

N° Ordre...../Faculté/UMBB/2016

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme :

MASTER

Présenté par

LAARABA Kadri

GUECHI Mustapha

Filière : Génie mécanique

Option : mécanique des chantiers pétroliers

Thème

Etude thermodynamique et simulation de l'installation
turbine à gaz de type MS5002B

Devant le jury :

AISSANI Slimane	professeur	UMBB	Président
GACEB Mohamed	professeur	UMBB	Examineur
BLOUL Benattia	maitre assistant/A	UMBB	Examineur
KHELIFI-TOUHAMI M S	maitre conférence/B	UMBB	Encadreur

Année Universitaire 2015/2016

REMERCEMENTS

Louange à dieu le tout puissant, clément et
miséricordieux de nous avoir Aidé à mener ce modeste travail.

Je tiens à remercier toutes les personnes ayant
contribué de près ou de loin au bon déroulement de mon
stage au sein de la société Sonatrach-ONR.

Bien évidemment je remercie en particulier mon
professeur consultant M.s.Khelifi -TOUHAMI

pour la direction de ce mémoire,
pour l'aide et les conseils qu'il a pu m'apporter.

Je tiens à exprimer mes sincères gratitude à tous les
enseignants de la faculté des hydrocarbures et de la chimie;

Que ce soit aussi remercié
tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration
de ce présent mémoire,
trouvent ici l'expression de mes profondes gratitude et
respects.



A nos Pères, A nos Mères.

A nos chers frères, A nos chères sœurs.

A tous nos amis, A tous nos Collègues.

A tous les enseignants.

SOMMAIRE

INTRODUCTION

CHAPITRE I :DESCRIPTION DE SITE INDUSTRIEL

I.1. Introduction	7
I.2. Direction d'OuedNoumer	7

CHAPITREII : GENERALITE SUR LES TURBINES A GAZ

II.1.introduction	16
II.2.historique.....	17
II.3. domaine d'utilisation.....	18
II.4.avantages et inconvénients des turbines à gaz	18
II.5.classification des turbines à gaz.....	20
II.6.principe de fonctionnement.....	23

CHAPITRE III : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS5002B

III.1.Données sur les équipements.....	25
III.2.Principe de fonctionnement.....	27
III.3.Sections principales d'une TAG.....	28
III.3.1.Section compresseur.....	29
III.3.2Section combustion.....	30
III.3.3.Section turbine	33
III.4.Système de commande d'une turbine à gaz	35
III.4.1.Système auxiliaires et instrumentation de la turbine.....	35
III.4.1.1.Système de lancement	36
III.4.1.2. Système du gaz combustible	37
III.4.1.3.Système de l'huile de graissage	38
III.4.1.4.Système de l'huile hydraulique	38
III.4.1.5.Système de l'huile d'arrêt.....	38

III.4.1.6. Système de ventilation et de protection anti-incendie	39
III.4.1.7. Système d'admission.....	40
III.4.1.8. Système d'échappement.....	41
III.4.1.9. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	41
III.4.1.10. Système de l'embrayage de lancement.....	42
III.4.1.11. Système d'anti- pompage	42
III.5. Système de commande d'une turbine bi arbre	43
III.5.1. Description d'un système de commande	43
III.5.1.1. Généralités	43
III.5.1.2. Description du panneau de contrôle	44
III.5.1.3. Séquence de démarrage d'une turbine	44
III.5.2. Instrumentation de la turbine	44

CHAPITRE IV : CALCUL THERMODYNAMIQUE D'ITG

IV.1.Introduction.....	47
IV.2. Données de départ.....	47
IV.3. Les points particuliers du cycle de l'installation.....	48
IV.4. Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes dans les différents éléments de l'installation.....	50
IV.4.1. Calcul du coefficient d'excès d'air α	50
IV.4.2. Calcul de la masse volumique.....	50
IV.4.3. Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur.....	51
IV.4.4-Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur.....	52
IV.4.5-Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion.....	54
IV.4.6-Les paramètres du gaz après la chambre de combustion.....	55
IV.4.7-Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP).....	55
IV.4.8-Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP).....	56
IV.4.9-Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP.....	57
IV.4.10-Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP.....	58

IV.4.11-Débit et rendement.....	60
III.11.1-Travail massique et rendement.....	62
IV.4.12-Vérification du coefficient d'excès d'air.....	62
IV.5. Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site).....	63
IV.6. Tableau comparatif des résultats obtenus.....	64

CHAPITRE V : SIMULATION DE LA TURBINE A GAZ

V.1. Introduction.....	66
V.2. Les modules de CHEMCAD	66
V.3. Les fenêtres de CHEMCAD.....	67
V.4. Création d'une nouvelle simulation.....	68
V.5. Discussion générale.....	78

CONCLUSION

ANNEXE

BIBLIOGRAPHIE

INTRODUCTION GENERALE

Le monde de l'industrie est devenu très complexe, l'enjeu aujourd'hui est autour de la rentabilité en contribuant au développement de la société et en assurant des progrès technologiques satisfaisants, tout en mettant toutes les capacités humaines et matérielles pour arriver à un développement meilleur et une recherche scientifique assez poussée.

La politique énergétique impose de nos jours, une utilisation optimale des installations qui se traduit par une économie d'énergie. L'Algérie possède un parc de turbines très important, l'un des plus grands au monde.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui est dans notre cas un compresseur centrifuge.

Sur la base d'une turbine à gaz industrielle MS 5002b, d'une puissance de 26 MW, fabriqué par GENERAL ELECTRIC. L'étude qui suit, consiste à une étude de performance de la turbine à gaz et son simulation voyant l'effet de la température ambiante sur la performance.

I.1.Introduction :

Le gisement de HassiR'mel , découvert en 1956 par le forage HR-1 a une superficie de 3500 km² et a une profondeur de 2132m .

C'est un réservoir de gaz humide qui contient en plus du gaz du condensât et du GPL.

Les études complémentaires du réservoir ont mis en évidence la présence de pétrole brut (plus particulièrement dans les parties Est et Sud du champ).

I.2.Direction de OuedNoumer :

I.2.1.Situation géographique :

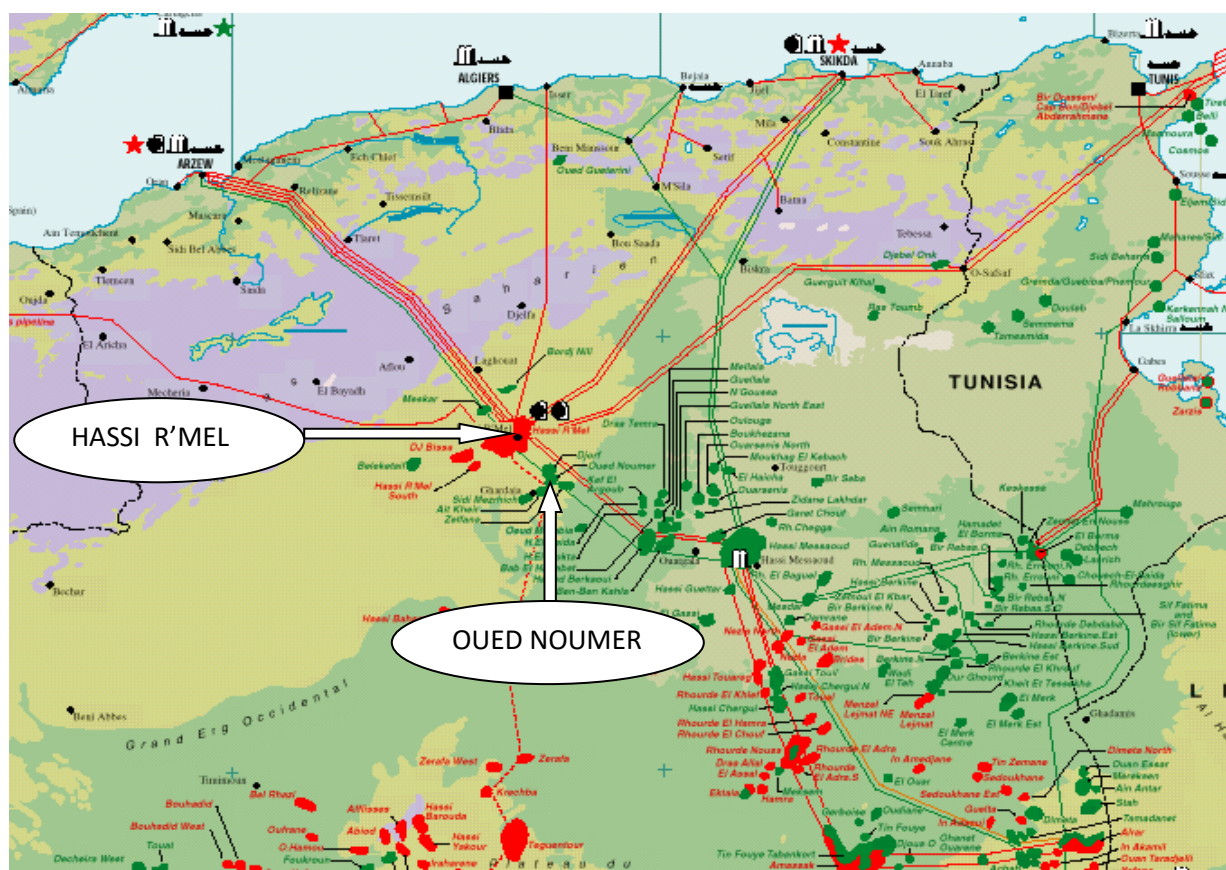


Fig.I.1 .Situation géographique de OUED NOUMER

La Direction de Oued-Noumer est située à 140 Km au Sud-Est du champ gazier de Hassi-R'Mel et à 220 Km à l'Ouest-Nord du champ pétrolier de Hassi-Messaoud. Son siège administratif et sa base de vie sont installés à 5 Km au nord de la RN 49, axe routier reliant Ghardaïa à Ouargla et à environ 45 Km de la ville de Ghardaïa (20 km de Zelfana).

I.2.2. Gisements :

Le champ de Oued–Noumer se compose de cinq petites structures :

➤ *Oued-Noumer*

➤ *Aït-Kheir*

➤ *Djorf*

➤ *Sidi-Mezghich*

➤ *Makouda*

I.2.3. Présentation des gisements :

Le champ de Oued-Noumer faisant partie, géologiquement, de la province triasique a été découvert par Sonatrach en 1969 et mis en production à partir de 1972.

Les deux niveaux producteurs (A et B) du trias argilo gréseux ont donné du gaz, du condensât et de l'huile à une profondeur moyenne de 2750m.

Production

Le gisement a produit jusqu'à présent par déplétion naturelle (expansion du gaz dissout et water-drive).

En 1991 le maintien de pression a démarré à Aït-Kheir avec l'injection de tout le gaz produit dans le secteur.

L'unité d'extraction de GPL à partir des gaz associés a été mise en service en 1997. Le champ de Oued-Noumer faisant partie, géologiquement, de la province

triasique a été découvert par Sonatrach en 1969 et mis en production à partir de 1972.

En 1991 le maintien de pression a démarré à Aït-Kheir avec l'injection de tout le gaz produit.

I.3.Description générale des installations:

I.3.1. UNITE DE TRAITEMENT DE BRUT ET DE GAZ CP / ONR

❖ **BUT** : Séparation des fluides produits en :

- Pétrole brut
- Condensât
- Gaz

❖ **SITUATION** : Oued Noumer (Champ ONR)

I.3.2.DATE DE DEBUT DE CONSTRUCTION :

Première unité de séparation de brut en : 1970

Nouvelle unité de séparation de brut avec l'unité de récupération des gaz en 1983

Unité d'extraction du GPL des gaz associés : 1993.

I.3.3. DATE DE DEMARRAGE :

Première unité de séparation de brut en : 1972

(Démarrage des champs ONR et ATK).

Nouvelle "U.R.G.T " en : Janvier 1986

Unité d'extraction du GPL : Janvier 1997.

I.3.4. ALIMENTATION DU CENTRE ONR:

Le centre ONR étant le centre principal de traitement, il est alimenté par :

1. 8 puits producteurs de brut reliés individuellement au centre : ONR 1bis, 5, 7A 8bis, 9, 11A, 12 et MKA 1
2. Un pipe 12" (15km) acheminant toute la production de brut diphasique du champ d'Ait khier.
3. Un pipe 30" (15km) acheminant toute la production de gaz du champ d'Ait khier.
4. Une pipe 6» (12 km) acheminant toute la production de MKA.

I.3.5.CAPACITE DE PRODUCTION ET DE STOCKAGE :

Gaz : 9 millions de Nm³/jour.

Huile + Condensât : 8 750m³/jour.

Stockage de pétrole : 20 000m³.

I.3.6. DONNEES TECHNIQUES :

L'unité se compose de :

- 1 Unité de séparation de brut en 3 étages avec deux fours de stabilisations.
- 4 Bacs de stockage de brut de 5 000m³ chacun et 1 bac de dessalage de 480m³.
- 2 Pompes d'expédition (électrique et gaz).
- 3 Trains de traitement de gaz et de production de condensât :
- 3 Turbocompresseurs.
- 1 Unité de déshydratation avec tamis moléculaire.
- 1 Unité de récupération de GPL et fractionnement.

2 Sphères de stockage de GPL de 530m³ chacune.

❖ **Des utilités :**

Plusieurs unités de lutte contre l'incendie.

2 Unités de compression d'air

2 Générateurs d'électricité de 1 000kw chacun.

1 Unité de production d'azote.

❖ **Des lignes de transfert de produit :**

1 Gazoduc 20" (ONR ———→Pipe 48») de 11.5km.

1 Gazoduc 16" (ONR ———→SC/ATK) de 15km.

2 Oléoducs 8" (ONR ———→Pipe 28») de 12km.

1 Oléoduc 12" (ONR ———→Pipe 28») de 12km.

1 Oléoduc 8" (ONR ———→LR1) de 12km.

I.3.7. STATION D'EXTRACTION DU GPL :

Le présent manuel se réfère à l'installation d'extraction du GPL des gaz associés des champs de Oued-Noumer situés à 180km environ au sud-est de HassiR'Mel.

Les installations d'extraction sont implantées à proximité des unités de compression existantes

Le complexe est formé de six unités de procédé et de quatre unités auxiliaires, ainsi qu'il est indiqué ci-après :

- ✓ Unité 100 –Pré refroidissement et déshydratation du gaz
- ✓ Unité 200 -Récupération du GPL
- ✓ Unité 300 - Décompression du gaz traité
- ✓ Unité 400 –Fractionnement du GPL
- ✓ Unité 500 –Stockage et expédition du GPL
- ✓ Unité 600 –Circulation huile chaude

-Installations communes :

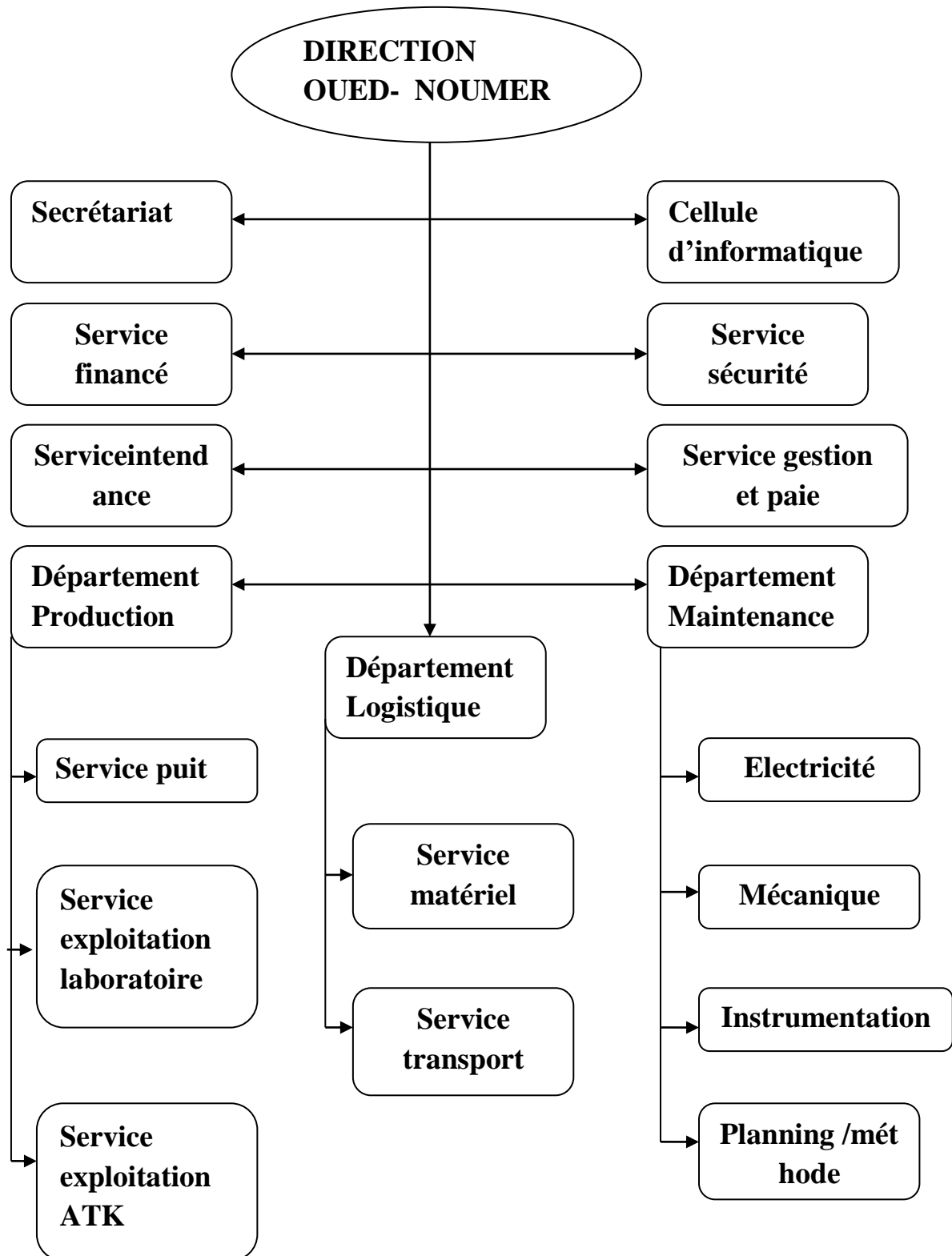
- ✓ Système air et gaz inerte (Unité 800)
- ✓ Système méthanol (Unité 700)
- ✓ Réseau de torche
- ✓ Système incendie

L'installation reçoit le gaz à traiter de l'unité de compression existante, en obtenant du GPL, gaz traité, condensât et un courant gazeux de recyclage.

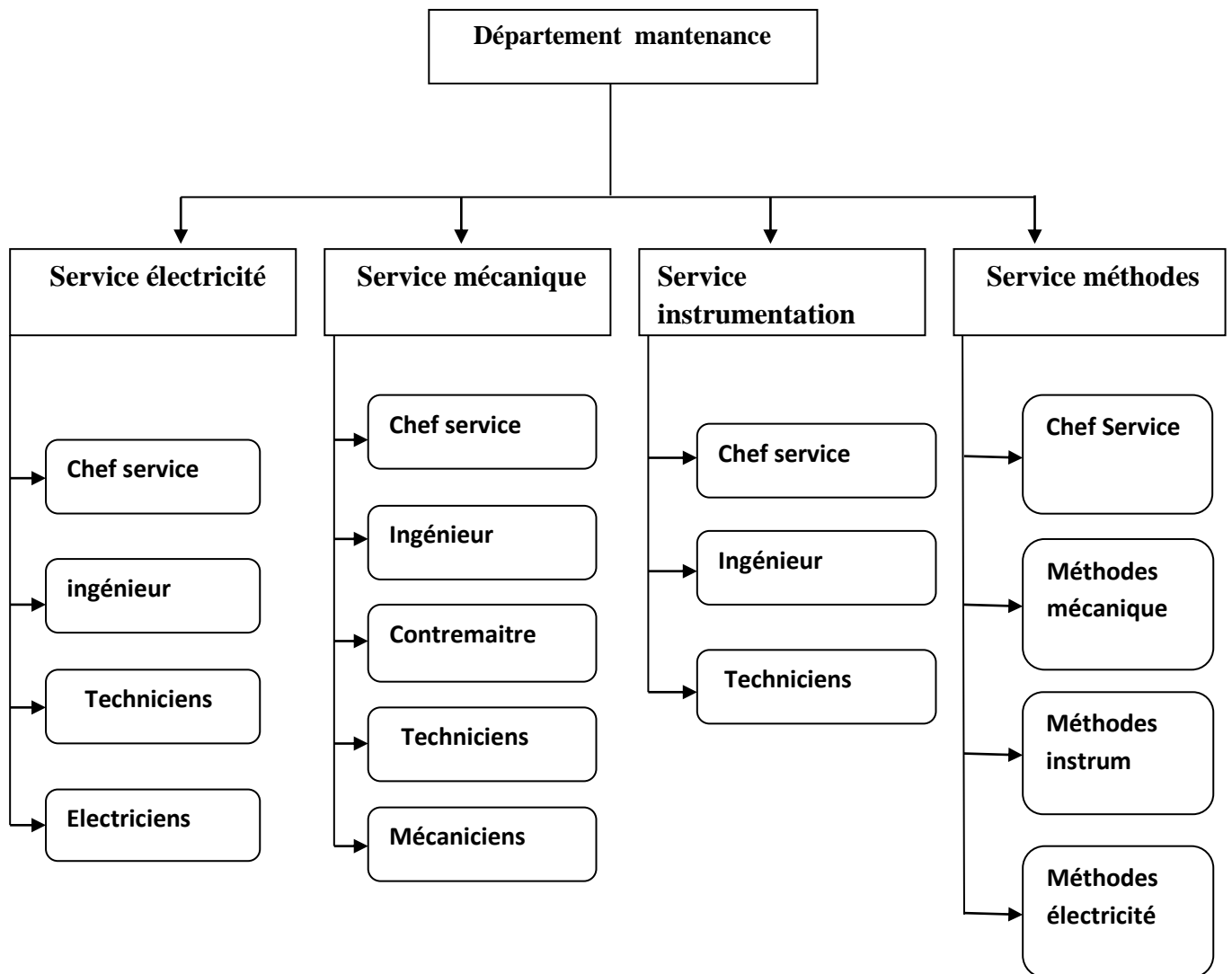
La récupération du GPL est obtenue au moyen de la réfrigération automatique du gaz à travers un expander et le fractionnement des liquides obtenus dans la réfrigération automatique elle-même.

A part le fonctionnement par expander, l'installation peut opérer sans expander au moyen d'un fonctionnement «Joule-Thomson » et, enfin, uniquement par la déshydratation du gaz sans récupération du GPL.

I.4. Organigramme d'Oued-Noumer :



I.5. Organigramme du maintenance dans l'entreprise ONR :



I.7.Service méthodes dans la direction ONR :

C'est un service qui comporte trois sections de maintenance :

✓ A) méthode électricité :

Assure les suivis de la maintenance planifiés et programmée (en utilisant la GMAO) des équipements électrique, tournants et statique, la commande de la pièce de rechange nécessaire, consommation énergétique de la direction ONR.

✓ B) méthode mécanique :

Assure les suivis de la maintenance planifiés et programmée (en utilisant la GMAO) des équipements mécanique, tournants et statique, la commande de la pièce de rechange nécessaire de la direction ONR.

✓ C) méthode instrumentation :

Assure les suivis de la maintenance planifiés et programmée (en utilisant la GMAO) des équipements instrumentation et des boucles, la commande de la pièce de rechange nécessaire de la direction ONR.

II. GENERALITE SUR LES TURBINES

II.1. introduction:

Une turbine à gaz (TAG), appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise), est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire :

- Soit de l'énergie mécanique par l'entraînement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice.
- Ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de turbine dans une tuyère.

La plupart des moteurs thermiques utilisent l'oxygène de l'air ambiant comme comburant et lui font subir des transformations suivant trois phases principales qui se succèdent dans l'ordre :

- Compression, afin d'élever sa pression et sa température.
- Avant de pénétrer dans la chambre de combustion où il est mélangé au carburant pour créer le mélange carburé qui sera enflammé.
- Et fournira l'énergie thermique nécessaire à l'entraînement du compresseur par détente dans la turbine puis l'énergie cinétique ou mécanique demandée par l'application.



II.2. Historique :

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes :

La première, celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement. Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

La deuxième, celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX e siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale.

Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gêmeaux IV.

La troisième, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentit avec raison cette évolution : «Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo motrices à gaz ».

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.

II.3. domaine d'utilisation:

Elles peuvent être aussi utilisées pour entraîner :

1. Appareils fixes :

- ✓ Compresseurs
- ✓ Pompes
- ✓ Générateur d'électricité

1. Appareils mobiles :

- ✓ Aviation
- ✓ Maritime (propulsion)
- ✓ Chemins de fer

II.4. avantages et inconvénients des turbines a gaz :

❖ Avantage :

- ✓ Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait pas être logé;

- ✓ A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue;
- ✓ Démarrage facile même à grand froid;
- ✓ Diversité de combustible pour le fonctionnement;
- ✓ Possibilité de fonctionnement à faible charge.
- ✓ 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).

❖ Inconvénients :

- ✓ Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel;
- ✓ Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- ✓ Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.
- ✓ baisse progressive de la puissance disponible lorsque la température de l'air extérieur augmente. On estime que la puissance diminue de 1 % pour chaque degré d'élévation ; ceci est dû à la diminution du débit massique de l'air ambiant quand sa température augmente.

✓ température de combustion (et donc rendement) limitée par la résistance mécanique des aubages fixes et mobiles de la turbine.

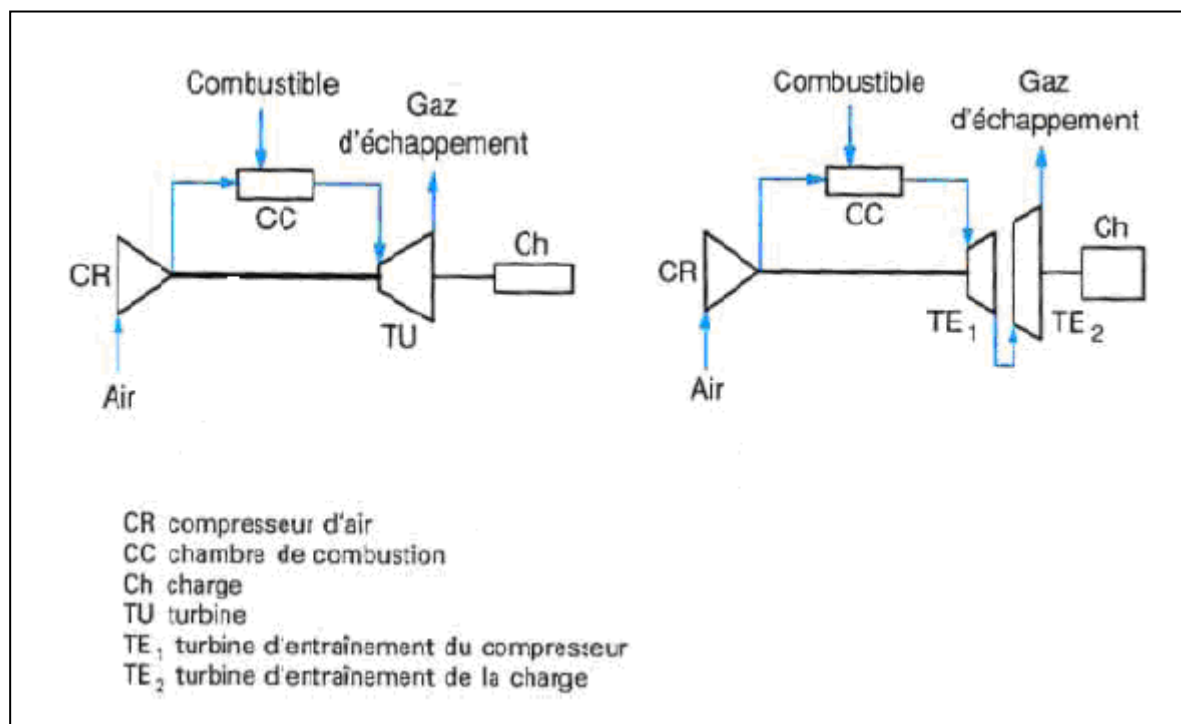
II.5.classification des turbines à gaz:

On peut classer les turbines selon différents points:

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ✓ Par le mode de construction.

1- par le mode de construction :

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie.



Turbine à un arbre

Turbine à deux arbres

Fig.II.1 Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres

1. A un seul arbre:

Dites aussi **mono-arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).

2. A deux arbres :

Dites aussi (**bi-arbres**); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), la deuxième est liée à la charge.

3. **Un troisième type peut être aussi cité** : Ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

2 .par le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

✓ Turbine à action :

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

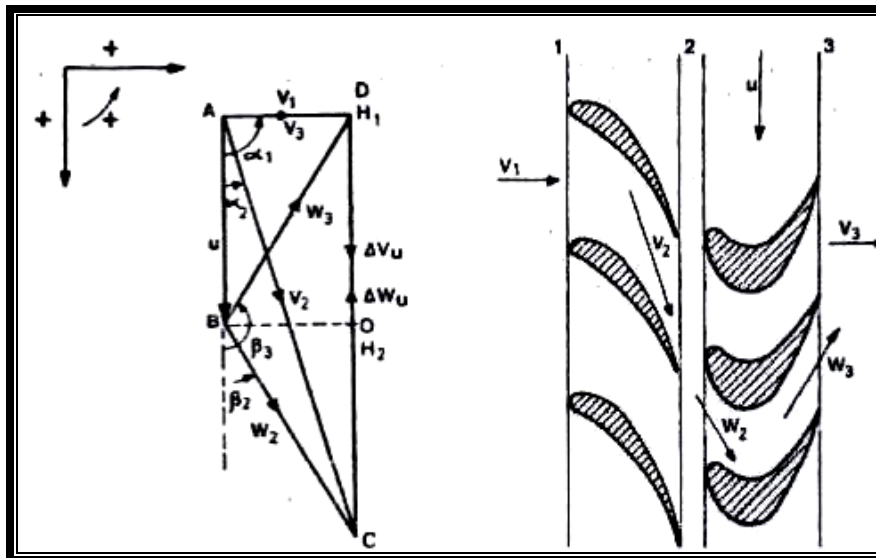


Fig.II.2 : écoulement par étage à action.

✓ **Turbine à réaction :**

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ε caractérisera le % d'énergie thermique totale.

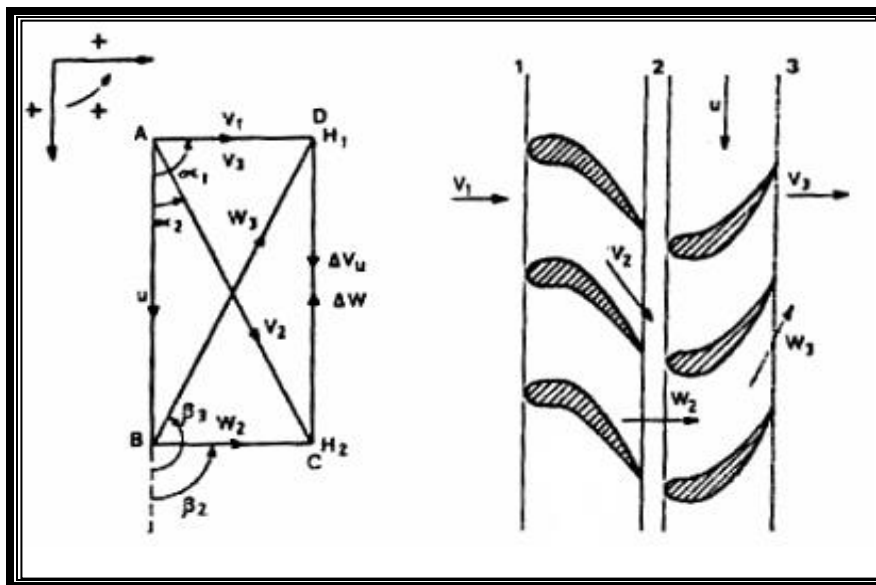


Fig.II.3 : écoulement par étage à réaction.

3 .par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

✓ **Turbine à gaz à cycle fermé** : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

✓ **Turbine à gaz à cycle ouvert** : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

✓ **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

✓ **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

II.6.principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

✓ elle extrait de l'air du milieu environnant.
✓ elle le comprime à une pression plus élevée.
✓ elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.

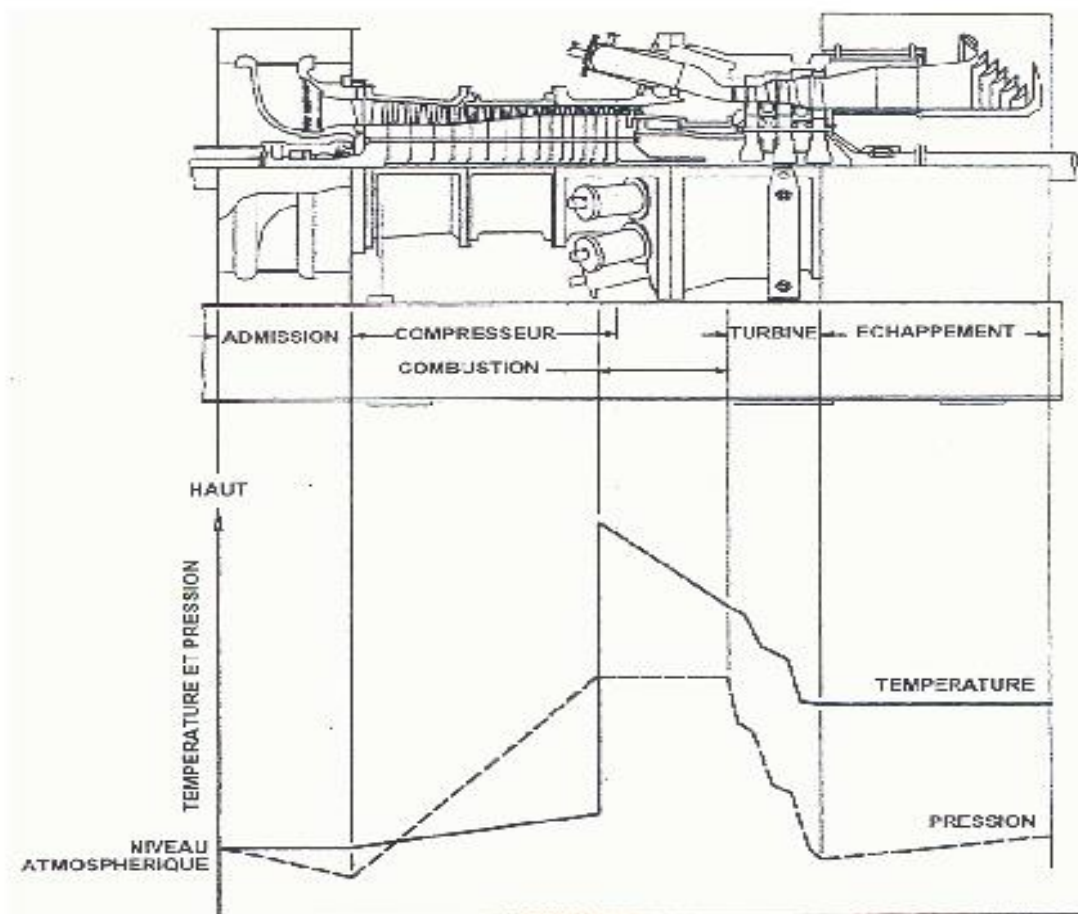
✓ elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir

l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui à lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.

✓ elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

✓ La fig.II.4 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

**La fig.II.4 Met en évidence que la combustion se produit dans des conditions de pression presque constantes.



FigII.4 :Les variations de pression et de température dansles différentes sections de la turbine.

III.1. Données sur les équipements:

- MarqueGENERALE ELECTRIQUE
- FabricantNUOVO PIGNONE
- Série du modelMS 5002b
- CycleSimple
- Rotation de l'arbresens inverse des aiguilles d'une montre
- Type de fonctionnementContinu
- Vitesse de l'arbre HP.....5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre BP.....4670 tr/min
- Commande.....MARK II
- Température à l'échappement.....505°C
- Débit carburant2,14 m³/s
- Système de démarrageTurbine à détente
- Rendement thermique≈ 28%
- Atténuation du bruit.....silencieux d'admission et d'échappement

selon les exigences locales ;

❖ Section du compresseur :

- Nombre des étages du compresseur axial.....16 ;
- Type du compresseur.....écoulement axial, série lourde ;
- Plan de joint.....bride horizontale ;
- Type d'aubes directrice d'entrée.....variable ;
- Pression à l'admission1 bar ;
- Pression de refoulement...7 bars ;

❖ Section de la turbine :

- Nombre des étages de la turbine.....02 ;
- Plan de joint.....bride horizontale ;
- Directrice du premier étage.....fixe ;
- Directrice du deuxième étage.....variable ;

❖ **Section de combustion :**

- Type.....12 multiples foyers, types à flux inverses ;
- Configuration des chambres... ..concentrique autour du compresseur ;
- Combustible Gaz naturel ;
- Bougies d'allumage.....deux, types à électrodes à ressort, auto rétractant ;
- Détecteur de flamme.....deux, type ultraviolet ;

❖ **Ensemble paliers :**

- Quantité.....04 ;
- Lubrification.....sous pression ;

N°	Genre	Type
1	Coussinet lisse Butée active Butée inactive	Elliptique Patins oscillants, à compensation automatique Patins oscillants, à compensation
2	Coussinet lisse	Elliptique
3	Coussinet lisse	Coussinet lisse, elliptique
4	Coussinet lisse Butée active Butée inactive	Patins oscillants Patins oscillants, à compensation Patins oscillants, sans compensation

Tab III.1 : Ensembles des paliers

❖ **Pompes d'huile de graissage:**

Pompe de graissage principale.....Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire

Pompe de graissage auxiliaireEntraînée par moteur, verticale,
Centrifuge, immergée

Pompe de graissage de secours.....Entraînée par moteur,
verticale, centrifuge, immergéeFiltre (fluide de graissage)

Type.....Débit plein avec vanne de transfert
Quantité.....Deux

❖ Pompes d'alimentation hydraulique:

Pompe d'alimentation hydrauliquePrincipale...Entraînée par réducteur auxiliaire,
volumétrique, variable, piston axial

Pompe d'alimentation hydraulique

AuxiliaireEntraînée par moteur, à engrenages

Type.....Débit plein

Quantité.....Deux, avec vanne de transfert

III.2. Principe de fonctionnement:

Grâce à un système de lancement (démarrage), 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 (gaz chauds) à pression constante. Les gaz chauds ainsi produits viennent donc se détendre sur la roue haute pression (Le mouvement devient autonome et la partie auxiliaire de lancement est détachée) Puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère.

Donc on produit un travail utile pour entraîner les compresseurs centrifuges(la machine réceptrice), à partir du rotor de la roue BP avec une certaine puissance qu'on veut obtenir.

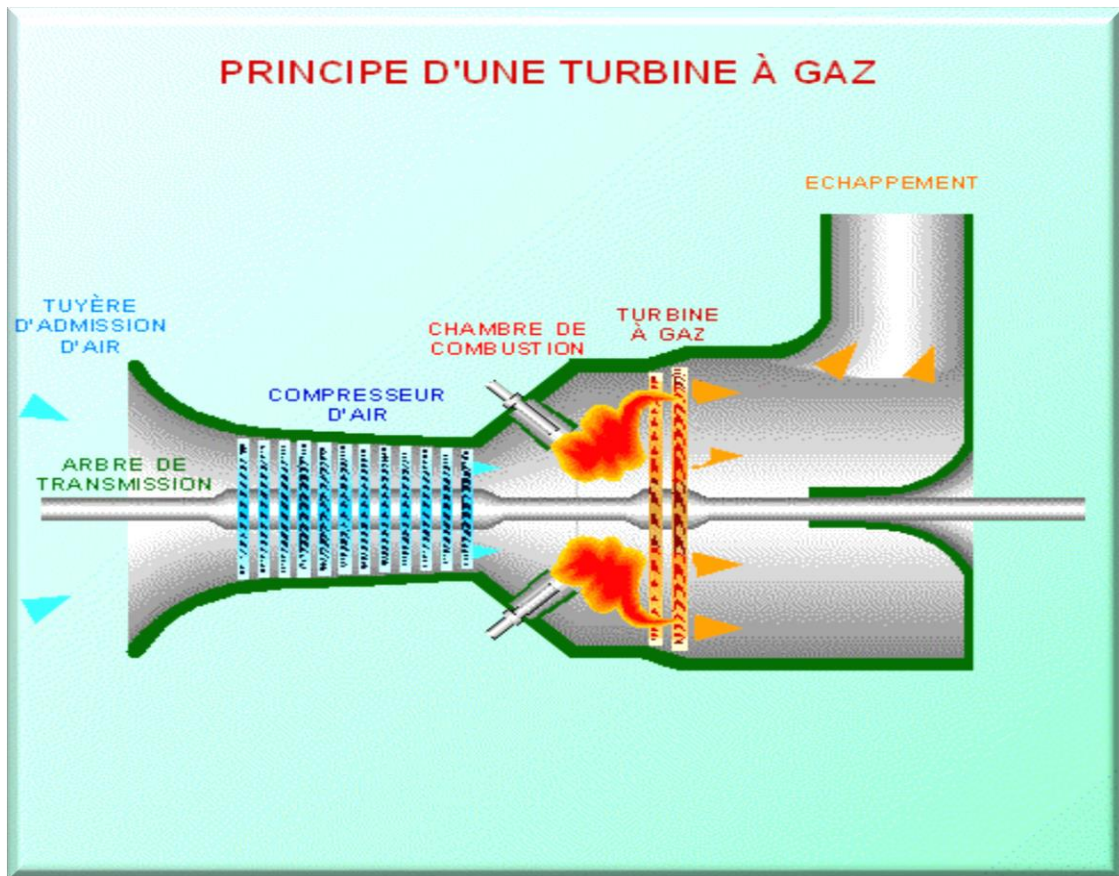


Fig.III.1:Schéma fonctionnel

III.3. Sections principales d'une TAG:

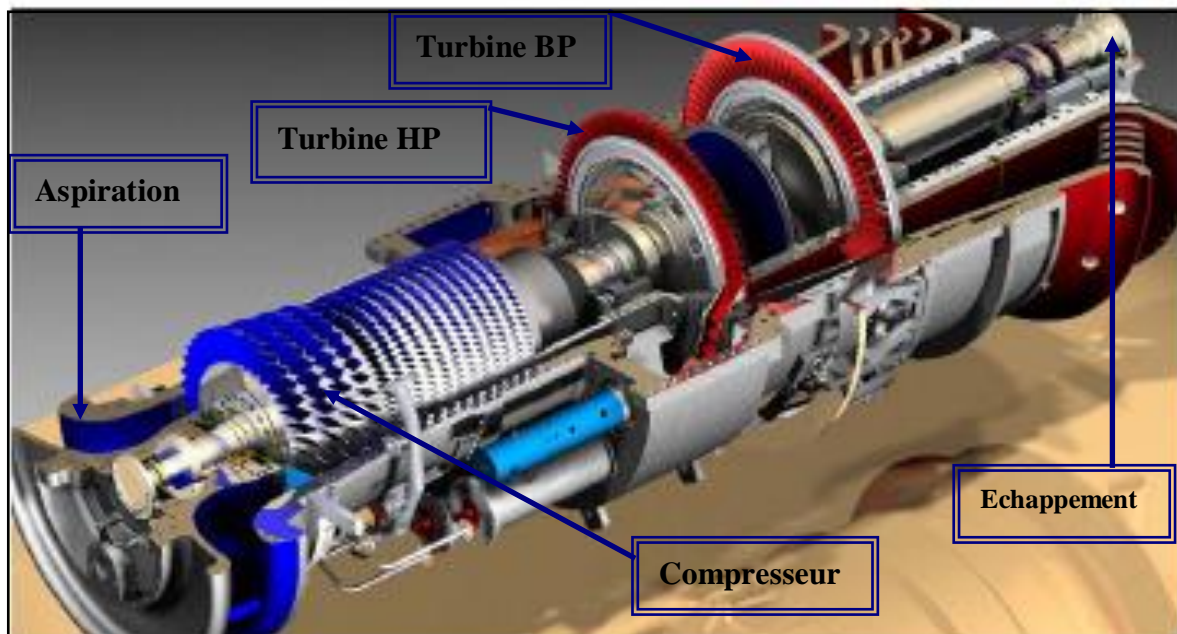


Fig: III.2Turbineàgaz 5002

III.3.1. Section compresseur:

La section compresseur axiale comprend le rotor et le corps du compresseur qui comportent seize (16) étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

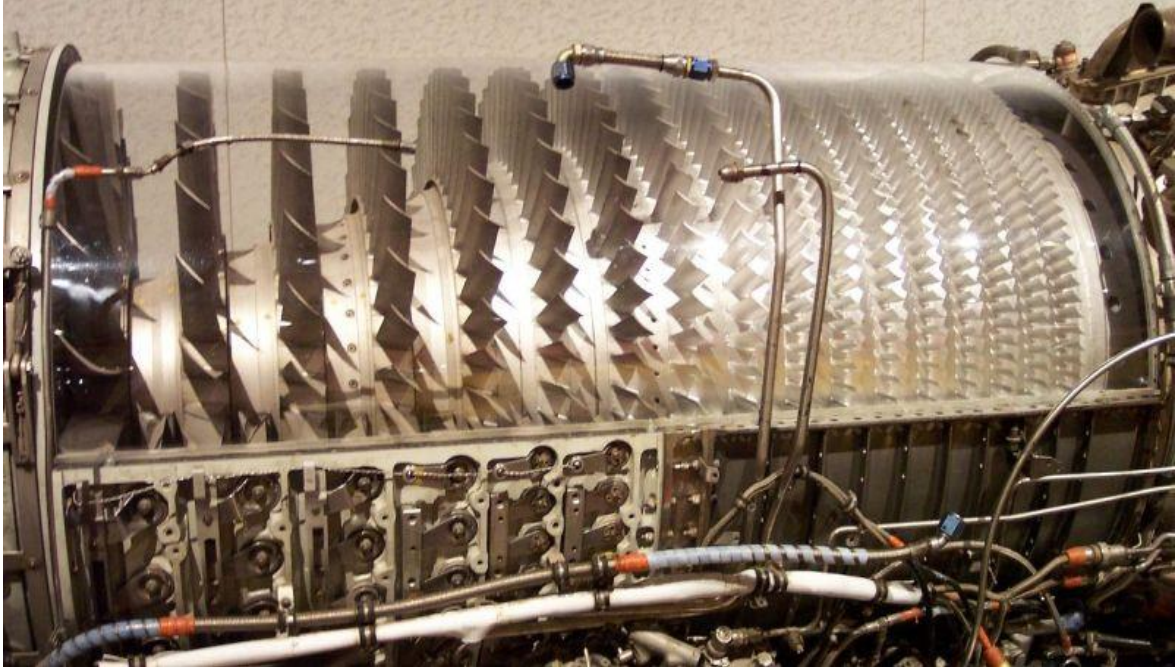


Fig.III.3 Compresseur axial

Dans le compresseur, l'air est comprimé par une série d'aubes du rotor qui donnant la force nécessaire, pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les aubes du stator guident l'air, pour le faire pénétrer dans l'étage suivant du rotor.

Les aubes du rotor sont insérées dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures. Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour maintenir la conicité, ils sont maintenus par des tirants. Dans la section compresseur, la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments principaux qui sont:

Corps du compresseur coté aspiration : qui 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 du compresseur: 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 du compresseur: 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 et également assurer des fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt..

Corps du compresseur coté refoulement: c'est l'élément final de la section compresseur, c'est la pièce coulée la plus longue. Elle est située à mi-chemin entre les supports avant et arrière. Sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur qui relie les stators du compresseur et de la turbine, ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Le rotor fournit de l'énergie cinétique à l'air, dans le stator l'énergie cinétique se transforme en énergie de pression. Ce passage est nécessaire par le fait d'avoir une compression dans la pression de sortie supérieure à la pression d'entrée, ainsi qu'une conservation de débit, pour ne pas perturber le fonctionnement et éviter le pompage du compresseur.

III.3.2. Section combustion:

La section combustion de la turbine à gaz MS5002B comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de douze corps de combustion extérieure, douze ensembles chapeau et chemises de combustion, douze ensembles de pièces de transition et douze injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes à foyer et divers garnitures.

L'enveloppe de combustion est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial. Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle

de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyer, ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres.

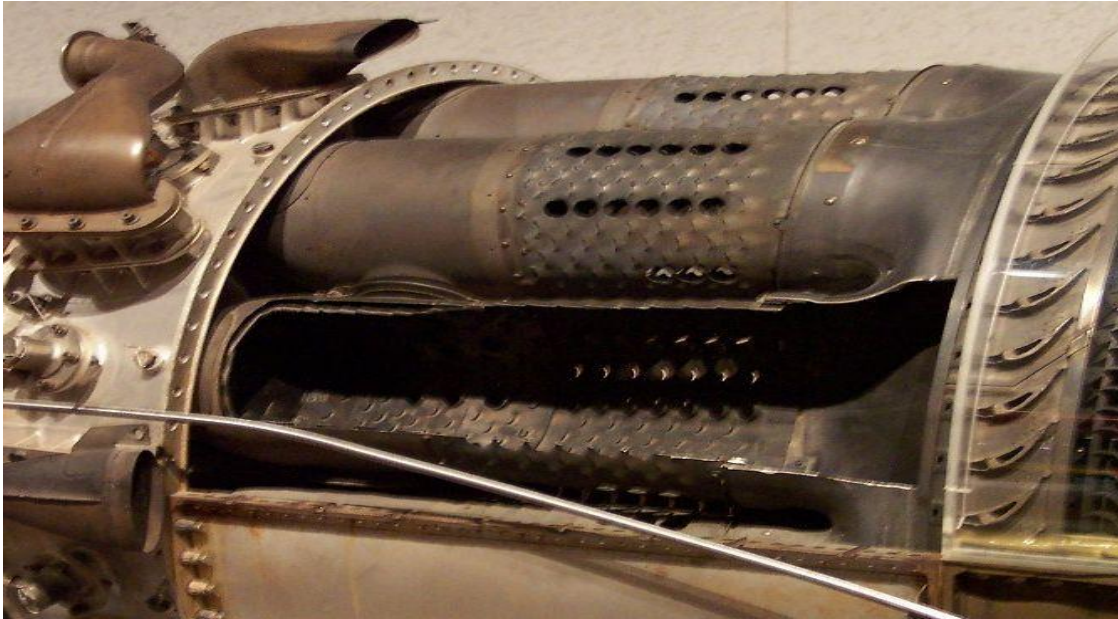


Fig.III.4 Chambres de combustion

Enveloppe de combustion:

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion qui referment les douze pièces de transition. C'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial. L'enveloppe est montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur.

Corps de combustion:

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes foyer. Les ensembles chapeau-chemise se trouvent à l'extérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustibles montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

> Le rôle de la chambre de combustion:

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes des chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes:

- ✓ La durée de vie la plus longue possible.
- ✓ Avoir un encombrement minimal.

- ✓ Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- ✓ Assurer une combustion la plus complète possible.
- ✓ Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées.
- ✓ Réduire les pertes de charges.

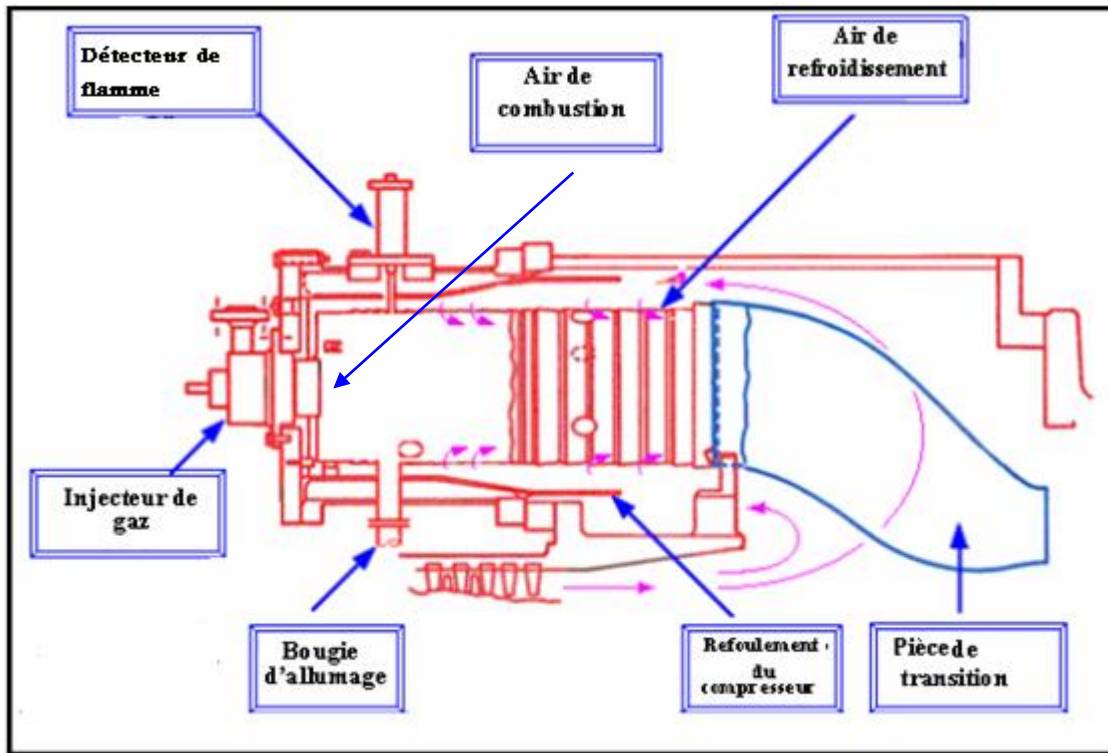


Fig:III.5.Chambre de combustion

♦ Bougie d'allumage:

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par les bougies d'allumage avec électrode rétractive. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (9et10) et reçoivent l'énergie de transformateur d'allumage, les autres chambres sont allumés à travers les tubes d'interconnexions.

♦ Détecteur de flamme ultra-violette:

Pendant la séquence de lancement, il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande.Pour cette raison un système de contrôle de flamme est utilisé.

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

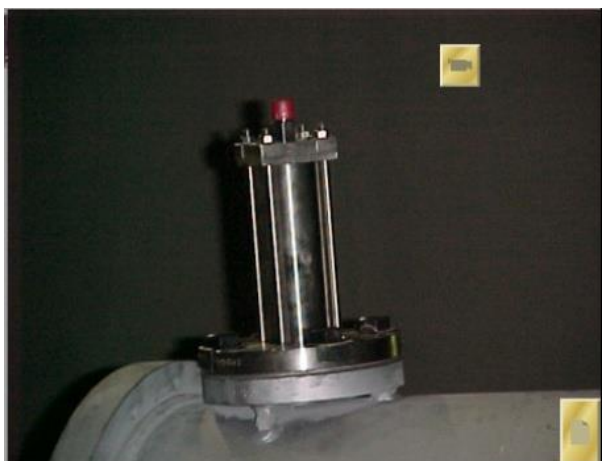


Fig:III.6 Bougie à flamme



Fig:III.7 Détecteur à flamme

III.3.3. Section turbine :

La section turbine comprend le corps rotor de la turbine (enveloppe 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, ensemble d'étanchéité et enfin la conduite de gaz inter étages.

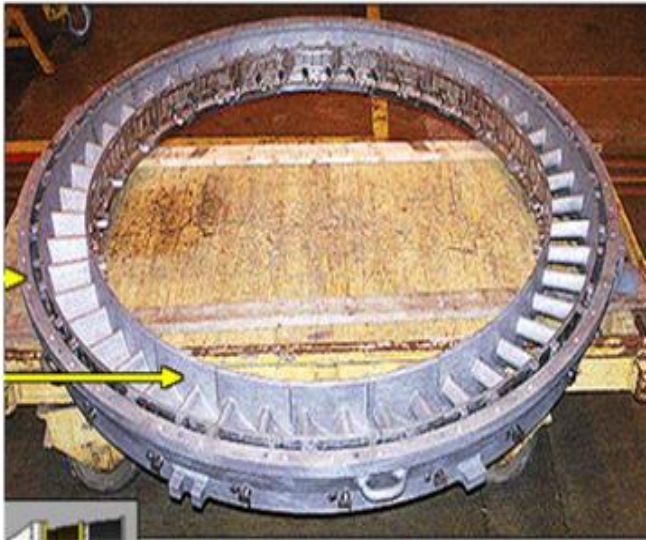
Le stator de cette section est en deux parties, séparées par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien. Le corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustion à travers des roues de la turbine vers le cadre d'échappement : la directrice premier étage, conduit de gaz inter étages et enfin les directrices du deuxième étage.

▪ Directrices premier étage:

Elles sont supportées dans la veine de gaz par un dispositif de fixation 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 creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

- **Directrices deuxième étage:**

Elles sont 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. On peut donner une rotation grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine. Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.



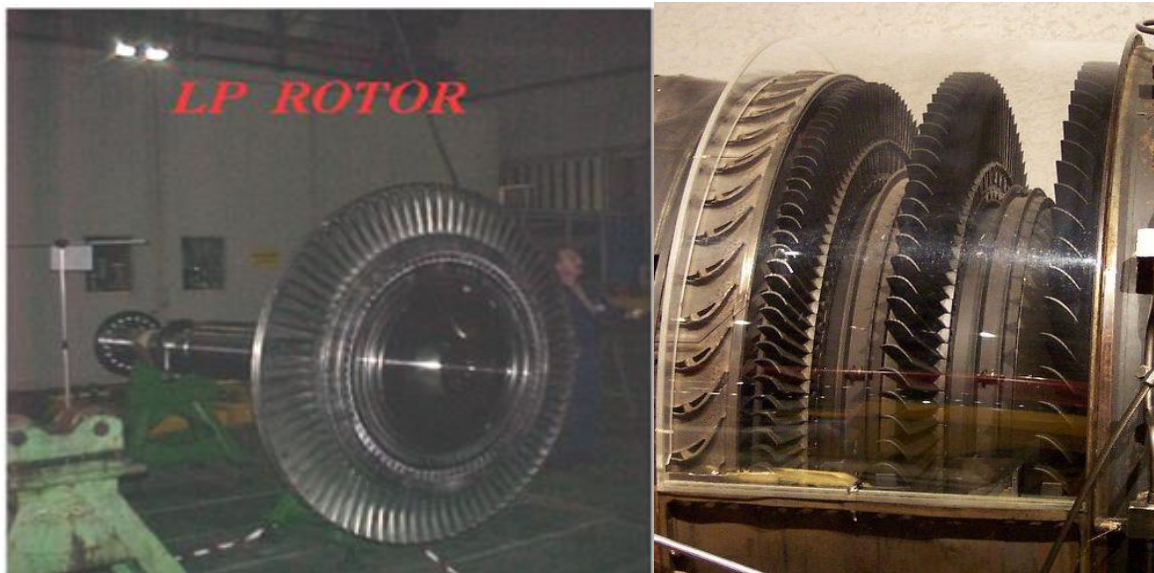
Directrice première étage



Directrice deuxième étage

- **Roue de turbine:**

Il existe deux roues séparées dans cette turbine à gaz, la première HP qui commande le compresseur axial, et la deuxième BP qui entraîne les trois compresseurs centrifuges. Les deux roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes.



Les roues de turbines

III.4. Système de commande d'une turbine à gaz :

III.4.1. Système auxiliaires et instrumentation de la turbine :

Toute turbine à gaz est contrôlée par un système de commande assurant les fonctions de séquences, de régulation, de protection et interfaçage Homme-Machine (**MMI** : Men- machine interface).le bon fonctionnement d'une turbine nécessite aussi des systèmes auxiliaires et une instrumentation diverse.

III.4.1.1. Système de lancement :

a)comme toute machine à combustion interne, les turbines à gaz nécessitent un dispositif de démarrage (démarreur) qui peut être :

- Un moteur diesel.
- Un moteur électrique (à vitesse variable).
- Une turbine de détente (à l'aide du gaz sous pression).

b)Le but des moyens de démarrage (accouplés à la turbine).

- Vaincre le couple très important au démarrage.
- Amener la turbine à une vitesse où le débit de l'air est suffisant pour l'allumage.
- Aider la turbine à l'accélération jusqu'à la vitesse de sustentation (self- sustaining) = auto maintient où la turbine n'a plus besoin de ce dispositif; donc autonome).

III.4.1.2. Système du gaz combustible :

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple.

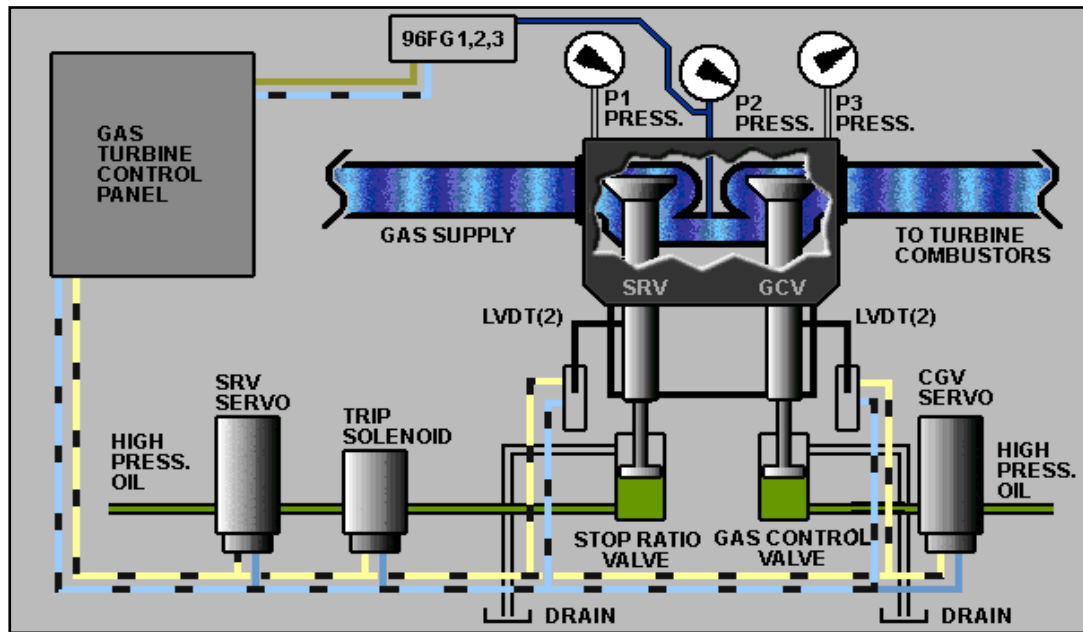


Fig. III.8: Système du gaz combustible

Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après un filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt/détente (SRV) et la vanne de contrôle du combustible (GCV). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers un distributeur annulaire. La vanne arrêt/détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine). A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal VCE qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle SPEEDTRONIC.

Le débit de combustible aux brûleurs sera proportionnel à la vitesse de la turbine (SRV). Ce système de régulation permet un dosage rapide et fiable du combustible sous toutes conditions. Un autre avantage non négligeable est qu'avec la régulation programmée des pressions en amont de la vanne GCV en fonction de la vitesse au moyen de la SRV, le rapport entre la surface de passage minimum et

maximum imposée par les conditions de charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes.

- **SRV** (Speed ratio / stop valve) : Elle est disposée en amont de GCV, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante (P_2) en rapport avec la vitesse HP, en amont de la GCV. Elle est commandée par une servo- valve électrohydraulique.

- **GCV** : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse BP (i, e de la charge).

III.4.1.3. Système de l'huile de graissage :

La turbine à gaz est graissée en circuit fermé, *par* un système d'alimentation sous pression en huile, qui comporte un réservoir d'huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (refroidisseur et réchauffeur d'huile), des filtres, des vannes et divers dispositifs et instruments de commande et de protection de systèmes.

L'huile de graissage irrigant les quatre paliers principaux de la turbine (éviter le contact métal- métal en établissant un film d'huile). Il fournit également l'huile au système hydraulique, l'huile d'arrêt et l'huile de lancement.

L'huile de graissage est pompée du réservoir par une pompe à engrenages (mécanique principale) durant la marche normale. Si cette dernière, n'est pas en mesure d'assurer la pression adéquate (après arrêt de la turbine), lors du démarrage, ou le refroidissement, une pompe auxiliaire à courant alternatif assure le graissage (contrôlée par un pressostat 63QA-1).

S'il y a absence du courant alternatif, durant la période de refroidissement, cette fonction est assurée par une pompe à courant continu (alimentée par des batteries).

La pression et la température de l'huile sont surveillées respectivement par des pressostats (interrupteur à pression) et thermostats (interrupteur à température).

III.4.1.4. Système de l'huile hydraulique :

La fonction principale du système d'alimentation hydraulique est de fournir de l'huile hydraulique à haute pression (plusieurs fois supérieure à l'huile de graissage) aux pistons (cylindre) de commande des vannes de gaz SRV, GCV, des IGV, et des nozzles. Elle est prélevée du système de graissage (basse pression) et augmentée par la pompe hydraulique principale (mécanique) et la pompe hydraulique auxiliaire entraînée par un moteur à courant alternatif en cas de nécessité (démarrage ou basse pression quelconque). Cette huile est filtrée une seconde fois et régulée par des soupapes, des clapets anti-retours et surveillée par des pressostats (ex **63HQ-1**). En cas d'appel d'huile brusque, des accumulateurs remplis d'azote sous pression sont prévus pour compenser cette perte de charge.

III.4.1.5. Système d'huile d'arrêt (ou de commande, ou de déclenchement) :

Cette huile est prélevée de l'huile de graissage à travers un orifice calibré. Son rôle est d'assurer la fermeture rapide de SRV et ouverture rapide des nozzles en cas d'arrêt normale ou d'urgence. Ceci en inversant le sens de passage de l'huile hydraulique dans les chambres des cylindres.

Cette huile peut être actionnée soit par le système de commande (électriquement) (**20HD**), soit indépendamment de lui par une vanne manuelle d'arrêt d'urgence, ou les dispositifs de survitesse mécanique (par la force centrifuge).

III.4.1.6-Système de ventilation et de protection anti-incendie :

a) La turbine et le compartiment des auxiliaires sont logés dans une enceinte dont le rôle est de :

- Minimiser les émissions sonores de la turbine.
- Ventilation des parties chaudes et protection du câblage et de l'instrumentation exposée à la chaleur.
- Contribuer à la protection contre l'incendie :

L'enceinte est ventilée par des extracteurs d'air en marche normale et devient hermétique en cas de déclenchement du système de protection anti-incendie.

b) système anti-incendie.

Ce qui permet de détecter la présence de feu à l'aide de thermostats calibrés et disposés dans les endroits à risque à l'intérieur de l'enceinte. A la détection d'un feu, le système se déclenche en déchargeant une matière pour l'extinction du feu (**ex**, poudre de CO).

III.4.1.7. Système d'admission:

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air de combustion dans la section d'admission du compresseur axial afin de garantir:

Le degré de filtration pour le fonctionnement correct du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.

Un débit d'air régulier vers la section d'admission du compresseur, et donc un fonctionnement fluide-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend les éléments principaux suivants: filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

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

La chute de pression provoque une réduction du débit massique de l'air, qui a comme conséquence la baisse de la puissance et l'accroissement de la consommation spécifique.

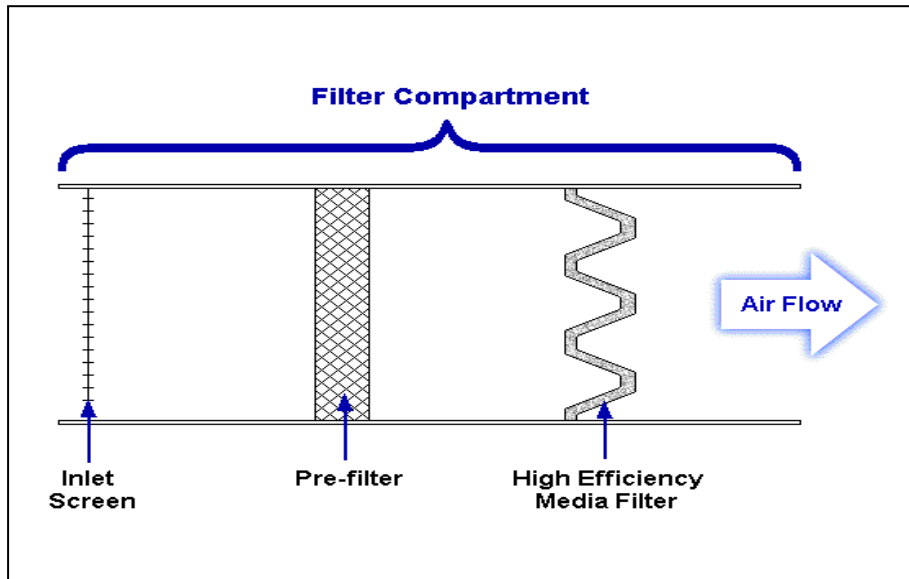


Fig.III.9 Filtre à air

III.4.1.8. Système d'échappement:

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

L'ensemble cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz. Il sert de support aux ensembles suivants:

Les paliers N° 3 et 4, l'ensemble des tuyauteries d'huile de graissage et de vidange, les tuyauteries pour le refroidissement de la turbine, les tuyauteries pour l'air d'étanchéité, des labyrinthes de palier, les segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dont laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. A partir de cette chambre les gaz sont conduits vers l'atmosphère. La chambre d'échappement est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine.

III.4.1.9. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité:

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz. L'air est obtenu du compresseur axial et de l'air d'environnement où la turbine à gaz se trouve. Les parties de la section de la turbine qui sont refroidies à l'air sont:

- Roue de la turbine du premier et deuxième étage;
- La directrice du premier étage;
- Le carter du rotor de la turbine;
- Les entretoises de support du cadre d'échappement et déflecteur d'addition, les tubes à flamme de la chambre de combustion, les coudes et les pièces de transition sont projetés pour utiliser l'air de combustion (air comprimé), pour un refroidissement efficace de ces parties.

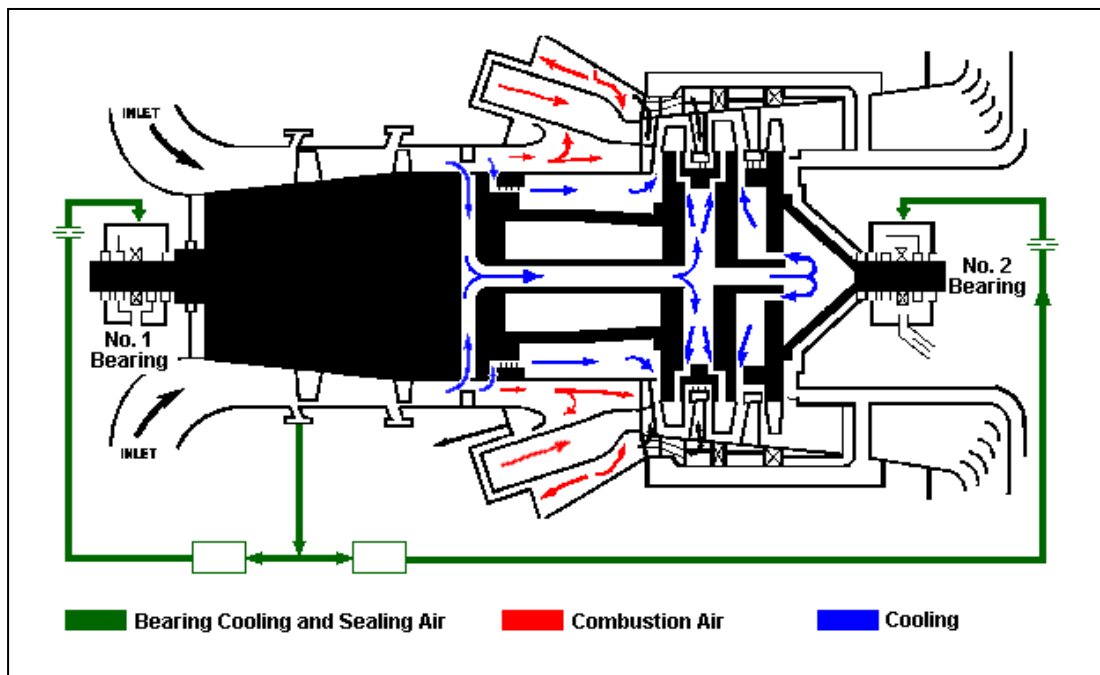


Fig:III.10 : Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

III.4.1.10. Système de l'embrayage de lancement:

Le système comprend l'embrayage à mâchoire, la fin de course et deux cylindres hydrauliques. Ces cylindres ont pour effet d'enclencher l'embrayage par la vanne d'ensemble d'auto-commande séquentielle hydraulique, alors que les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine. Lorsque la turbine

renvoie le couple, à travers l'embrayage, au dispositif de démarrage, l'embrayage déclenche et la fin de course envoie un signal logique au speed tronic pour mettre la procédure d'arrêt des dispositifs de démarrage.

III.4.1.11.Système d'anti- pompage :

Le dernier sous système important est le système de limite de pompage du compresseur axial constitué par une vanne qui contourne une partie de l'air extrait du 10^{ème} étage. Ceci a lieu surtout pendant le démarrage et l'arrêt de manière à prévenir tout phénomène de pompage du compresseur.

✓ Socle support et paliers de la turbine:

Il existe un socle turbine et le socle des accessoires, d'une part il supporte la turbine d'autre part il sert de surface de montage pour l'entrée et l'échappement ainsi comme réservoir pour l'huile de graissage.

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

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

✓ Réducteur:

Accouplé directement au rotor de la turbine, il est utilisé pour entraîner les divers auxiliaires. Il est placé sur le socle des auxiliaires et comprend le train d'engrenages nécessaire, à permettre une réduction de vitesses désirées. Les accessoires entraînés par le réducteur auxiliaire, sont la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principale.

✓ Vireur hydraulique:

Le vireur hydraulique est monté sur le sommet de réducteur des auxiliaires, il est utilisé pour faire tourner le rotor de la turbine pendant le refroidissement à l'arrêt, pour virer la turbine si nécessaire pour faire une inspection et d'aider le dispositif de démarrage dans le décollement de la turbine.

Le vireur comprend un cylindre avec piston, un engrenage à pignons et embrayage à renvoie. Lorsque le piston du cylindre est entraîné dans la course

motrice, la turbine est programmée dans le pignon à travers l'embrayage à une voie, ce qui permet au pignon de tourner sans programmer la turbine.

III.5. Système de commande d'une turbine bi arbre :

On utilise généralement les turbines à gaz à deux arbres dans les applications à entraînement mécanique comme dans le cas des entraînements de compresseur centrifuge.

La turbine à gaz à deux arbres de turbine mécaniquement indépendants. Le premier étage où turbine haute pression entraîne le compresseur axial et les accessoires entraînés par l'arbre. Un deuxième étage appelé turbine basse pression, entraîne la charge. L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de fonctionner à des vitesses différentes pour mieux correspondre aux exigences différentes de charge et de vitesse, tout en permettant à l'ensemble générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse idéale du compresseur axial.

III.5.1. Description d'un système de commande :

III.5.1.1. Généralités :

La technologie des systèmes de commande des turbines à gaz a beaucoup évolué depuis les années 40. Ces systèmes étaient au départ pneumatique et électropneumatique. Ils ont évolué vers des systèmes tous électroniques avec l'arrivée du transistor, puis l'introduction de plus en plus grande des circuits intégrés. La technologie actuelle est basée sur les microprocesseurs offrant toujours, plus de capacité et de vitesse de traitement des informations aboutissant ainsi à l'amélioration très sensible du contrôle (algorithmes de calcul complexes) donc la durée de vie du matériel ; d'autre part l'introduction des concepts de redondance (multiplicité) dans le contrôle a augmenté la fiabilité et la disponibilité de ces mêmes systèmes.

III.5.1.2. Description du panneau de contrôle :

Il est constitué d'une armoire ayant une bonne mise à la terre et isolé des champs électromagnétiques logeant :

- Les blocs d'alimentation
- Les modules électroniques du contrôle
- Les interfaces d'entrée/sortie (relais, optoisolateur,...)
- Connecteurs et borniers (connexion des instruments de la machine)
- Interface MMI homme-machine (visualisation des paramètres, alarmes, manette et boutons de marche/arrêt, mode de marche, charge, bouton d'arrêt d'urgence).

III.5.1.3. Séquence de démarrage d'une turbine :

Lorsque la turbine est démarrée, la commande des directrices deuxième étage demande l'ouverture totale car la vitesse et la température sont en dessous de leur point de consigne, donc les directrices s'ouvrent pour donner le maximum d'énergie à l'ensemble haute pression.

Les IGV sont complètement fermées pour éviter les pulsations du compresseur axial durant la phase de démarrage (vitesses lentes).

La turbine de lancement amène l'ensemble haute pression à la vitesse d'allumage (environ 20%) après avoir effectué les deux minutes de purge pour s'assurer qu'il n'y a pas de combustible dans l'unité ou dans le système d'échappement.

En suite on établit le VCE d'allumage, dès qu'une flamme est détectée, le VCE est réduit à la valeur de réchauffage pour minimiser le choc thermique sur les pièces qui sont sur le parcours emprunté par les gaz chauds.

Le VCE augmente à un taux exponentiel pour aider l'accélération de la roue HP, à ce moment la température à l'échappement est autorisée à augmenter.

Après une brève période de temps, la turbine va commencer à accélérer plus vite. Dans la plage de 40 à 50% de la roue HP, la turbine basse pression va aussi décoller et commencer à accélérer.

Au fur et à mesure que la vitesse de la roue HP augmente, le rendement de la turbine s'améliore et la température à l'échappement va arrêter d'augmenter et commencer à décroître.

Et au environ de 60% de la vitesse HP, la turbine haute pression va se désaccoupler du dispositif de démarrage (turbine de lancement).

La turbine HP et BP vont accélérer jusqu'à leur point de consignes.

La phase d'accélération du démarrage se termine lorsque la séquence complète s'est effectuée.

A ce moment la vitesse de l'arbre haute pression est commandée par les directrices du deuxième étage, et les pompes auxiliaires s'arrêtent.

La turbine passe alors en commande de vitesse et peut maintenant être chargée.

III.5.2. Instrumentation de la turbine :

✓ Capteur de vitesse : placé en face à une roue dentée solidaire à l'arbre tournant permet d'engendrer par induction un signal électrique dont la fréquence est proportionnelle à la vitesse de rotation (**ex : 77S, 77HC,.....**).

✓ Capteur de température : ou thermocouple qui est un dipôle constitué de deux métaux différents solidaires par une extrémité qui, si elle est chauffée, crée une tension de quelque MV aux bornes dipôle proportionnelle à sa température.

✓ Transmetteur de pression (**ex : 96FG**) : capteur analogique monté sur une conduite dont il mesure la pression en la convertissant, d'une façon linéaire, en tension ou en courant.

✓ Capteur de vibration (39V) : il est du type sismique (vélocité), il permet de mesurer les vibrations absolues par induction sur les arbres HP et BP.

✓ Capteur de position (LVDT) : il est constitué d'un transformateur de position fixe muni d'un noyau droit solidaire à l'axe du piston en mouvement et permet de mesurer sa position par la variation linéaire de la tension de sortie du transformateur.

- ✓ Servo-valve : Élément électrohydraulique de commande de mouvement des cylindres par le changement des voies de passage de l'huile hydraulique (distributeur) à l'aide d'un courant électrique parcourant ces bobines (moteur).
- ✓ Contact à pression (pressostat : 63) : contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de pression. C'est un élément réglable dans une gamme de valeurs.
- ✓ Contact à température (thermostat : 26) : contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de température.
- ✓ Contact fin de course (33) : interrupteur actionné par un élément en mouvement pour indiquer une position extrême.
- ✓ Détecteur de niveau (71) : interrupteur actionné par un flotteur pour indiquer un niveau extrême.
- ✓ Electrovanne (20) : fonctionnant comme électroaimant et assimilé à un robinet à action électrique pour fermer ou ouvrir le passage à différents fluides, air, gaz, huile.
- ✓ Détecteur de flamme (28 FD) : principalement, constitué d'un condensateur se trouvant dans une ampoule remplie de gaz s'ionisant à l'exposition des ultras violets émis par une flamme. L'ionisation de charge de condensateur alimenté par un courant continu engendrant un signal variable dont la fréquence est proportionnel à l'intensité des rayons ultra violets.
- ✓ Bougie d'allumages : alimentées par un THT, permettent de fournir des étincelles (arc) pour l'allumage.

IV.1.Introduction:

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standard, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes).

- A- D'après les données standards du constructeur;
- B- D'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de l'ITG.

Pour le calcul nous avons pris une **ITG** de $\varepsilon=7$ et de puissance de 26MW, d'après les données du constructeur qui sont les suivantes:

IV.2. Données de départ:

1-Paramètres de l'air ambiant:

Température de l'air ambiant: $t_1=15^\circ \Rightarrow T_1=288^\circ \text{K}$.

Pression de l'air ambiant: $P_1=1.013 \text{ bar}$.

2-Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz:

Taux de compression du compresseur axial $\varepsilon=7$;

Rendement de compresseur axial $\eta_{ic}=0.87$;

Rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc}=0.98$;

Température à la chambre de combustion $t_3=950^\circ \text{C} \Rightarrow T_3=1223^\circ \text{K}$.

Rendement mécanique de la transmission: compresseur-turbine : $\eta_{mc}=0.98$;

Rendement isentropique de la turbine THP: $\eta_{ithp}=0.88$;

Vitesse de la turbine THP: $N=5100 \text{ tr/mn}$.

3-Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP:

Rendement isentropique de la turbine TBP: $\eta_{iTBP}=0.88$;

Puissance utile $P_u=26 \text{ MW}$;

Rendement mécanique de transmission: turbine-compresseur (machine réceptrice): $\eta_m=0.98$;

Vitesse de la turbine TBP: $N=4670\text{tr/mn}$.

4- Caractéristiques du fluide moteur:

Pouvoir calorifique du combustible : $P_{ci}=44550\text{Kj/Kgc}=10645\text{Kcal/Kgrc}$.

5- Rendement thermique de l'ITG: $\eta_{th}=28\%$

IV.3. Les points particuliers du cycle de l'installation:

1: Entrée dans le filtre;

1a:1b: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur;

2a:2b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur;

2: Entrée de la chambre de combustion;

3: Sortie de la chambre de combustion;

3a:3b: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP;

4a:4b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP;

4c:4d: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP.

5a:5b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP;

1b: Section avant le premier étage du compresseur;

2a: Section après le dernier étage du compresseur;

3b: Section avant étage de la THP;

4a: Section après le dernier étage de la THP;

4d: Section avant le premier étage de la TBP;

5a: Section après le dernier étage de la TBP ;

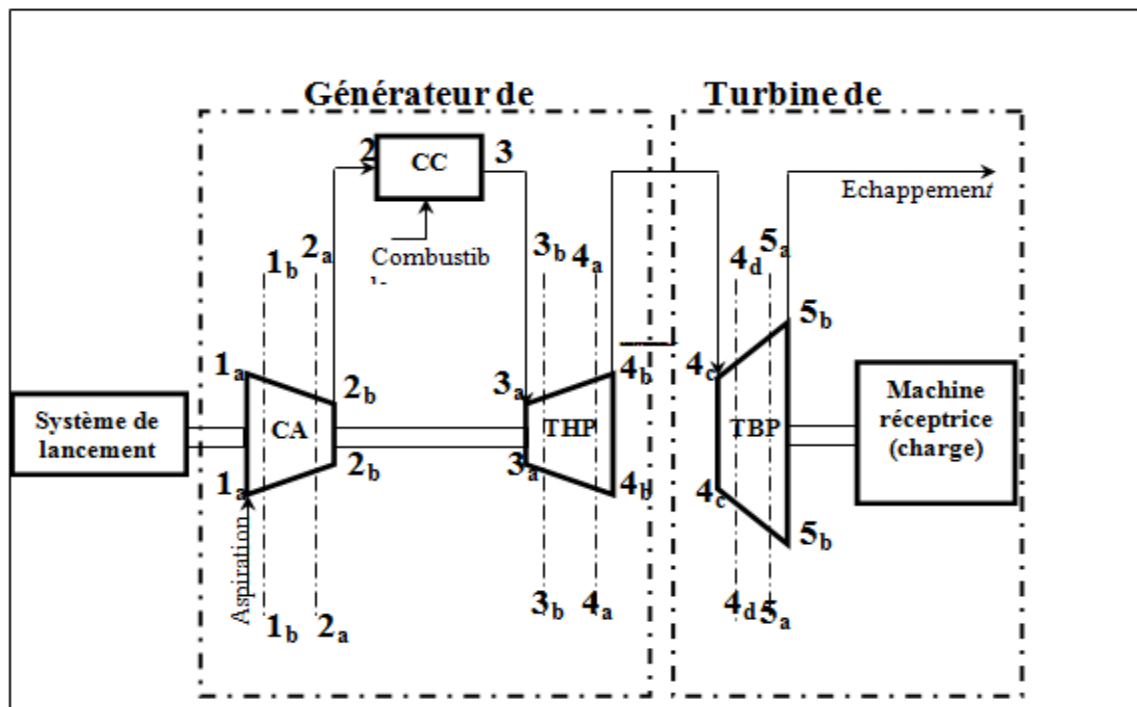


Fig.IV-1:Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz

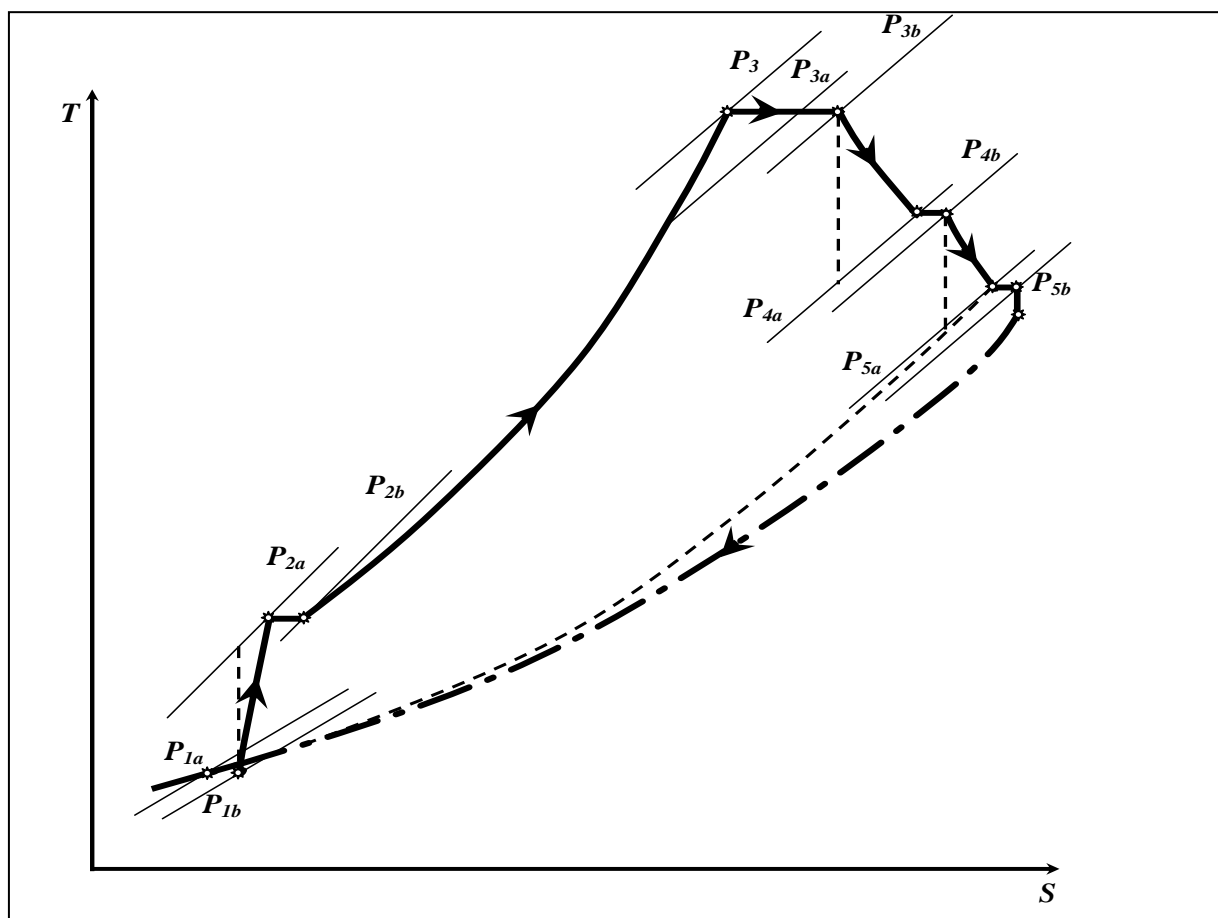


FIG.IV.2.Diagramme T-S

IV.4. Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes dans les différents éléments de l'installation

IV.4.1. Calcul du coefficient d'excès d'air α :

Débit massique théorique d'air G_0 ou pouvoir comburivore du carburant:

$$G_0 = \lambda_k \cdot PCi$$

Ou: $\lambda_k = 1.43 \cdot 10^{-3}$: caractéristique de MEKONOVALOV.

PCi : Pouvoir calorifique inférieur du gaz

$$PCi = 44550 \text{ KJ/Kgc} = 10645 \text{ Kcal/Kgc}$$

$$\text{D'où : } G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10645 = 15,2 \text{ Kg}_{air} / \text{Kgc}$$

Coefficient d'excès d'air :

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$PCi \cdot \eta_{cc} \approx \alpha \cdot G_0 \cdot C_{pa} (T_3 - T_{2a}^*)$$

Où: η_{cc} : rendement de la chambre de combustion;

C_{pa} : chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre températures d'entrée T_{2a}^* et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

$$T_{2a}^* = 530 \text{ K} \Rightarrow T_m = \frac{(T_{2a}^* + T_3)}{2} = \frac{530 + 1223}{2} = 876,5 \text{ K}$$

$$T_m = 876,5 \text{ °K} \Rightarrow C_{pa} = 1110 \text{ J/kg.K.}$$

$$\alpha = \frac{(PCi \cdot \eta_{cc})}{G_0 \cdot C_{pa} (T_3 - T_{2a}^*)} = \frac{44550 \cdot 0,98}{15,2 \cdot 1,11 (1223 - 530)} = 3,8 \approx 4$$

Soit :

$$\boxed{\alpha = 4}$$

IV.4.2. Calcul de la masse volumique :

La masse volumique de l'air à l'entrée du filtre:

$$T_1^* = T_0 = 288 \text{ K}$$

$$\rho_1 = \rho_1^* = \frac{P_1^*}{r \cdot T_1^*} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,23 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_1 = \rho_1^* = 1,23 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_1 = \rho_1^* = 1,23 \text{ Kg / m}^3; T_1^* = 288 \text{ K}; P_1^* = 1,013 \text{ bar}$$

IV.4.3. Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur:

IV.4.3.1. La pression d'arrêt:

$$P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P$$

$$\text{Où: } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

ΔP_2 : pertes de Pression dans la conduite.

ΔP_3 : pertes de Pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

- La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une Installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude à 50 à 250 mmH₂O, on prend $\Delta P_1 = 0,015 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

- Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air C_a qui est de 30 à 50 m/sec.

En prend $C_a = 40 \text{ m/s}$; les pertes de pression sont égales à:

$$\Delta P_2 = \xi \frac{1}{d} \rho \frac{C_a^2}{2}$$

Où : l et d sont la longueur et le diamètre de la conduite.

ξ : Coefficient expérimental.

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est égale à $\Delta P_2 = 50 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

-La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante:

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2} \text{ et on : } \eta = \frac{C_p(T_{1b} - T_{1a})}{C_1^2/2}.$$

Où : η : rendement du diffuseur.

C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse C_{1b} est à la sortie du diffuseur (ou avant le premier étage du compresseur).

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ($M < 1$).

Le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95.

On a : C_{1b} varie de 100 à 200 m/s, Prenons : $C_{1b}=100\text{m/sec}$ et $\eta=0,9$;

$$\Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} 1,23 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 574 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,015 + 0,005 + 0,00574) \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,0257 \text{ bar.}$$

Les paramètres d'arrêts au point b sont alors:

$$P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P = (1,013 - 0,0257) \cdot 10^5 \Rightarrow P_{1b}^* = 0,9873 \text{ bar}$$

$$T_{1b}^* = T_1^* = 288^\circ \text{K}$$

$$\rho_{1b}^* = \frac{P_{1b}^*}{r \cdot T_{1b}^*} = \frac{0,9873 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,1945 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{1b}^* = 0,9873 \text{ bar} ; T_{1b}^* = T_1^* = 288^\circ \text{K} ; \rho_{1b}^* = 1,1945 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.3.2. Les paramètres statiques au point 1b:

$$T_{1b} = T_{1b}^* - \frac{C_{1b}^2}{2Cp} = 288 - \frac{100^2}{2 \cdot 1005} = 283^\circ \text{K}$$

$$P_{1b} = P_{1b}^* \left[\frac{T_{1b}}{T_{1b}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 0,9873 \left[\frac{283}{288} \right]^{0,268} = 0,928 \text{ bar}$$

$$\text{Où: } m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,286$$

γ : coefficient adiabatique de l'air.

$$\text{Et } \rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = \frac{0,928 \cdot 10^5}{287 \cdot 283} = 1,434 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{1b} = 0,928 \text{ bar} ; T_{1b} = 283 \text{ K} ; \rho_{1b} = 1,434 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.4. Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point 2a):

Les paramètres d'arrêt :

IV.4.4.1. La pression d'arrêt:

$$P_{2a}^* = \varepsilon_{cr} \cdot P_{1b}^* \Rightarrow P_{2a}^* = 7.0, 9873 = 6,911 \text{ bars}$$

IV.4.4.2. La température d'arrêt:

$$T_{2a}^* = T_{1b}^* \left[1 + \frac{\varepsilon_{cr}^m - 1}{\eta_{ic}} \right]$$

$$\text{tel que } T_{1b}^* = 288^\circ \text{K}$$

Où η_{ic} : rendement isentropique du compresseur.

Evaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 540^\circ \text{K}$. Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur:

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} = \frac{283 + 540}{2} = 411,5 \text{ K}$$

En utilisant cette température moyenne et les graphes : $C_p = f(t)$, $\gamma = f(t)$,

Déterminons les valeurs moyennes de C_p et γ

$$\gamma = 1,395 \Rightarrow m = \frac{1,395 - 1}{1,935} = 0,283$$

$$\text{et } C_p = 1,010 \text{ kJ/kg.K}$$

Comme $r = m \cdot C_p \Rightarrow r = 0,283 \cdot 1,010 = 286 \text{ J/kg.K}$

$$\text{D'où : } T_{2a}^* = 288 \left[1 + \frac{7^{0,283} - 1}{0,87} \right] = 529^\circ \text{K}$$

$$\text{Et } \rho_{2a}^* = \frac{6,911 \cdot 10^5}{286 \cdot 531,13} = 4,594 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{2a}^* = 6,911 \text{ bars; } T_{2a}^* = 531,13 \text{ K; } \rho_{2a}^* = 4,594 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.4.3. Les paramètres statiques:

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur, d'habitude varie de 100 à 150 m/s.

Prenons cette vitesse $C_{2a}=120$ m/s, alors les paramètres statiques sont:

$$T_{2a} = T_{2a}^* - \frac{C_{2a}^2}{2Cp_a} = 531,13 - \frac{120^2}{2.1030} = 524,14^\circ K$$

Où : $Cp_a=1030\text{J/kg.K}$ pour $(T=531,13^\circ K)$ et $\gamma=1,385$

$$P_{2a} = P_{2a}^* \left[\frac{T_{2a}}{T_{2a}^*} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} = 6,911.10^5 \left[\frac{524,14}{531,13} \right]^{\frac{1}{0,28}} = 6,59\text{bars}$$

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r.T_{2a}} = \frac{6,59.10^5}{286,3.524,14} = 4,393\text{kg/m}^3$$

$$P_{2a}=6,59\text{bars}; T_{2a}=524, 14\text{K}; \rho_{2a}=4,393\text{kg/m}^3$$

IV.4.5. Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion:

$$P_2^*=P_{2a}^* - \Delta P$$

$$\text{Où : } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

Tel que : ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P_1 = (1-\eta)\rho_{2b} \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

Où : $\eta=0,5$ à $0,7$; rendement du diffuseur à la sortie du compresseur.

$C_{2b}=40\text{m/s}$: vitesse dans la conduite

$$\Delta P_1 = (1-0,6)4,594 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 11760,64\text{Pa}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b:2);

$$\Delta P_2 = 0,01.P_{2a}^* = 0,01.6, 911.10^5 = 6911\text{Pa}$$

$$\text{D'où : } \Delta P = 11760,64 + 6911 = 18671,64\text{Pa}$$

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P = 6,911 - 0, 18672 = 6,72\text{bars}$$

$$T_2^* = T_{2a}^* = 531,13 \text{ K}$$

$$\rho_2^* = \frac{P_2^*}{r \cdot T_2^*} = \frac{6,72 \cdot 10^5}{286,3 \cdot 531,13} = 4,42 \text{ kg/m}^3$$

$$P_2^* = 6,72 \text{ bars ; } T_2^* = 531,13 \text{ K ; } \rho_2^* = 4,42 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.6. Les paramètres du gaz après la chambre de combustion:

On évalue les paramètres aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à 1% de la chambre de combustion;

$$P_3^* = P_2^* - \zeta. P_2 = 6,72 - 0,01 \cdot 6,72 = 6,65 \text{ bars}$$

$$T_3^* = 1223 \text{ °K} \Rightarrow \begin{cases} \gamma = 1,312 \\ C_p = 1210 \text{ J/kg.deg} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m = 0,2378 \\ r = 287,75 \text{ J/kg.deg} \end{cases}$$

$$\rho_3^* = \frac{P_3^*}{r \cdot T_3^*} = \frac{6,65 \cdot 10^5}{287,75 \cdot 1223} = 1,8896 \text{ kg/m}^3$$

$$P_3^* = 6,65 \text{ bars ; } T_3^* = 1223 \text{ K ; } \rho_3^* = 1,8896 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.7- Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP):

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P ; \quad \text{où} \quad \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans la conduite : $\Delta P_1 = 0,5\% \cdot P_3^*$

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot 6,65 = 0,03325 \text{ bar}$$

ΔP_2 : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la conduite

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{3a}^* \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} = \frac{1-0,9}{0,9} 1,8896 \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1102,26 \text{ bars}$$

$$P_{3b}^* = 6,65 - 0,011023 - 0,03325 = 6,61 \text{ bars ; } T_{3b}^* = 1223 \text{ °K}$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}^*}{r \cdot T_{3b}^*} = \frac{6,61 \cdot 10^5}{287,15 \cdot 1223} = 1,88 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{3b}^* = 6,61 \text{ bars ; } T_{3b}^* = 1223 \text{ K ; } \rho_{3b}^* = 1,88 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.7.1-Les paramètres statiques:

$$T_{3b} = 1223 - \frac{110^2}{2.1210} = 1218K$$

$$P_{3b} = P_{3b} * \left[\frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 6,63 \left[\frac{1218}{1223} \right]^{\frac{1}{0,2378}} = 6,52bars$$

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r.T_{3b}} = \frac{6,52.10^5}{287,15.1218} = 1,8678kg/m^3$$

$$P_{3b}=6,52bars ; T_{3b}=1218^{\circ}K ; \rho_{3b}=1,8678kg/m^3$$

IV.4.8. Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP):

Le rapport des pressions de la THP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine):

$$\mathfrak{T}_{Cr}=\mathfrak{T}_{THP} \Rightarrow M_a W_C. (1/\eta_{mcr}) = M_g. W_{THP}. \eta_{mTHP}$$

Où: M_a et M_g : débit massique de l'air et des gaz;

W_{cr} et W_{THP} : travaux massiques du compresseur et de la turbine HP ;

η_{mcr} et η_{mTHP} : rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple).

Admettons que : $\eta_{mcr} = \eta_{mTHP} = 0,98$ et en première approximation

$$M_a = M_g$$

Alors nous obtenons :

$$W_{cr} = \eta_{mTHP}. \eta_{mcr}. W_{THP} ;$$

$$m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} ; \quad r = m.C_p. \quad r : \text{constante massique de l'air.}$$

$$C_{p_a}.T_{1b} * \frac{1}{\eta_{cr}} (\varepsilon_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr}. C_{p_g}.T_{3b} * \eta_{THP} (1 - \varepsilon_{THP}^{-m_g})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{p_a}=1010J/kg.K \\ T_{1b}^*=288^{\circ}K \\ T_{2b}^*=531,13^{\circ}K \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_m=404,64^{\circ}K \\ \gamma=1,395 \\ m=0,283 \end{array} \right.$$

$$r = m \cdot C_{p_a} = 286 \text{ J/kg.K}$$

$$\text{Pour } T_{mg} = 876 \text{ K}$$

$$\begin{cases} C_{p_g} = 1190 \text{ J/kg.K} \\ \gamma = 1,32; \quad m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0,2424 \end{cases}$$

$$\text{Donc : } 1010.288 \cdot \frac{1}{0,87} (7^{0,283} - 1) = 0,98.0,98.1190.1223.0,83 (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,2424})$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,506$$

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \varepsilon_{THP} \quad \Rightarrow P_{4a}^* = \frac{6,63}{2,506} = 2,645 \text{ bars}$$

$$(T_{4a}^*)^s = T_{3b}^* / \varepsilon_{THP}^{mg} = 1123 / (2,506)^{0,2424} = 978,84 \text{ K}$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{THP} (T_{3b}^* - (T_{4a}^*)^s)$$

$$T_{4a}^* = 1223 - 0,88 (1223 - 978,84) = 1008,14 \text{ K}$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{r \cdot T_{4a}^*} = \frac{2,645 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1008,4} = 0,912 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4b}^* = 2,645 \text{ bars}; T_{4a}^* = 1008,14 \text{ K}; \rho_{4a}^* = 0,912 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.8.1. Les paramètres statiques:

$$T_{4a} = T_{4a}^* - \left(\frac{C_{4a}^2}{2 \cdot C_p} \right) = 1008,14 - \frac{90^2}{2 \cdot 1160} = 1004,64^\circ \text{ K}$$

$$P_{4a} = P_{4a}^* \left(\frac{T_{4a}}{T_{4a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 2,645 \left(\frac{1004,64}{1008,14} \right)^{\frac{1}{0,248}} = 2,61 \text{ bars}$$

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r \cdot T_{4a}} = \frac{2,61 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1004,64} = 0,903 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4a} = 2,61 \text{ bars}; T_{4a} = 1004,64 \text{ K}; \rho_{4a} = 0,903 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.9. Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP:

IV.4.9.1. La pression d'arrêt:

$$P_{4d}^* = P_{4a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3)$$

ΔP_1 : les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{4a} \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} = (1 - 0,6) 0,912 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1185,6 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : les pertes de pression dans la conduite (4b:4c)

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_{4a}^* = 0,005 \cdot 2,645 \cdot 10^5 = 1322,5 \text{ Pa}$$

ΔP_3 : les pertes dans les diffuseurs à l'entrée de la TBP.

$$\Delta P_3 = \left[\frac{1 - \eta}{\eta} \right] \rho_{4a} \frac{C_{4d}^2 - C_{4c}^2}{2} = \left[\frac{1 - 0,9}{0,9} \right] 0,912 \frac{120^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_3 = 648,53 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 1185,6 + 1322,5 + 648,53 = 3156,63 \text{ Pa}$$

$$P_{4d}^* = 2,645 - 3156,63 \cdot 10^{-5} = 2,61 \text{ bars}$$

On prend : $T_{4d}^* = T_{4a}^* = 1008,14 \text{ K}$

$$\rho_{4d}^* = \frac{P_{4d}^*}{r \cdot T_{4d}^*} = \frac{2,61 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1008,14} = 0,901 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4d}^* = 2,61 \text{ bars} ; T_{4d}^* = 1008,14^\circ \text{K} ; \rho_{4d}^* = 0,901 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.9.2. Les paramètres statiques:

$$T_{4d} = T_{4d}^* - \frac{C_{4d}^2}{2 \cdot Cp} = 1008,14 - \frac{120^2}{2 \cdot 1160} = 1001,93 \text{ K}$$

$$P_{4d} = P_{4d}^* \left[\frac{T_{4d}}{T_{4d}^*} \right]^{\frac{1}{\gamma}} = 2,61 \left[\frac{1001,93}{1008,14} \right]^{0,248} = 2,54 \text{ bars}$$

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r \cdot T_{4d}} = \frac{2,54 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1001,93} = 0,883 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4d} = 2,54 \text{ bar} ; T_{4d} = 1001,93 \text{ K} ; \rho_{4d} = 0,883 \text{ kg/m}^3$$

IV.4.10. Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP:

La pression statique à la sortie du silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1 .

Si la vitesse à la sortie du silencieux $C_5=20\text{m/sec}$ et $\rho_5=0,45 \text{ kg/m}^3$ nous avons alors:

$$P_5^* = P_5 + \rho_5 \frac{C_5^2}{2} = 1,013 \cdot 10^5 + 0,45 \frac{20^2}{2} = 1,0139 \text{ bar}$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine HP est $C_{5a}=90\text{m/sec}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a:5b et 5b:5 sont égale à 1,5% .

$$P_{5a}^*(1-0,015) = P_5^* \Rightarrow P_{5a}^* = \frac{P_5^*}{1-0,015} = \frac{1,0139 \cdot 10^5}{1-0,015} = 1,029 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la TBP est:

$$\varepsilon_{TBP}^* = \frac{P_{4d}^*}{P_{5a}^*} = \frac{2,61}{1,029} = 2,54$$

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{T_{4d}^*}{\varepsilon_{TBP}^{m_g}} = \frac{1008,14}{2,45^{0,248}} = 800 \text{ K}$$

$$T_{5a}^* = T_{4d}^* - \eta_{TBP} (T_{4d}^* - (T_{5a}^*)_s) = 1008,14 - 0,88(1008,14 - 800) = 824,97 \text{ K}$$

$$\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{r \cdot T_{5a}^*} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{285,2 \cdot 824,97} = 0,437 \text{ kg/m}^3$$

$P_{5a}^* = 1,029 \text{ bar}; T_{5a}^* = 824,97 \text{ K}; \rho_{5a}^* = 0,437 \text{ kg/m}^3$

IV.4.10.1. Les paramètres statiques:

$$T_{5a} = T_{5a}^* - \frac{C_{5a}^2}{2C_p} = 824,97 - \frac{90^2}{2 \cdot 1120} = 821,35 \text{ K}$$

$$P_{5a} = P_{5a}^* \left[\frac{T_{5a}}{T_{5a}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 1,029 \left[\frac{821,35}{824,97} \right]^{\frac{1}{0,2537}} = 1,012 \text{ bar}$$

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r.T_{5a}} = \frac{1,012.10^5}{285,2.821,35} = 0,432 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{5a}=1,012\text{bar}; T_{5a}=821,35\text{K}; \rho_{5a}= 0,432\text{kg/m}^3$$

IV.4.11. Débit et rendement:

III.4.11.1. Travail massique et rendement:

$$W_{TBP}=Cp_g.T_{4d}^*.\eta_{TBP} [1-(\epsilon_{TBP}^*)^{-mg}]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{4d}^*=1008,14^\circ\text{K} \\ T_{5a}^*=824,97^\circ\text{K} \end{array} \right. \Rightarrow T_{mg}=916,5^\circ\text{K} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \gamma=1,335 \\ Cp=1150\text{J/kg.K} \end{array} \right.$$

Donc: $W_{TBP}=1150.1008,14.0,88(1-(2,54)^{-0,25})$

$$\Rightarrow W_{TBP}=212085,91\text{J/kg}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 26MW, le débit massique des gaz (G_g)_{TBP} sera:

$$\mathfrak{T}_{eff}=\eta_m.G_g.W_{TBP} \Rightarrow G_g = \frac{\mathfrak{T}_{eff}}{\eta_m W_{TBP}}$$

$$\Rightarrow G_g = \frac{26.10^6}{0,98.212085,9} = 125,09 \text{ kg/sec}$$

$$\Rightarrow G_g=125,09 \text{ kg/sec}$$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion:

$$\eta_{cc}.P_{ci}.q_c = (1-q_r-q_f).C_{p_a}.(T_3-T_2) + q_c.C_{p_c}.(T_3-T_c)$$

$$\text{Car: } P_{ci}.G_c. \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f).C_{p_a}.(T_3-T_2) + G_c.C_{p_c}.(T_3-T_c)$$

η_{cc} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.

$$q_c: \text{débit massique relatif du combustible : } q_c = \frac{G_c}{G_a}$$

$$q_r: \text{débit massique relatif de l'air de refroidissement : } q_r = \frac{G_r}{G_a}$$

$$q_f: \text{débit massique relatif des fuites : } q_f = \frac{G_f}{G_a}$$

$$q_c = \frac{C_{p_a}.(T_3 - T_2).(1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc}.P_{ci} - C_{p_c}.(T_3 - T_c)}$$

Où T_c : température de combustible (70 à 80) °C

$$\Rightarrow q_c = \frac{1065(1223 - 531,13)(1 - 0,05 - 0,01)}{0,95.45.10^6 - (1223 - 350).1800}$$

$$\text{Avec } \left. \begin{array}{l} T_3 = 1223^\circ\text{K} \\ T_2 = 531,13^\circ\text{K} \end{array} \right\} \Rightarrow T_m = 877^\circ\text{K} \Rightarrow C_{p_a} = 1065 \text{ J/kg.K}$$

$$\Rightarrow q_c = 0,01620$$

$$\text{Et: } q_g = \frac{G_g}{G_a} = \frac{G_a(1 - q_r - q_f) + G_c}{G_a} = 1 - q_f - q_r - q_c$$

D'où le débit d'air:

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} = \frac{125,09}{1 - 0,05 - 0,01 + 0,01620} = 135,4 \text{ kg/sec} \Rightarrow G_a = 135,4 \text{ kg/sec}$$

Le débit massique de combustible sera:

$$G_c = G_a \cdot q_c = 135,4 \cdot 0,01616 = 2,18 \text{ kg/sec} \Rightarrow G_c = 2,18 \text{ kg/sec}$$

IV.4.11.2. Le rendement thermique de l'installation:

$$\eta_{th} = \frac{\mathfrak{T}_{eff}}{Q_{CC}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{P_{Ci} \cdot G_c} = \frac{212085,1 \cdot 125,09}{45 \cdot 10^5 \cdot 2,18} = 0,2704$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 27,04$$

IV.4.12. Vérification du coefficient d'excès d'air:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot G_0} = \frac{135,4}{2,18 \cdot 15,2} = 4,04$$

Donc: $\alpha = 4$

Calcul d'après les données standard du constructeur:

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 0,9873 \text{ bar}$	$T_1 = 288^\circ \text{ K}$	$\rho_1 = 1,1945 \text{ kg/m}^3$
$P_2 = 6,911 \text{ bars}$	$T_2 = 531,13^\circ \text{ K}$	$\rho_2 = 4,594 \text{ kg/m}^3$
$P_3 = 6,65 \text{ bars}$	$T_3 = 1223^\circ \text{ K}$	$\rho_3 = 1,8896 \text{ kg/m}^3$
$P_4 = 2,664 \text{ bars}$	$T_4 = 1008,14^\circ \text{ K}$	$\rho_4 = 0,912 \text{ kg/m}^3$
$P_5 = 1,029 \text{ bar}$	$T_5 = 824,97^\circ \text{ K}$	$\rho_5 = 0,437 \text{ kg/m}^3$

$$W_{TBP}=212085,95 \text{ j/kg}$$

$$G_a=135,4 \text{ kg/sec}$$

$$G_c=2,18 \text{ kg/sec}$$

$$G_g=125,09 \text{ kg/sec}$$

$$P_u=26 \text{ Mw}$$

$$\eta_{th}=27,04\%$$

IV.5. Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)

Température ambiante: $t_0=35^\circ\text{C} \Rightarrow T_0=308,15^\circ\text{K}$

Pression ambiante : $P_0=1,033 \text{ bar}$

Taux de compression $\varepsilon=6,55$

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1=1,0072 \text{ bar}$	$T_1=308,15^\circ\text{K}$	$\rho_1=1,1388 \text{ kg/m}^3$
$P_2=6,567 \text{ bars}$	$T_2=552,68^\circ\text{K}$	$\rho_2=4,15 \text{ kg/m}^3$
$P_3=6,33 \text{ bars}$	$T_3=1223^\circ\text{K}$	$\rho_3=1,799 \text{ kg/m}^3$
$P_4=2,49 \text{ bars}$	$T_4=1016,57^\circ\text{K}$	$\rho_4=0,9 \text{ kg/m}^3$
$P_5=1,032 \text{ bar}$	$T_5=853,36^\circ\text{K}$	$\rho_5=0,43 \text{ kg/m}^3$

$$W_{TBP}=180640\text{J/kg}$$

$$G_a=119,6\text{kg/ses}$$

$$G_c=1,85\text{kg/sec}$$

$$G_{gch}=114,33\text{kg/sec}$$

$$P_u=20,24\text{Mw}$$

$$\eta_{th}=0,245=24,5\%$$

IV.6. Tableau comparatif des résultats obtenus

Résultats	Gc(kg/s)	Ga(kg/s)	Gg(kg/s)	$W_{TBP}(\text{kJ/kg})$	$\eta_{th} (\%)$	P_u
Cas						
Données du constructeur : $T_0=288,15 \text{ K}$ $\varepsilon = 7$	2,18	135,4	125,09	212,085	27,04	26Mw
Sur site : $T_0=308,15 \text{ K}$ $\varepsilon=6.55$	1,85	119,6	114,33	180,64	24,5	20,24Mw

Influence de la température ambiante sur le rendement :

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulée au compresseur.

Ces facteurs sont :

-la température ;

-la pression ;

-l'humidité ;

-la poussière ;

Discussion générale :

Une augmentation de la température ambiante fait baisser la densité de l'air aspirée par le compresseur et donc une baisse du débit massique, et par conséquent une baisse dans la puissance ainsi que le rendement, avec une augmentation de la consommation spécifique. Si la température diminue, le phénomène inverse est observé.

-Le rendement diminue à cause de l'augmentation de la température (308 °K au lieu de 288 °K).

-La puissance obtenue est 20.24 Mw au lieu de 26 Mw.

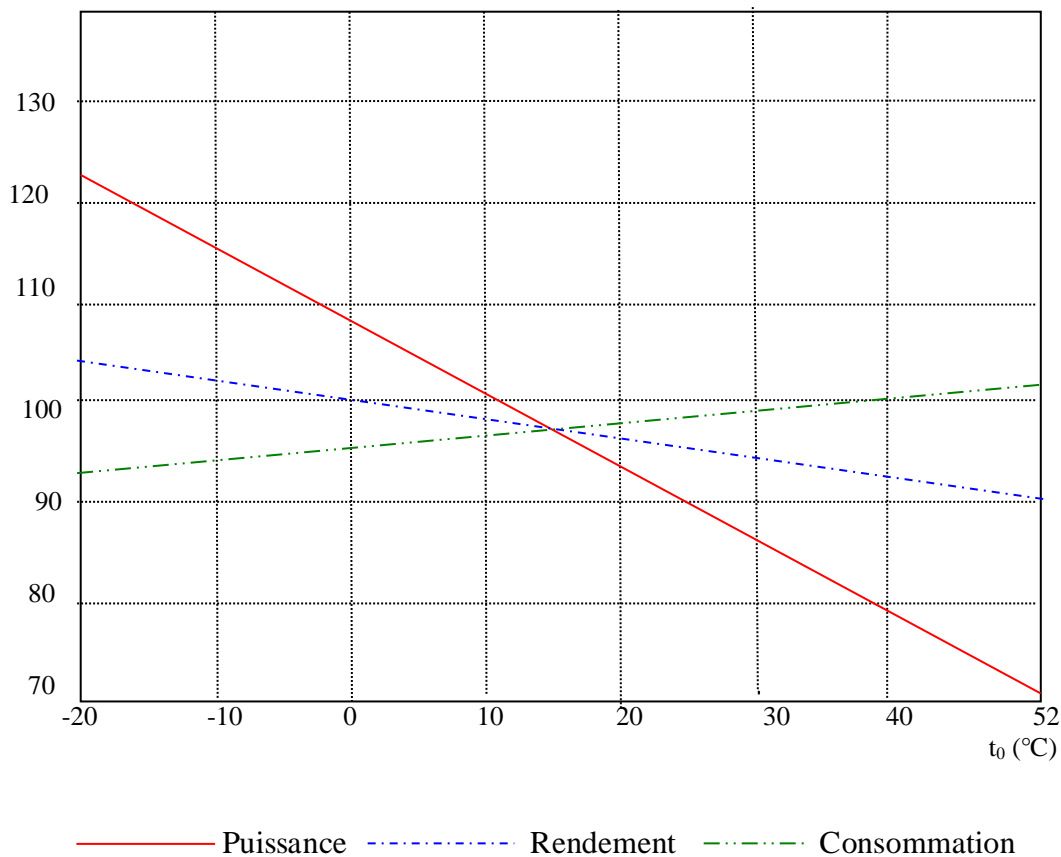


Fig.IV.3. Influence de la température ambiante sur le rendement, puissance et la consommation spécifique

V.1. INTRODUCTION :

CHEMCAD est un environnement de simulation de processus chimique puissant et flexible, construit autour de trois valeurs clés de l'innovation, intégration et l'architecture.

CHEMCAD est capable de modéliser en continu, discontinu, et les processus semi-discontinus, et il peut simuler à la fois l'état d'équilibre et des systèmes dynamiques. Ce programme est largement utilisé dans le monde entier pour la conception, l'exploitation et la maintenance des processus chimiques dans une grande variété d'industries, y compris l'exploration pétrolière et de gaz, la production et le raffinage; le traitement du gaz; matières premières et de produits chimiques de spécialité; médicaments; biocarburants; et la fabrication de matériel de fabrication.

CHEMCAD aussi est capable de fournir les résultats dont vous avez besoin pour rester compétitif dans un marché mondial de plus en plus rapide et fluide. Facile à apprendre et hautement personnalisable, CHEMCAD peut proposer des solutions pérennes à proximité de votre personnel technique.

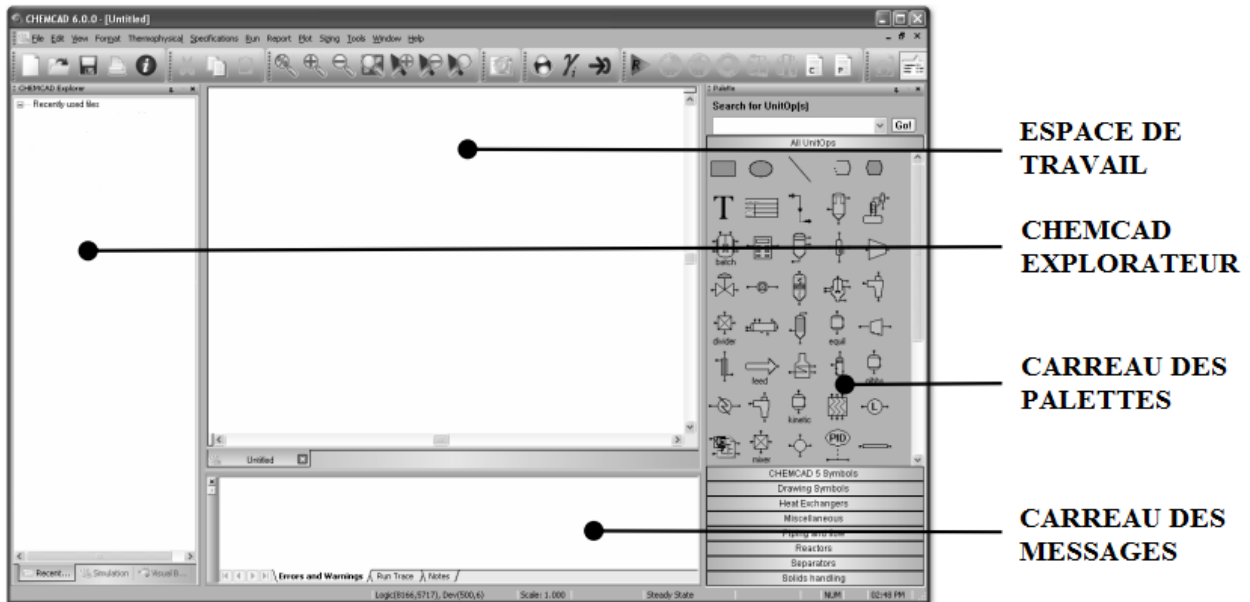
V.2. LES MODULES DE CHEMCAD :

Le CHEMCAD consiste de plusieurs modules qui servent des buts spécifiques, dépendant de vos besoins particuliers, vous pouvez avoir acheté l'un ou tous ces modules. Les suivants sont les divers modules de CHEMCAD :

1. CC-STEADY STATE	2. CC-THERM
3. CC-DYNAMICS	4. CC-SAFETY NET
5. CC-BATCH	6. CC-FLASH

V.3. LA FENETRE DE CHEMCAD :

Quand on ouvert le logiciel CHEMCAD pour la première fois, on voit un écran avec un large espace blanc dans le milieu et des divers carreaux et des autre espace spécialisés dans les bordures d'écran.



- **Espace de travail :**

C'est la partie essentielle de fenêtre de CHEMCAD, l'espace ou on désignera nos schémas, verra les graphes, exécutera la simulation...

- **L'explorateur de CHEMCAD :**

C'est une tabulation à la gauche de fenêtre, présente un format d'arbre, sur le fond de carreau y a trois Tabs nommés : **RECENT FILES**, **SIMULATION** ET **VISUAL BASICS**

- **Les icones de dessin :**

Situé au la coté droite et regroupé à palettes, selon leurs fonctions ou type d'équipement, la palette par défauts est **All UnitOps** contenant chaque UnitOps.

- **Carreau de messages :**

Sous l'espace de travail affiche les erreurs, avertissements, la trace d'exécution et les notes.

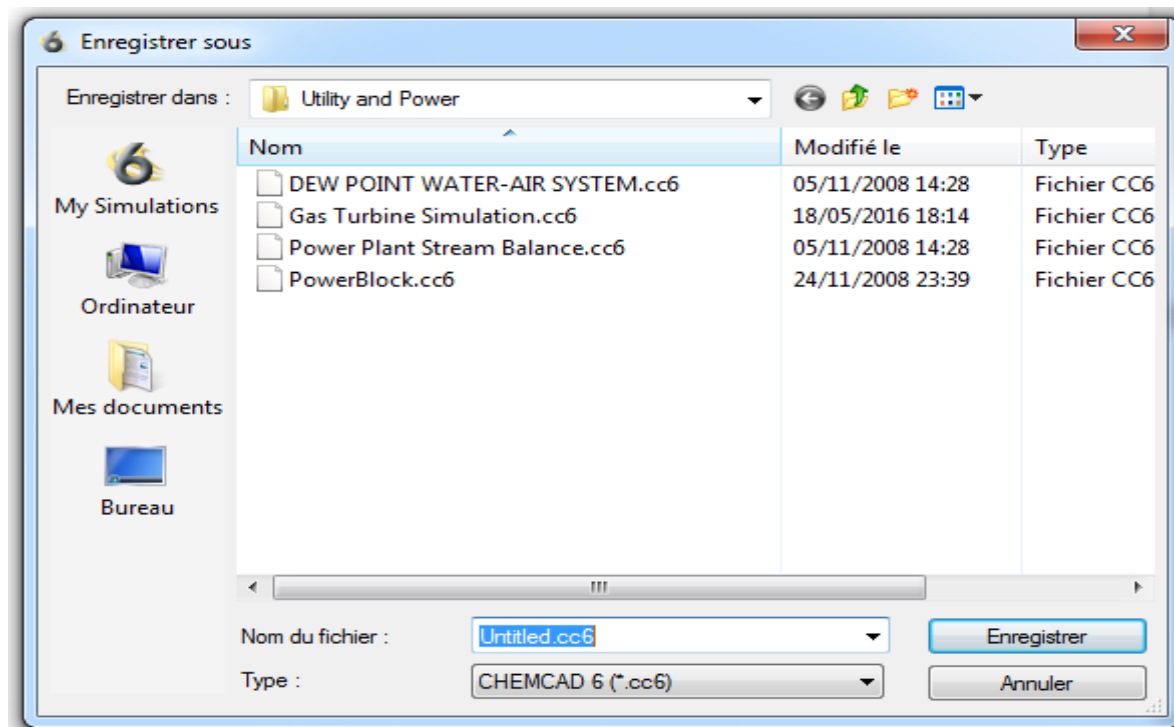
V.4. Création d'une nouvelle simulation :

Malgré les types de simulation sont beaucoup et différés, la procédure de base pour créer une simulation peut être défini par les étapes communs suivants :

1. Démarrer une nouvelle simulation.
2. Sélectionner les unités (engineering units) pour la simulation.
3. Créer le schéma de travail (flowsheet) avec les unités d'opération « UnitOps » et les « streams » appropriées.
4. Sélectionner les composants chimiques, enthalpie ... pour le processus.
5. Définir les streams de nourrir (feed) utilisé dans le processus.
6. Entrer les spécifications pour les unités d'opération.
7. Exécuter la simulation.
8. Réviser les résultats de la simulation.

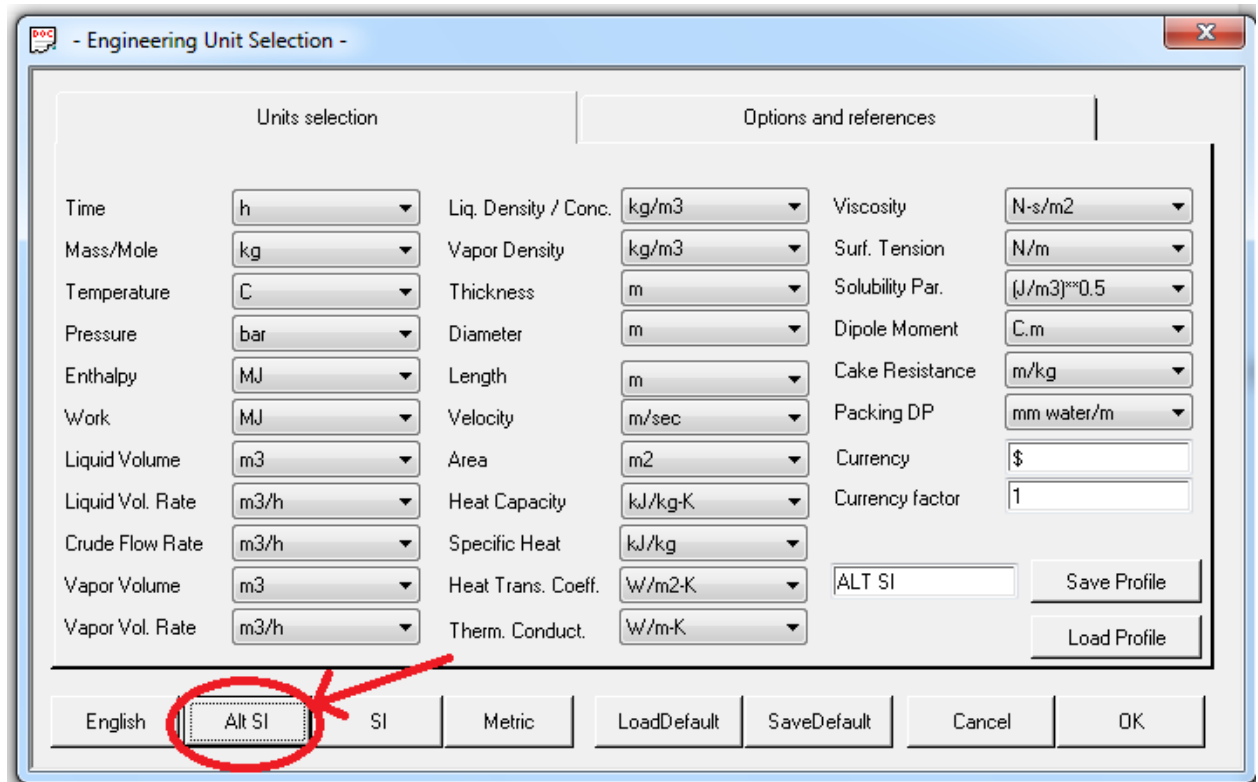
A.Démarrage de la simulation :

Après lancer CHEMCAD on sélectionne **File>Save as**. En boîte de dialogue on spécifie un nom et une location pour le fichier de simulation. L'extension du fichier est « cc.6 ».



B.Sélection « engineering units » :

Pour spécifier les unités on sélectionne **Format>Engineering unitset** on sélectionne les unités qui seront utilisées « temps, température, pression ... ». la majorité des options sont regroupées en une boîte de dialogue dans **Unitsselection** et pour plus d'option on peut cliquer sur une seconde tabulation nommée **Options and references**.



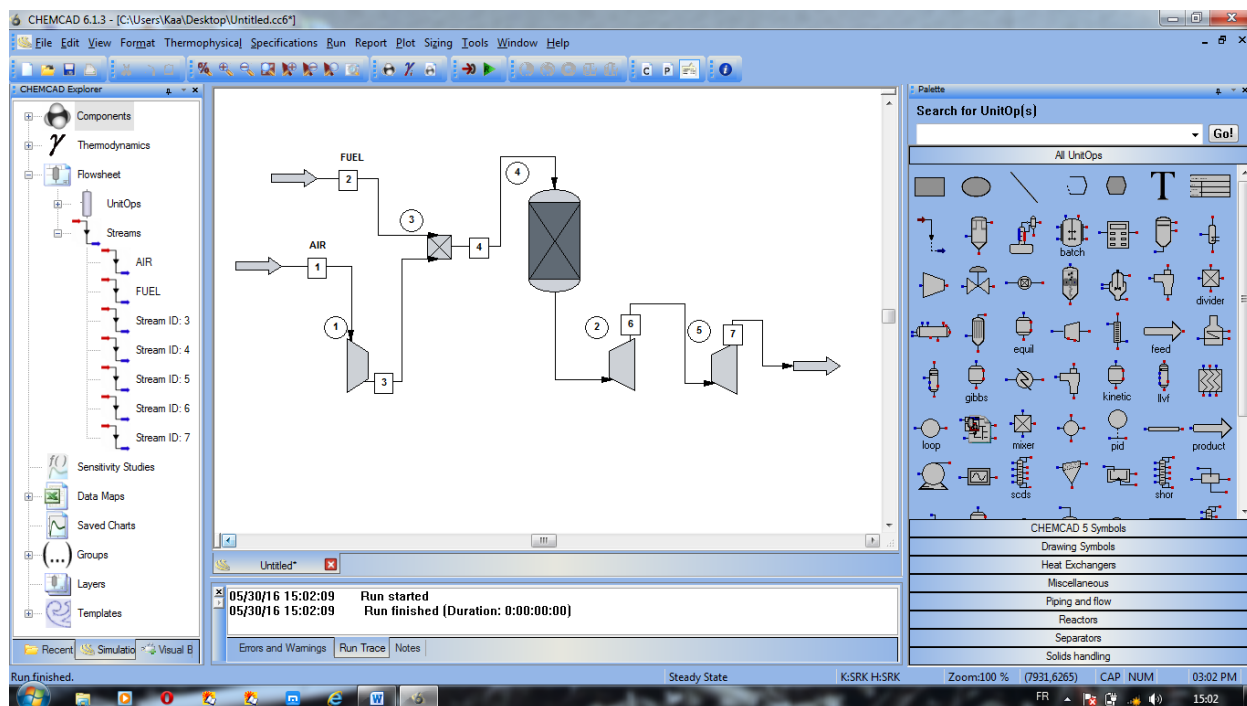
On sélectionne « alt SI » et on clique sur **OK**.

C.Création de schéma « flowsheet » :

Afin de désigner le schéma on aura besoin d'ajouter les icônes d'unités d'opération appropriées à l'espace de travail et les connecter avec les **Streams**. Ce groupe connecté de UnitOps et Streams est la base de simulation.

-dans notre cas on a un exemple déjà existant : **Documents\My Simulations\Examples\Utility and Power** → vers le modèle « Gas Turbine Simulation.cc6 »

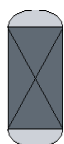
La figure suivante montre le schéma de la turbine à gaz qu'on va simuler.



: Le compresseur axial.



: La turbine **BP** et **HP**.



: La chambre de combustion.



: La ligne de nutrition.



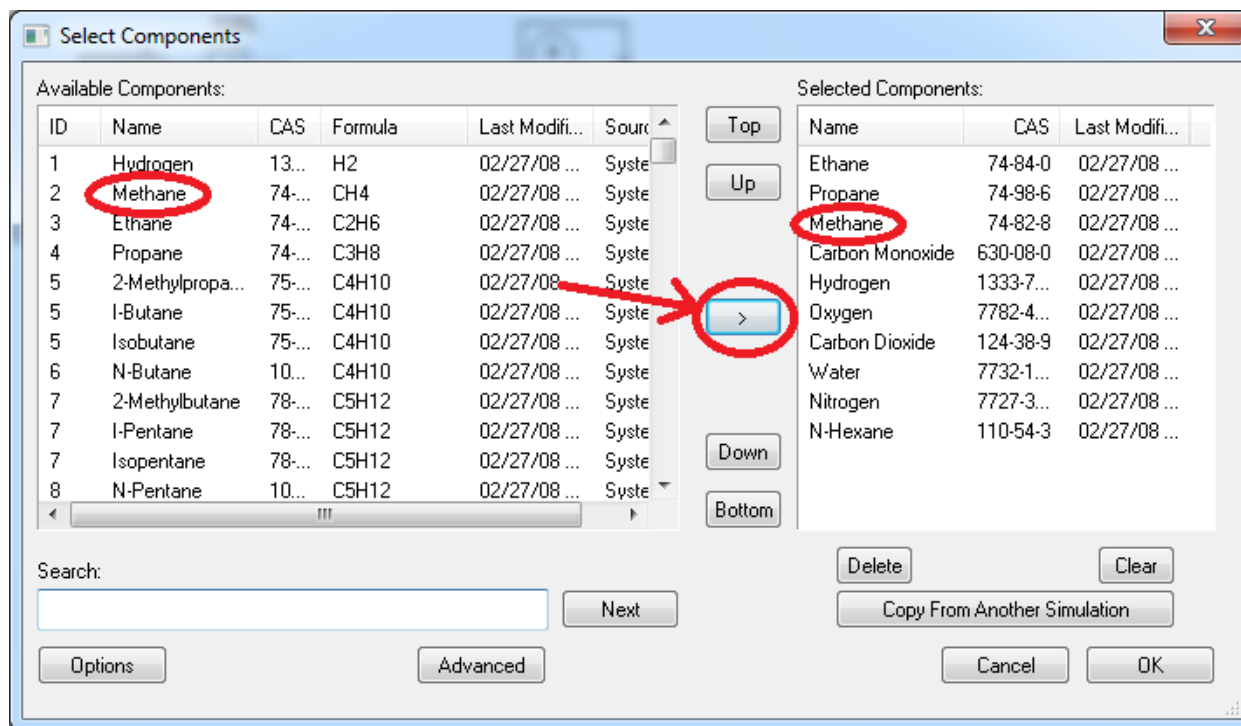
: Vers la production.

D.Sélection les composants chimiques :

On peut sélectionner les composants à chaque point pendant la création du schéma ou à la fin.

Une liste de mille de produits chimique avec leurs propriétés associés. On sélectionne **Thermophysical>Select Components** et la boîte de dialogue suivante s'ouvre. Pour une nouvelle simulation la liste à la droite « **Selected Components** » soit vide. Puis on la remplira en sélectionnant le composant dans la liste à gauche « **Available Components** » et on clique sur (>) et le composant s'ajoute à notre liste.

Remarque : Chaque composant chimique aura partie du processus, doit exister dans la liste des composants de simulation.



E. Définition des steams :

On peut modifier le **Stream Feeden** utilisant l'une de ces méthodes suivantes :

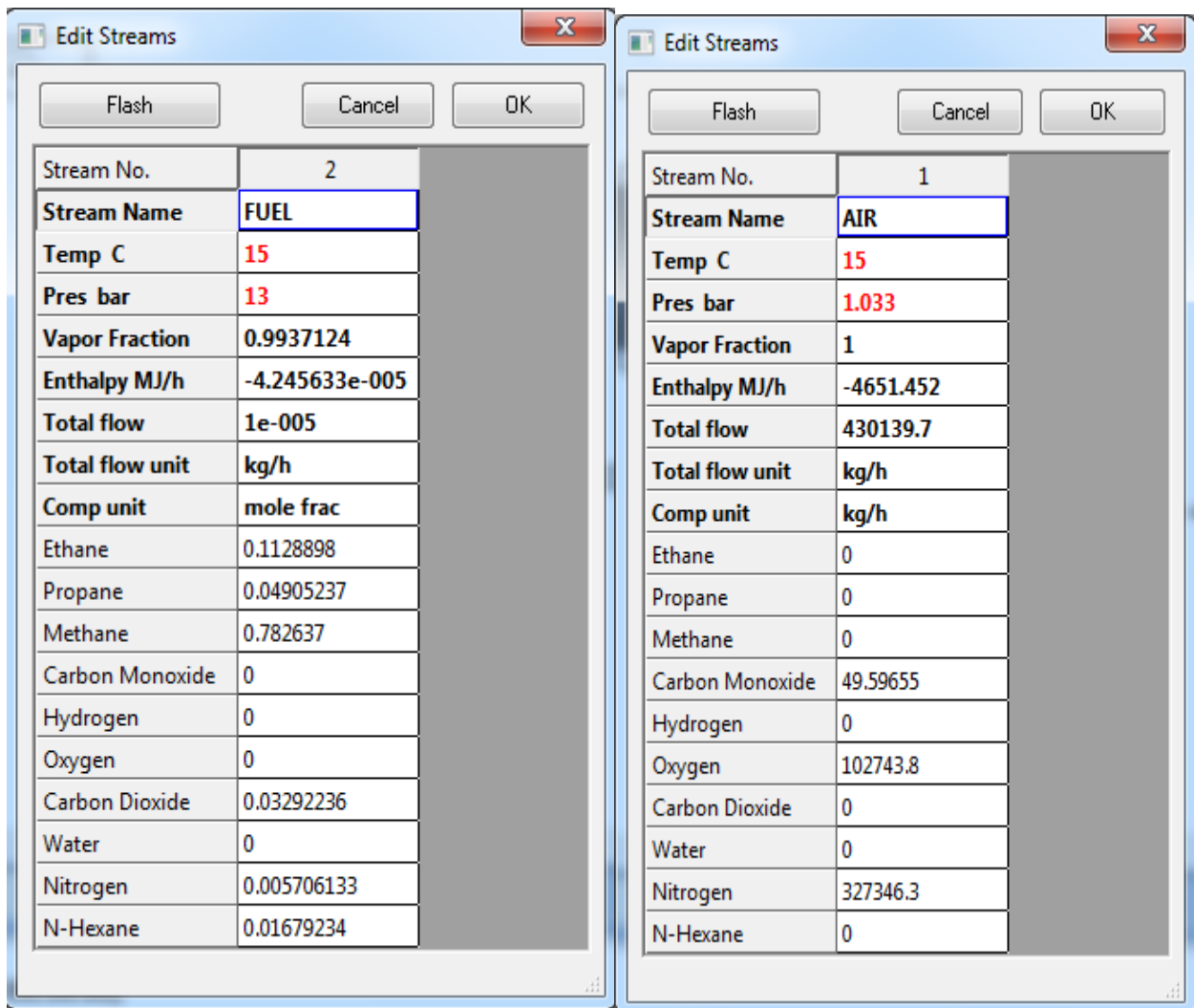
1. Double-clique sur le Stream.
2. A la tabulation de simulation dans le CHEMCAD exploré, on développe « **Flowsheet** » et « **Stream** », bouton droit de la souris et on sélectionne « **Edit Stream** ».
3. Sélectionne **Specifications>FeedStreams**.

Quel que soit la méthode l'essentiel une boîte de dialogue de modification de Stream s'apparaîtra. Dans cette boîte on spécifie les propriétés.

Exactement on spécifie deux variables parmi ces trois :

- Température (K°)
- Pression (bar)
- Fraction vapeur

Et CHEMCAD calculera le troisième et l'enthalpie basé sur les deux variables ce qu'on a spécifié.



F. Entrer les spécifications pour les unités d'opération :

Une fois on a spécifié les propriétés nécessaire des Stream pour notre simulation, l'étape suivant est de faire entrer les spécifications des unités d'opération (UnitOps) par ces méthodes suivantes :

1. Double-clique sur l'UnitOps.
2. Clique UnitOps et Sélectionne **Specifications>Edit UnitOps>Select UnitOps**.
3. A la simulation tab on développe **Flowsheet** puis **UnitOps** et on modifie.

Une boîte de dialogue apparaitre, y'a des rôles :

- Des items avec la couleur verte sont des entrees requises.
- Tous les autres entrees son optionnels.
- Clique **OK** pour sauvegarder ou **Cancel** pour annuler.

-On a dans notre étude 3 UnitOps à modifier : le compresseur axial, la chambre de combustion et les deux turbines HP et BP.

➤ **Le Compresseur axial :**

Double-clique sur le compresseur et une boite de modification des paramètres.

On introduit ces deux valeurs :

- Taux de compression : $\varepsilon=7$.
- Le rendement du compresseur axial : $\eta_c=0.87$.

Et on choisit la transformation de type « adiabatique ».

The screenshot shows a software dialog box titled "- Compressor (COMP)/ Expander (EXPN) -". It has two tabs: "Specifications" and "Cost Estimations". The "Specifications" tab is selected. Inside, there are several input fields and dropdown menus. The "Compressor/Expander model type" dropdown is set to "1 Adiabatic", which is circled in red. Other inputs include "Pressure out" (7 bar), "Pressure ratio" (7), "Efficiency" (0.87), and "Actual power" (29 MW). A warning message is displayed: "WARNING! By selecting Mode 4, your inlet stream flowrate will be overwritten by the unit operation calculations." The "OK" button at the bottom right is also circled in red.

Puis on clique sur OK pour sauvegarder les modifications.

➤ **La Chambre de combustion :**

On a la température à la chambre de combustion est : 950 °C.

On choisit le model thermodynamique : isotherme et on introduit 950 °C.

Lorsqu'on clique sur OK une autre boîte s'ouvre « component element matrix » on le remplit. Par exemple : l'eau → $H_2O = 2\text{ H et }1\text{ O}$.

	N	O	Ar	C	H
Nitrogen	2	0	0	0	0
Oxygen	0	2	0	0	0
Argon	0	0	1	0	0
Carbon-Dioxide	0	2	0	1	0
Carbon-Monoxide	0	1	0	1	0
Hydrogen	0	0	0	0	2
Methane	0	0	0	1	4
Water	0	1	0	0	2

➤ **La Turbine HP (haute pression) :**

On a : rendement : 0.88 et puissance celle du compresseur.

Specifications | Cost Estimations

Operating mode: ☒ On ☐ Off ID: 2

Mode of operation: 1 Specify actual work and efficiency

Compressor/Expander model type: 1 Adiabatic

Pressure out: 2.66009 bar

Pressure ratio: 0.4

Efficiency: 0.88

Actual power: -30.8219 MW

Property option: Inlet conditions

Cp/Cv: 1.32105

Output pressure: 2.66009 bar

Theoretical power: -35.0256 MW

Performance curve calc option: Fixed flowrate, calc Pout

Performance curve unit: 0 Specify head in length unit

For multiple speed performance curves:

No. of speed lines:

Actual RPM:

Ideal Cp/Cv: 1.32077

Help Cancel OK

➤ **La Turbine BP (baisse pression) :**

On a : rendement : 0.88 et la puissance : 26 MW.

The screenshot shows the 'Compressor (COMP)/ Expander (EXPN)' dialog box. The 'Specifications' tab is selected. The 'Operating mode' is set to 'On'. The 'Mode of operation' is set to '1 Specify actual work and efficiency'. The 'Compressor/Expander model type' is set to '1 Adiabatic'. The 'Pressure out' is 1.27041 bar. The 'Efficiency' is 0.88 (highlighted with a red circle). The 'Actual power' is -26 MW (highlighted with a red circle). The 'Property option' is 'Inlet conditions'. The 'Cp/Cv' is 1.16395. The 'Output pressure' is 1.27041 bar. The 'Theoretical power' is -29.5577 MW. The 'Performance curve calc option' is 'Fixed flowrate, calc Pout'. The 'Performance curve unit' is '0 Specify head in length unit'. The 'Ideal Cp/Cv' is 1.16391. The 'OK' button is highlighted with a red circle and a red arrow.

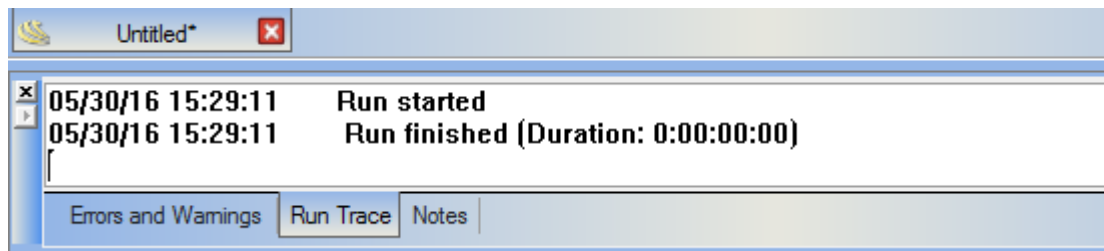
G. Exécution de la simulation :

Après avoir fini tous les étapes précédentes maintenant on lance la simulation, On peut soit sélectionner **Run>Run>Run All**. Ou cliquer **Run** dans la barre d'outils.

Le CHEMCAD calcule le bilan de masse et d'énergie de toute l'installation et indique les erreurs et les avertissements. Si la simulation est exécutée avec succès, un message sera affiché.

Les étapes :

- 1-Clique **Run**,
- 2-Clique **Go**,
- 3-Voir si la simulation est exécutée avec succès,
- 4-clique **close**.



H. Révision des résultats :

1. Les résultats de calcul d'après les données de constructeur :

On select **Report > Consolidated Report**, Puis on clique **Report format** et on choisit de les afficher en document Word ou Excel.

Stream No.	1	2	3	4	5	6	7
Stream Name	AIR	FUEL					
Temp C	15	15	252,3157	252,3157	950	729,5976	537,0052
Pres bar	1,033	13	7	7	6,74	2,6601	1,0132
Enth MJ/h	-4651,5	-4,25E-05	99749	99749	4,35E+05	3,24E+05	2,31E+05
Actualdens kg/m3	1,2454	12,0711	4,6126	4,6126	1,9107	0,9206	0,4342

Tab.V.1. Tableaux des résultats de la simulation.1.

2. Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site) :

On a :

1. la température est : 35 °C.
2. la puissance de la turbine BP : 20.24Mw.
3. $\varepsilon=6.55$.

Stream No.	1
Stream Name	AIR
Temp C	35
Pres bar	1.033

Stream No.	1	2	3	4	5	6	7
Stream Name	AIR	FUEL					
Temp C	35	15	276,5623	276,5623	950	724,7934	572,1585
Pres bar	1,033	13	6,55	6,55	6,29	2,4274	1,1457
Enth MJ/h	3973,7	-4,25E-05	1,08E+05	1,08E+05	4,26E+05	3,15E+05	2,43E+05
Actualdens kg/m3	1,1644	12,0711	4,1264	4,1264	1,7833	0,8442	0,4706

Tab.V.2. Tableau de résultats de simulation .2.

- On calcule le rendement selon les résultats obtenus :

$$\text{On a: } \eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{eff}}{Q_{cc}},$$

Ou: Q_{cc} : La chaleur de la chambre de combustion,

\dot{Q}_{eff} : La puissance effective.

- a. Pour: 15 °C.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{eff}}{Q_{cc}} = \frac{93600,1}{335667} = 0.278 = 27.8\%.$$

- b. Pour : 35 °C.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{eff}}{Q_{cc}} = \frac{72864.1}{318011} = 0.229 = 22.9\%.$$

V.5. Discussion générale :

Les paramètres calculée par logiciel est proche des résultats de calcul analytique, même les rendements est plus proche .

Après faire exécuter la simulation on a obtenu les valeurs de pression, température et de la densité presque les mêmes de celles de calcul analytique mais avec un écart à cause de mal présentation de pertes de pression au niveau des diffuseurs.

On a remarqué aussi biensûre la diminution du rendement lors du changement de la température à l'aspiration de compresseur (du 15°C vers 35°C), pour les deux méthodes du calcul.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce mémoire nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine pétrolier.

Ces machines connaissent un développement remarquable justifié à juste titre par leur fiabilité et simplicité d'exploitation.

Nous avons donné une description du site dans lequel nous avons effectué notre stage, et par là nous avons choisi le thème de présente étude.

Le bon fonctionnement de la turbine à gaz MS5002b dépend du programme de maintenance préventive dont le but est de maintenir les équipements en bon état de marche, détecter les problèmes existants et diagnostiquer la nature et la gravité des pannes mécaniques qui surviennent.

Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances de ces machines sont influencées par la température de l'air ambiant qui varie considérablement durant les différentes saisons. Et on constate que la température des gaz d'échappements est élevée, ce qui implique une grande perte d'énergie à l'échappement.

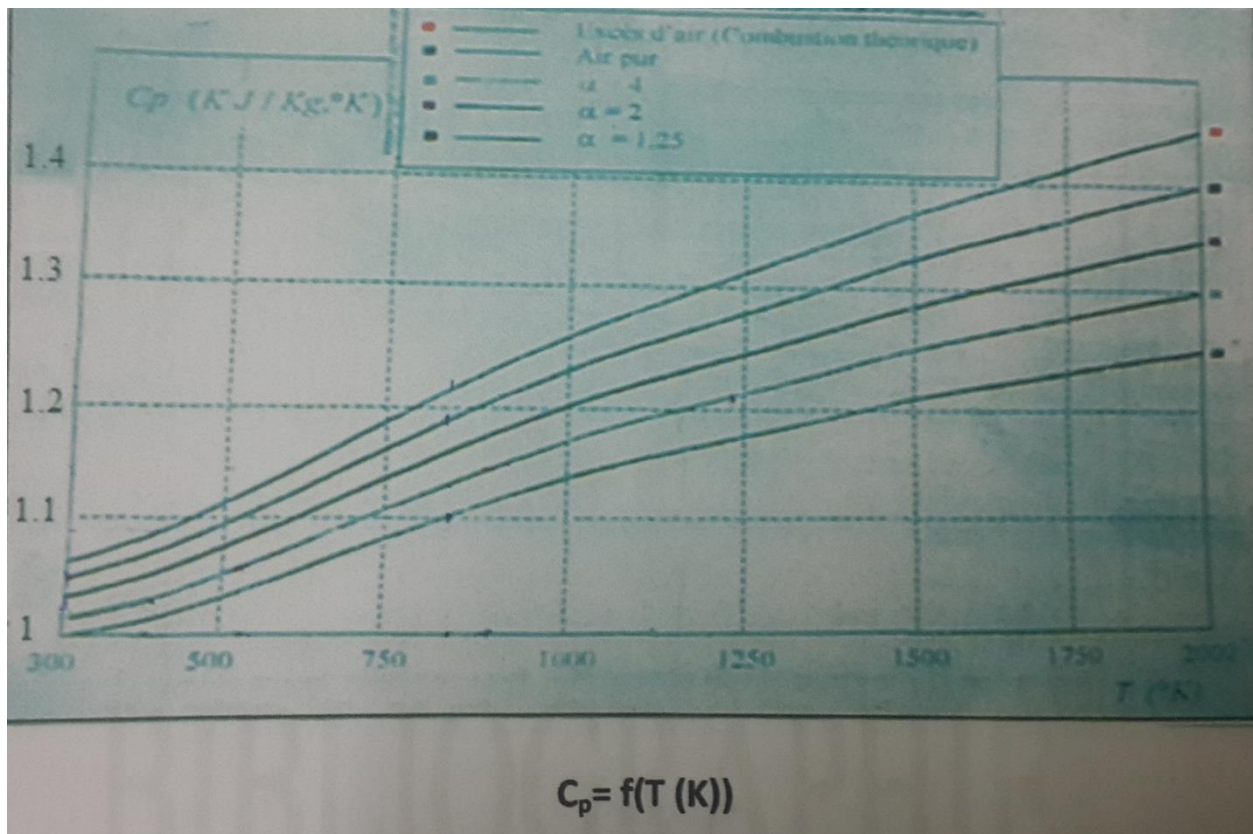
On donne comme solution, le refroidissement de l'air à l'admission de compresseur pour éviter les grandes températures en été, et l'idée de la récupération de cette énergie indispensable pour améliorer le rendement.

En fin, on a utilisé un logiciel appelé CHEMCAD pour confirmer les résultats et simplifier l'étude.

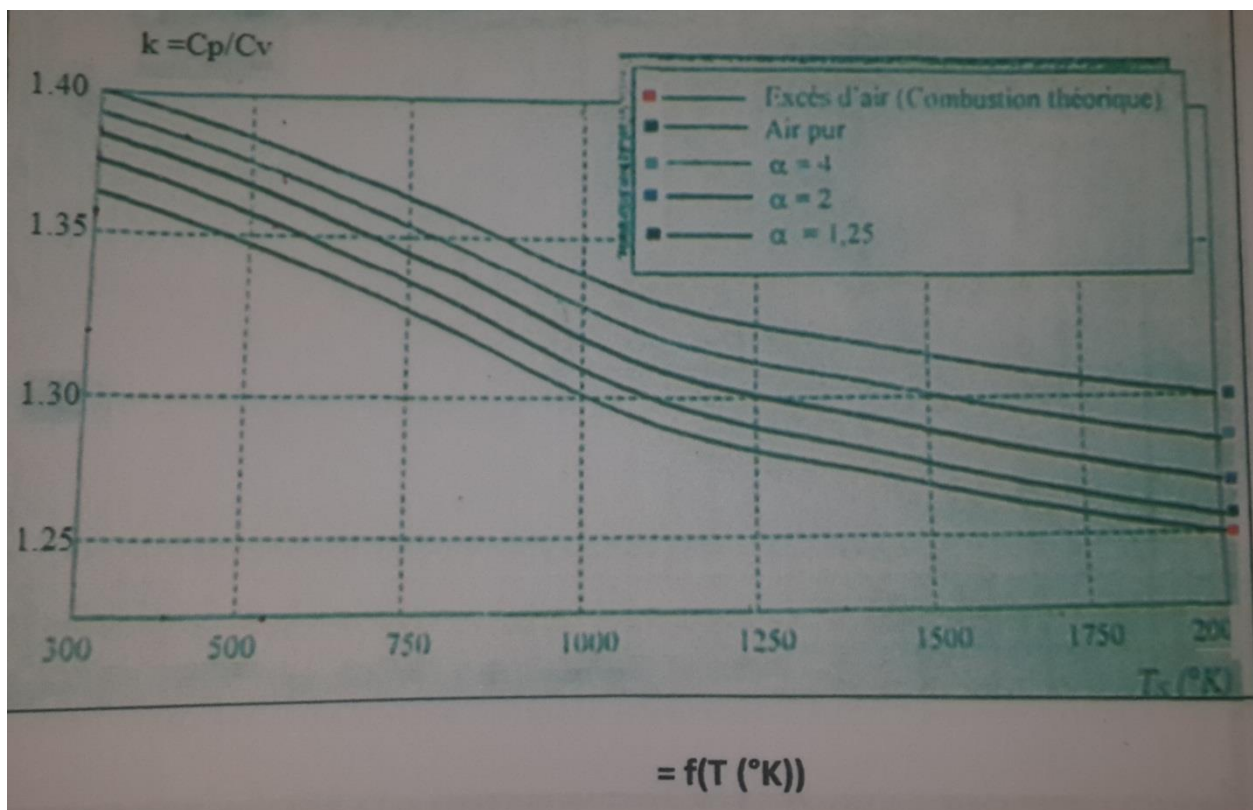
BIBLIOGRAPHIE

- 1) "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002b".
- Nuovo Pignone -Florence- (1987).
- 2) "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002c".
- Nuovo Pignone -Florence- (1999).
- 3) "Les carburants et la combustion".
-Jean claude Guibet- Techniques de l'ingénieur, BM 2520.
- 4) "Turbomachines, description. Principes de base ".
-M.Pluviose, C.Périlhon- Techniques de l'ingénieur, BM 4280.
- 5) "Performance and Reliability Improvements for MS5002 GasTurbines".
-GE Power generation- (1985).
- 6) "Turbine à gaz ". Tome 1 et 2
-J.E. Lamy- Institut français du pétrole (1958).
- 7) "Formation consolidation techniciens supérieurs".
-NAFTOGAZ
- 8) "Les machines transformatrices d'énergie ". Tome 1 et 2
-G.Lemasson- Paris LIBRAIRIE DELAGRAVE (1966).
- 9) "Manuel pratique d'atelier de la construction mécanique".
-V.BWIN et C.DELFORGE.
- 10) "Turbine à gaz aéronautique et terrestres".
-Max GIROUD et Joël SILET.
- 11) "Thermodynamique et énergétique".
-LUCIEN BOREL-DANIEL FAVRAT.
- 12) "CHEMCAD_6_User_Guide_-_online".

ANNEXE



La chaleur spécifique isobare en fonction de la température.



Coefficient adiabatique de l'air en fonction de la température.