 + 0,5716) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp centr}} = 0,5335 \text{ Kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

$$W_{\text{comp centr}} = C_{p \text{ Moy gaz cc}} \times (T_{\text{ref}} - T_{\text{asp}}) = 0,534 \times (125. - 20)$$

$$W_{CC} = 56.0175 \text{ Kcal/Kg}$$

$$P_U = P_{\text{abs c c}}$$

$$P_U = W_{c c} \times Q_{\text{gaz refole}}$$

$$\text{D'où: } P_U = (56.0175 \times 350000 \times 4,18) / 3600$$

$$P_U = 22\,764.88 \text{ kw}$$

IV.6 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial:

IV .6.1 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P_{CA} = (W_{CA} \times Q_{\text{air}}) = W'_{CA} \times Q_{\text{air}} + W''_{CA} \times Q_{\text{air de refroid}}$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax}} = (C_{p \text{ entrée comp ax}} + C_{p \text{ sortie comp ax 16ème étage}}) / 2 = (0,232 + 0,239) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax}} = 0,235 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$W'_{CA} = 0,235 \times (270 - 15)$$

$$W'_{CA} = 59.92 \text{ kcal/kg}$$

La puissance absorbée par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P'_{CA} = 0,235 (270 - 15) \times 426000 \times 4,18 / 3600$$

$$P'_{CA} = 29\,638 \text{ KW}$$

IV.6.2 Détermination du rendement du compresseur axial η_{CA} :

$$\eta_{CA} = \frac{T_{2Th} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

On a :

$$T_{2th} = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} * T_1 = 6.5^{(0,286)*} (15 + 273) \text{ tel que : } \delta = 1,4 \text{ pour l'air}$$

$$\boxed{T_{2th} = 492K} \quad \longrightarrow \quad \boxed{T_{2th} = 219 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$\eta_{CA} = \frac{492 - 288}{543 - 288}$$

Le rendement du compresseur axial égal :

$$\boxed{\eta_{CA} = 80 \%}$$

IV.6.3 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10ième étage du compresseur axial T_S :

Le schéma de la figure (IV-4) montre le soutirage de dixième étage du compresseur axial :

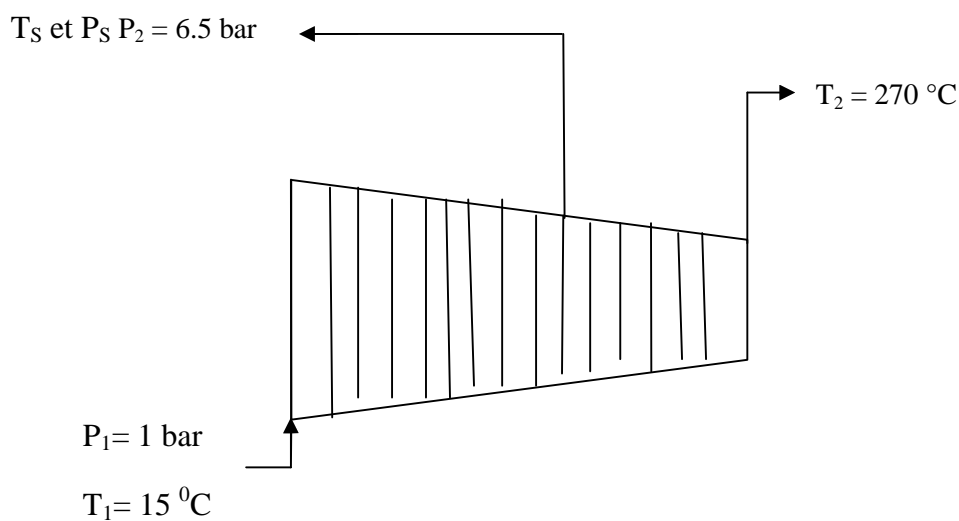


Figure (IV-4) compresseur axial

Avant de déterminer T_s , on doit calculer la pression de soutirage P_s :

$$P_n / P_{n-1} = (\varepsilon)^{1/n} \quad [14]$$

P_n / P_{n-1} : Augmentation de pression inter étage pour chaque étage n.

Pour n = 16

$$P_{16} / P_{15} = (6.5)^{1/16} = 1,124 \longrightarrow P_{15} = 5.78 \text{ atm}$$

Pour n = 15

$$P_{15} / P_{14} = (6.5)^{1/15} = 1,13 \longrightarrow P_{14} = 5.11 \text{ atm}$$

De la même manière, on trouve la pression au 10^{ème} étage :

$$P_{11} / P_{10} = (6.5)^{1/11} = 1,18 \longrightarrow P_{10} = 2,80 \text{ atm}$$

$$P_s = P_{10} = 2,80 \text{ atm}$$

$$T_{S_{th}} = (P_s/P_1)^{\delta-1/\delta} * T_1 = (2,80 / 1)^{(0,286)} * (273+15)$$

$$T_{S_{th}} = \frac{T_{S_{th}} - T_1}{\eta_{CA}} + T_1 = \frac{114 - 288}{0,80} + 288$$

$$T_{S_r} = 139 \text{ °C} \longrightarrow T_{S_r} = 412 \text{ °K}$$

IV.6.4 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement :

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax } (T_1, T_{S_r})} = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie 10ème étage}}) / 2 = (0,232 + 0,235) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax } (T_1, T_{S_r})} = 0,2331 \text{ kcal/kg°C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 10^{ème} étage :

$$W''_{CA} = 0,2331 \times (139 - 15)$$

$$W''_{CA} = 28.90 \text{ kcal/kg}$$

IV.6.4 .1 la puissance totale absorbée par le compresseur axial :

$$P_{CA} = (59.92 \times 426\,000 \times 4,18 / 3600) + (28.90 \times 12\,000 \times 4,18 / 3600)$$

$$P_{CA} = 29\,638 + 402.73$$

$$P_{CA} = 30\,040.73 \text{ Kw}$$

IV.6.4 .2 Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement H_4 :

$$H_4 = C_{P(T_{4r})} \times T_{4r}$$

Puisque on a une combustion avec un excès d'air très important, on peut négliger la quantité du gaz combustible consommée, et on considère que les gaz d'échappement sont constitués uniquement de l'air.

$$H_4 = C_{P(T_{4r})} \times T_{4r}$$

$$\text{A } T_{4r} = 477 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{On a : } C_{P(T_{4r})} = 0,250 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C} \longrightarrow H_4 = 0,250 \times 477$$

$$H_4 = 119.25 \text{ Kcal/kg}$$

IV.6.4 .3 Détermination de l'enthalpie au point 2 :

$$\text{A } T_{2r} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{On a : } C_{P T_{2r}} = 0,239 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C} \longrightarrow H_2 = 0,239 \times 270$$

$$H_2 = 64.53 \text{ Kcal / kg}$$

IV .6. 4 .4 Calcul de l'enthalpie du combustible :

$$h_C = C_{P \text{ gaz}} \times T_{\text{amb}} = 0,4922 \times 15$$

$$h_C = 7,383 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Calcul du débit de combustible, on détermine sa valeur d'après la formule(5) :

$$Q_C = \frac{\left\{ \left(\frac{3600}{4.18} \right) \times [(22764.88 + 30040.73)] + [(119.25 - 64.53) \times 426\,000] \right\}}{[(10835 + 7.383) \times 0.96 - 119.25]}$$

$Q_C = 6\,685.42 \text{ kg/h}$

IV.6.4.5 Recalcul de l'enthalpie H_4 en tenant compte du débit de combustible :

Après avoir déterminé le débit du combustible consommé par une machine, on peut calculer la C_p des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air :

A $T_{4r} = 477 \text{ °C}$ on a :

$$C_{p_{GE}} = 0,9718 + 0,044 / E + (0,0536 / E + 0,0927) (T_4 / 1000) \quad (\text{IV.6})$$

E : Excès d'air tel que : $E = Q_{\text{air}} / Q_C \times Q_{\text{air stœchiométrique}}$

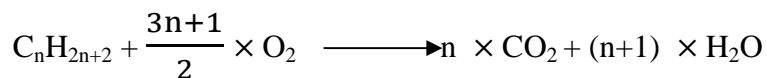
IV 6.4 .6 Détermination du débit d'air stœchiométrique :

$Y_{\text{Molaire O}_2 \text{ dans l'air}} = 21 \%$, donc $Y_{\text{mas}} = (0,21 \times 32) / 29 = 0,23 \text{ Kg d'O}_2 / 1 \text{Kg d'air}$

D'ou débit d'air nécessaire : $Q_{\text{air stœchiométrique}} = m_{\text{O}_2} / Y_{\text{massO}_2}$

IV.6.4.7 Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible :

Selon la réaction de combustion



On obtient:

$$m_{\text{O}_2} = (M_{\text{O}_2} \times \left(\frac{3n+1}{2} \right) \times Y_i) / M_i$$

Le tableau (IV-6) donne la masse d'O₂ consommée par chaque constituant i :

Tableau (IV-6) Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible.

Constituants	Masse d'O ₂ consommée par constituant (Kg)
CH ₄	2,8
C ₂ H ₆	0,5
C ₃ H ₈	0,17
iC ₄ H ₁₀	0,03
nC ₄ H ₁₀	0,045
iC ₅ H ₁₂	0,011
nC ₅ H ₁₄	0,011
nC ₆ H ₁₆	0,008
nC ₇ ⁺	0,0019
CO ₂	/
N ₂	/
Total	3,58

$$Q_{\text{air stœchiométrique}} = \frac{3,58}{0,23}$$

$Q_{\text{air stœchiométrique}} = 15,56 \text{ Kg d'air} / 1\text{Kg de combustible}$

Pour $Q_C = 6\,576 \text{ kg/h}$, il faut : $Q_{\text{air stœchiométrique}} = 104\,025,13 \text{ kg/h}$

IV.6.4.8 Détermination de la valeur de l'excès d'air :

$$E = Q_{\text{air}} / (Q_C \times Q_{\text{air stœchiométrique}}) = 426\,000 / (6685,42 \times 15,56)$$

$$E = 4,10$$

$$E = 410 \%$$

Soit :

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

$$\rho_{\text{air}}^{T^{\circ}} = \rho^{0^{\circ}} \times (273 / (273 + T))$$

$$\text{Pour } T = 0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg} / \text{m}^3 \quad (\text{IV.7})$$

$$\text{Pour } T^{\circ} = 15^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho^{t^{\circ}} = \rho^{15^{\circ}} = \rho^{0^{\circ}} \times (273 / (273 + 15))$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^{\circ}} = 1,29 \times (273 / (273 + 15)) = 1,29 \times 0,947$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^{\circ}} = 1,227 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$Q_{\text{air}} = 438\,000 \text{ kg/h à } 15^{\circ}\text{C avec } Q_{\text{air}} = Q_{\text{air volumique}} \times \rho_{\text{air}}^{15^{\circ}}$$

On rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change vue la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation (IV.7).

$$Q_{\text{air volumique}} = 438\,000 / 1,227 = 356\,968 \text{ m}^3 / \text{h.}$$

$$\text{Pour : } T = 0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg} / \text{m}^3 \longrightarrow Q_{\text{air}} = 356\,968 \times 1,29$$

$$\text{Donc : } Q_{\text{air}} = 460\,488 \text{ kg/h à } 0^{\circ}\text{C.}$$

Par conséquent, on tire une relation qui relie la température ambiante et le débit d'air absorbé par le compresseur dont 12 000 kg/h sont soutiré du 10^{ème} étage :

$$Q_{\text{air}} = [460\,488 - 1499 \times T] - 12\,000$$

$$\text{Où : } \Delta Q / \Delta T = \text{la pente} = (460488 - 438\,000) / (0 - 15) = - 1499 \text{ kg/h}^{\circ}\text{C}$$

Pour différentes températures ambiantes, on tire les débits massiques dans le tableau (IV-7) :

Tableau (IV-7) Le débit d'air en fonction de la température ambiante

Température ambiante (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Débit d'air total aspiré (kg/h)
0	1.29	460 488
15	1.227	438 000
20	1,2	430 508
25	1,18	423 013
30	1,16	415 518
40	1,125	400 528
45	1.11	393 033

IV.6.4 .9 Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement :

A partir de la formule (IV.6) :

$$C_{P_{GE T4}} = [0.9718 + 0.044 / 4.1 + (0.0536 / 4.1 + 0.0927) (477 + 273/1000)] / 4.18$$

$C_{P_{GE T4}} = 0.254 \text{ kcal/kg K}$

IV.6.4.10 L'Enthalpie à la température T_4 en tenant compte du débit de combustible H'_4 :

$$H'_4 = 0,254 \times (750 - 273)$$

$$H'_4 = 121 \text{ kcal / kg}$$

Remarque 1:

L'enthalpie H'_4 en tenant compte de débit de combustible, est légèrement supérieure à H_4 en négligeant ce dernier (débit de combustible).

On recalcule le débit Q_C avec H'_4 d'après la relation (IV.5):

$$Q'_C = 6759.02 \text{ kg/h}$$

Remarque 2 :

$$Q'_C - Q_C = 73.60 \text{ kg/h}$$

L'erreur donc est : $(73.60/6759) \times 100 = 1.088 \%$

Donc le débit de combustible réel calculé avec H'_4 est toujours supérieur de 1.088 % par rapport au débit de combustible calculé avec H_4 où on a considéré les gaz d'échappement constitués uniquement de l'air.

IV .6.4 .11 Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible :

Débit d'air pour un excès d'air qui est égale à $E = 4,10$:

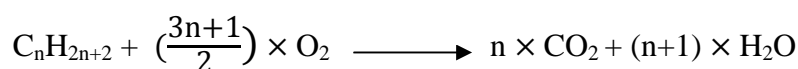
$$Q_{\text{excès d'air}} = Q_{\text{air stœchiométrique}} \times E = 15,56 \times 4,10$$

$$Q_{\text{excès d'air}} = 63.79 \text{ Kg d'air / 1Kg de combustible}$$

$$\text{Pour : } Q_c = 6\,759 \text{ Kg/h} \quad \longrightarrow \quad Q_{\text{air total}} = 438\,000 \text{ Kg/h}$$

IV.6.5 Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement :

A partir de la réaction de la combustion :



V.6.5 .1Détermination de la quantité d'O₂ nécessite par 1Kg de combustible:

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (Q_{\text{air en excès}} - Q_{\text{air stœchiométrique}}) \times Y_{O_2} \text{ (massique dans l'air)}$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (63,79 - 15,56) \times 0,23$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = 11,094 \text{ Kg d'O}_2 \text{ émis / 1Kg de combustible}$$

IV.6.5 .2Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible :

$$m_{N_2} = Q_{\text{air en excès}} \times Y_{N_2} \text{ (dans l'air)} + Y_{N_2} \text{ (dans le gaz combustible)}$$

$$= 63,79 \times (1 - 0,23) + 0,084 = 49,20 \text{ Kg de N}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = 52,177 \text{ Kg de N}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

IV.6.5. 3 Détermination des quantités de CO₂ et de H₂O émises :

Suivant les formules données ci-dessous, on détermine les quantités de CO₂ et H₂O émises vers l'atmosphère pour 1kg de gaz combustible suivant la réaction de combustion:

$$m_{CO_2} = (M_{CO_2} \times n \times Y_i) / M_i \quad (IV.8)$$

$$m_{H_2O} = (M_{H_2O} \times (n+1) \times Y_i) / M_i \quad (IV.9)$$

Le résultat obtenu est donné par le tableau suivant:

Tableau(IV-8):Quantités de CO₂ et H₂O émises par les gaz d'échappement

Constituants	Composition du gaz combustible Y' _{i mol}	Masse de CO ₂ libérée par constituant (Kg)	Masse de H ₂ O libérée par constituant (Kg)
CH ₄	0,8272	1,92	1,57
C ₂ H ₆	0,0851	0,4	0,24
C ₃ H ₈	0,0196	0,14	0,075
iC ₄ H ₁₀	0,0028	0,026	0,013
nC ₄ H ₁₀	0,0041	0,038	0,020
iC ₅ H ₁₂	0,0008	0,009	0,0046
nC ₅ H ₁₄	0,0008	0,0093	0,0046
nC ₆ H ₁₆	0,0005	0,007	0,0033

nC_7^+	0,0001	0,0016	0,00076
CO ₂	0,003	0,0058	
N ₂	0,057	/	/
Total	1	2,56	1,94

IV.6.5.4 Détermination de la concentration des gaz d'échappement :

$$Y_{iGE \text{ MOLAIRE}} = \frac{\left(\frac{m_i}{M_i}\right)}{\sum \frac{m_i}{M_i}} \quad (IV.10)$$

$$Y_{iGE \text{ MASSIQUE}} = \frac{m_i}{\sum m_i} \quad (IV.11)$$

D'après les formules (IV.10) et (IV.11), on obtient le tableau (IV-9) :

Tableau(IV-9) : Centractions et poids moléculaire des gaz d'échappement.

Constituants des gaz d'échappement	$Y_{iGE \text{ MOLAIRE}}$	$Y_{iGE \text{ MASSIQUE}}$	$M_i \times Y_{iGE}$
CO ₂	0,025	0,039	1,11
H ₂ O	0,047	0,030	0,84
O ₂	0,16	0,170	4,97
N ₂	0,77	0,761	21,63
TOTAL	1	1	28,56

IV.6.5.5 Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement :

$$PM_{\text{moy GE}} = \sum M_i \times Y_{iGE}$$

$$PM_{\text{moy}} = 28,56 \text{ kg/kmol}$$

VI.7 Détermination de la température sortie chambre de combustion T_{3r}

On calcule en premier lieu l'enthalpie H_3 .

VI.7. 1 Détermination de l'enthalpie H_3 :

$$\text{On a : } Q_1 = H_3 (Q_{\text{air}} + Q_c) - H_2 Q_{\text{air}} = (\text{PCI} + h_c) \eta_{\text{cc}} Q_c$$

Donc :

$$H_3 = \{(\text{PCI} + h_c) \eta_{\text{cc}} Q_c + H_2 Q_{\text{air}}\} / (Q_{\text{air}} + Q_c)$$

$$H_3 = \frac{[(10835 + 7.383) \times 0.96 \times 6759 + 64.53 \times 426\,000]}{(426\,000 + 6759)}$$

$$H_3 = 226.08 \text{ kcal/kg}$$



$$H_3 = 945 \text{ kJ/kg}$$

$$H_3 = C_p (T_3 - 273)$$

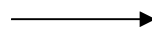
$$H_3 = [0.9889 + 0.1057 \left(\frac{T_3}{1000}\right)] (T_3 - 273)$$

$$0.9889 T_3 + \left(\frac{0.1057}{1000}\right) (T_3)^2 - 0.9889 \times 273 - \left(\frac{0.1057}{1000}\right) \times 273 \times T_3 = H_3$$

$$0.1057/1000 T_3^2 + 0.96 T_3 - 269.96 - 945 = 0$$

$$0.0001057 T_3^2 + 0.96 T_3 - 1214.96 = 0$$

$$T_3 = 1125.82 \text{ K}$$



$$T_3 = 852.82 \text{ °C}$$

VI.8 Détermination de la température théorique $T_{4 \text{ th}}$:

$$\text{On a : } T_3 = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} \times T_{4 \text{ th}} \longrightarrow T_{4 \text{ th}} = 1 / ((\epsilon)^{\delta-1/\delta}) \times T_{3r} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r}$$

VII.8. 1 Calculons δ au point T_3 :

$$\text{On a : } r = C_p - C_v$$

$$\delta = C_p / C_v$$

VI.8.2 détermination de $C_{p(T_3)}$:

$$C_{p(T_3)} = H_3 / (T_{3r} - 273) = 226.08 / (1125 - 273)$$

$$C_{p(T_3)} = 0.2653 \text{ kcal/kg °C}$$

VI.8.3 détermination de $C_V(T_3)$:

$$\delta_{\text{echap}} = C_P / C_V \longrightarrow C_V = C_P / \delta_{\text{echap}} \text{ et } C_V = C_P - r$$

Tel que :

$$r = 1,98/\text{masse moléculaire}$$

$$C_V = 0,2653 - 1,98/28,56$$

$$C_{V(T_3)} = 0,196 \text{ kcal/kg}$$

$$\delta_{\text{echap}} = 0,2653 / 0,196$$

$$\delta_{\text{echap}} = 1,3534$$

$$\text{D'où : } \delta - 1 / \delta = 0,2611$$

On a :

$$T_{4\text{th}} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r} = (1/6.5)^{0,2611} \times (1125)$$

$$T_{4\text{th}} = 690 \text{ K}$$

$$T_{4\text{th}} = 417 \text{ °C}$$

VI.9 Détermination du rendement de la détente de la turbine :

$$\eta_d = \frac{T_{3r} - T_{4r}}{T_{3r} - T_{4Th}} = \frac{1125 - 750}{1125 - 690}$$

$$\eta_d = 86 \%$$

VI.9.1 Détermination du rendement global de la turbine :

$$\eta_r = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

VI.9.2 Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :

$$Q_1 = H_3 \times (Q_{\text{air}} + Q'_c) - H_2 \times Q_{\text{air}}$$

$$Q_1 = 226.08 \times (426000 + 6759.02) - 64.53 \times 426000$$

$$Q_1 = 70\,348\,379.24 \text{ kcal / h}$$

VI.9.3 Détermination de la chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = H'_4 \times (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_1 \times Q_{\text{air}}$$

Avec :

$$H_1 = C_{P_{GE T1}} \times T_1 = 0,232 \times 15$$

$$H_1 = 3,48 \text{ kcal/kg}$$

VI.9.4 La chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = 121 (426000 + 6759.02) - 3.48 * 438000$$

$$Q_2 = 50\,839\,601.42 \text{ kcal/h}$$

Application numérique :

$$\eta_T = (70\,348\,379.24 - 50\,839\,601.42) / 70\,348\,379.24$$

$$\eta_T = 27.73 \%$$

Nous récapitulons dans le tableau (IV-10), l'ensemble des résultats obtenus pour le cas d'une turbine à gaz à deux arbres entraînant un compresseur centrifuge :

Tableau (IV-10) résultats des calculs pour les données du constructeur.

$T_1=288\text{K}$	$P_u = 22\,764.88 \text{ KW}$	$\eta_T = 27.73 \%$
$T_2= 543 \text{ K}$	$P_{ca}= 30\,040.73 \text{ KW}$	
$T_3= 1125.82 \text{ K}$	$\dot{m}_{\text{air}}= 438\,000 \text{ kg/h}$	
$T_4= 750 \text{ K}$	$\dot{m}_c=6\,759 \text{ kg/h}$	
$\varepsilon = P_2/ P_1=6.5$	$E=4.10$	

VI.9.5 Calcul thermodynamique à partir des données réelles :

Les calculs effectués jusqu'à présents concernent les données du constructeur à une température de 15°C. Nous allons reprendre la même démarche de calcul pour une température de 45°C, correspondant aux conditions réelles régnant au niveau du site de Hassi R'mel.

VIII .9.5.1Données de départ:

Avant d'entamer la procédure de calculs du cycle thermodynamique, pour une température de 45 °C, nous présentons ci-dessous les données réelles mesurées sur le site de Hassi R'mel et qui sont nécessaires pour le calcul :

- Température ambiante : 318 K
- La pression atmosphérique : 1 bar
- Pression de refoulement du compresseur axial : 6.5 bars
- Température d'échappement des gaz brûlés: 770 K
- Température de refoulement du compresseur axial : 599 K

VIII 9.5.2 Résultats des calculs :

On a procédé avec la même méthode de calcul a 45°C et les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau (IV-11):

Tableau (IV-11) : résultats des calculs.

$T_1 = 318 \text{ K}$	$P_u = 18\,000 \text{ KW}$	$\eta_T = 25.4 \%$
$T_2 = 599 \text{ K}$	$P_{ca} = 29\,907.4144 \text{ KW}$	
$T_3 = 1\,115 \text{ K}$	$\dot{m}_{air} = 393\,033 \text{ kg/h}$	
$T_4 = 770 \text{ K}$	$\dot{m}_c = 5\,758.725 \text{ kg/h}$	
$\epsilon = P_2 / P_1 = 6.5$	$E = 4.29$	

Après avoir effectué les calculs des deux cas (15°C et 45°C), les résultats obtenus sont comparés et récapitulés dans le tableau (IV-12) :

Tableau (IV-12): Comparaison entre les deux cas de fonctionnement.

Paramètres	Cas 45° C	Cas 15 °C	Différence
Puissance utile (kW)	18 000	22 764.88	- 4 764.88
Puissance compresseur axial en (kW)	29 907.4144	30 040.73	- 133.3156
Température de refoulement CA T2r (°C)	326	270	+ 56
Température échappement T4r (°C)	497	477	+ 20
\dot{m}_c (kg/h)	5 758.725	6759	- 1 000.275
\dot{m}_{air} (kg/h)	393 033	438 000	-44 967
Rendement thermique η_T (%)	25.4	27.73	- 2.33

On constate à travers ces résultats que les performances de la turbine à gaz pour une température de 45° C ont diminués par rapport à celles évaluées pour une température de 15°C.

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{22764.88 - 18000}{22764.88} = 21 \%$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0.2773 - 0.254}{0.2773} = 8 \%$$

Donc la puissance utile diminue de 21% et le rendement thermique de 8%.

CONCLUSION :

Dans ce chapitre, un calcul thermodynamique détaillé a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail du compresseur axial et une chute du débit d'air aspiré par ce dernier.

Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température de 15 à une valeur de 45°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 21 % et le rendement thermique de l'ordre de 8 % .

CONCLUSION GENERALE

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier dans la génération de l'électricité, des centrales thermique et de l'industrie des hydrocarbures, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables de température, de pression et d'humidité. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent.

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle des turbines à gaz dans le module de compression du gaz de Rassi R'mel sur lequel repose l'industrie gazière de notre pays. Nous avons eu la chance d'assister à une opération de révision d'une turbine à gaz MS5002C, ce qui nous a permis de consolider notre support théorique en la matière.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C a été réalisée et a montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitations, notamment la température ambiante. Elle demeure la cause principale de la chute des performances de la turbine à gaz au niveau de la station de compression, les températures relativement élevées, de la région de Rassi R'mel génèrent une baisse sensible du rendement thermique et de la puissance générée, ce qui se répercute négativement sur le coût d'exploitation.

Références bibliographiques

- [1] S. L. Dixon, 1978, “Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery”, 3rd Edition Pergamon Press oxford (New York, Toronto, Sydney, Frankfurt).
- [2] CHRISTIAN ROBERT, 2000, “Techniques de l’ingénieur : Machines hydrauliques et thermiques”, Avril 2000.
- [3] Olav Bolland, 2004, “Thermal power generation”, Thermal power generation –2004.
- [4] Ohno, Y., Zhao, D. Furuhashi, T., Yamashita, H., Arai, N., & Hisazumi, Y., 2000, “Combustion characteristics and NOx formation of a gas turbine system with steam injection and two-stage combustion ” .
- [5] Potter, P. J., 1976, “Power plant theory and design”, 2nd edition of steam power plant John Wiley & sons New York Chichester Brisbane Toronto.
- [6] S.M. Yahia, 1984, “Turbines compressors and fans”, published by tata Mc Graw-Hill Publishing Company Limited National Aeronautical Laboratory Bangalor – INDIA, janvier 1984.
- [7] Cohen, H., Rogers, G. F. C., and Saravanamuttoo, H. L. N., 1996, “Gas Turbine Theory”, 4th Edition, Longman, London.
- [8] El-Wakil, M. M., 1985, “Power Plant Technology”, International Student ed., 1st print, McGraw-Hill Education Singapore; International Ed edition.
- [9] Philip P. Walsh, Paul Fletcher, 2004, “Gas Turbine Performance”, Second Edition by Blackwell Science Ltd a Blackwell Publishing company, Editorial Offices: Blackwell Science Ltd, 9600 Garsington Road, Oxford OX4 2DQ, UK.
- [10] Horlock, J. H., 2003, “Advanced gas turbine cycles”, Pergamon Press, Oxford edition.
- [11] M. Mostafavi, A. Alaktiwi, B. Agnew, 1998, “Thermodynamic analysis of combined open-cycle-twin-shaft gas turbine (Brayton cycle) and exhaust gas operated absorption refrigeration unit”, Applied Thermal Engineering., Vol. 18, pp. 847-856.
- [12] Boissenin, Y., Moliere, M., et Remy, P., 1994, “Les atouts de la turbine à gaz MS6001 B en cogénération –exemple de l’usine d’électricité de Metz”, Revue technique GE Alsthom N°15.
- [13] André LALLEMAND, 1995, “Production d’énergie électrique par centrales thermiques”, Techniques de l’Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [14] Pascal Anzieu, Jean François Parisot et Bernard BIGOT, 2006, “Les réacteurs nucléaires à caloporteur gaz”, CEA Saclay et Groupe Moniteur (Edition du Moniteur), Paris.
- [15] David J. Taylor Olivier Crabos, 2003, “GE Power Systems Gas Turbine and Combined Cycle Products Technology - Experience - Innovation”, Gas turbine and Combined Cycle - GE Power Systems 2003.