

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY

جامعة باجي مختار - عنابه

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

**Contribution à l'amélioration des performances des
turbines à gaz du procédé de liquéfaction GL2K
Skikda**

DOMAINE: SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

Présenté par : LAIDI AMAR

Directeur du mémoire : A. HAOUAM MC-A

DEVANT LE JURY

Président: MERZOUG BACHIR

Pr

UBM-ANNABA

Examineurs:

BOUMARAF LATRA

Pr

UBM-ANNABA

HAOUAM ABDALLAH

MC-A

UBM-ANNABA

SARI MOHAMED RAFIK

MC-A

UBM-ANNABA

Remerciements

*En premier lieu, je tiens à remercier **ALLAH**,
Notre créateur, pour le courage et la patience qu'il
nous a donné pour accomplir ce travail.*

*Ma profonde gratitude à mon père et à ma mère pour
leur soutien moral indéfectible.*

*Je remercie mon encadreur **Dr Haouam Abdallah**
pour ses orientations et ses conseils.*

*Je tiens à notifier un remerciement spécial à tous les
travailleurs du complexe de liquéfaction du gaz naturel
GL2K de SKIKDA*

*Je tiens aussi à exprimer mes profonds remerciements à
mes enseignants de l'Université **Badji Mokhtar –**
Annaba, en particulier ceux du département de **Génie**
Mécanique.*

*Mes derniers remerciements et ce ne sont pas les
moindres, vont à tous ceux qui ont contribué de près ou
de loin pour l'aboutissement de ce travail.*

dédicace

Je dédie ce modeste travail aux deux êtres qui me sont très chers dans cette vie, à savoir mon père et ma mère. Je leur dis merci papa du fond de mon cœur pour ton éducation, ton sacrifice, ton assistance et pour ce tu m'as fait et qui m'a permis d'avoir cette réussite et ce bonheur.

Je te dis merci et mille fois merci maman pour ta patience, ton courage et ton sacrifice pour moi.

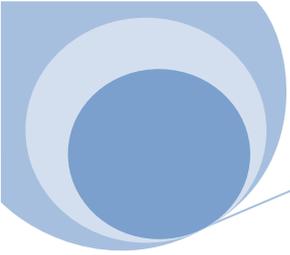
Avec toute ma fidélité et tout mon amour pour vous, mes parentes ma grande mère, je ne pourrai jamais égaler votre mérite.

A mes chères sœurs RANIA, DALIA, et la petite CHAIMA qui n'ont jamais cessés de m'encourager.

A mes amis, raouf, fateh.

*A Tout mes amis dans les différentes wilayas que je les visiter.
A la fin je dédie tout ce qu'ils ont m'aider dans mon parcours scolaire de proche ou de loin.*

AMAR



SOMMAIRE

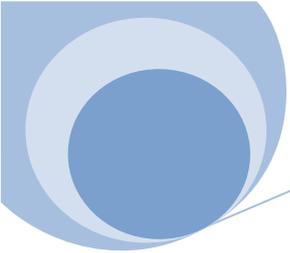
INTRODUCTION.....	1
-------------------	---

Chapitre I présentation GL2K

I-1 Le gaz naturel.....	2
I-2 But de la liquéfaction.....	3
I-3 Historique.....	3
I-4 Le nouveau train de GNL de Skikda.....	5
I-4.1 Situation géographique.....	5
I-4.2 Caractéristiques de production.....	5
I-4.3 Cas de marche prévus de l'usine.....	5
I-4.4 Procédé de liquéfaction utilisé.....	6
I-4.5 Présentation générale des installations du Nouveau Train de GNL.....	8
I-4.5.1 Les utilités.....	8
I-4.5.2 Le train de liquéfaction et de fractionnement.....	9
I-4.5.3 Le stockage des produits finis.....	9
I-4.5.4 Le système torche et brûlot.....	10
I-4.5.5 La salle de contrôle principale.....	10
I-4.5.6 Le système de contrôle et de sécurité.....	11
I-4.5.7 Le réseau incendie.....	11
I-4.5.8 Le système de détection feux et gaz.....	11

Chapitre II Description et fonctionnement de la Turbine à gaz MS7001EA

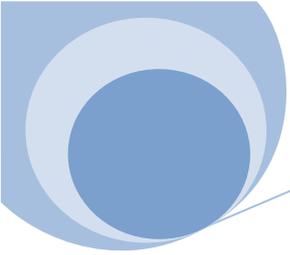
II-1 Généralités.....	12
II-2 Description du passage du gaz.....	13
II-3 Section du compresseur.....	15
II-3.1 Rotor.....	15
II-3.2 Stator.....	17
II-3.2.1 Carter d'admission.....	18
II-3.2.2 Carter du compresseur.....	18
II-3.2.3 Carter de refoulement du compresseur.....	19
II-4 Section de combustion.....	19
II-4.1 Chambres de combustion.....	20
II-4.2 Bougies d'allumage.....	21
II-4.3. Détecteurs de flammes à ultraviolet.....	22
II-5 Section de la Turbine.....	23
II-5.1 Rotor de la turbine.....	23
II-5.2 Refroidissement du rotor de la turbine.....	26
II-5.3 Stator de la turbine.....	27



II-5.3.1 Caisse de la turbine.....	27
II-5.3.2 Bâti d'échappement.....	27
II-6 Paliers.....	28
II-6.1 Paliers porteurs.....	29
II-6.2 Paliers de butée.....	30
II-6.3 lubrifications des paliers.....	31
II-6.4 Étanchéité de lubrifiants.....	32
II-7 Accouplements.....	33
II-7.1 Accouplement de charge.....	33
II-7.2 Pompe du combustible vers l'engrenage des accessoires.....	33
II-7.3 Accouplement de l'engrenage des accessoires.....	33
II-8 Engrenages.....	33
II-8.1 L'engrenage de transmission des accessoires.....	33
II-9. Système de lubrification.....	34
II-9.1 Description fonctionnelle.....	35
II-9.2 Réservoir et tuyauteries de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3 Pompe de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3.1 Pompe principale de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3.2 Pompe auxiliaire de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3.3 Pompe d'urgence de l'huile de lubrification.....	37
II-10 Vannes.....	38
II-10.1 Vanne de vérification.....	39
II-10.2 Vanne de test – pression basse de l'huile.....	39
II-10.3 vanne de test –pression basse de l'huile de lubrification.....	39
II-10.4 vanne de réglage VPR2.....	39
II-11 La commande de la température de l'huile de lubrification.....	40
II-12 Filtre principale de l'huile.....	40
II-13 Refroidisseur de l'huile de lubrification.....	41
II-14 Séparateur des vapeurs d'huile.....	42
II-15 Système hydraulique.....	44
II-15.1 Système d'activation de l'aube variable directrice d'entrée.....	45
II-15.1.1 Fonctionnement.....	45
II-16 Système de ventilation.....	46

Chapitre 3 Calcul des performances des TAG

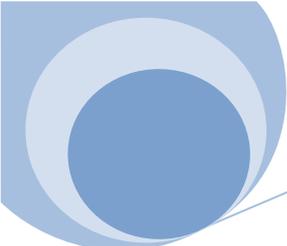
III.1 Introduction.....	48
III.2. Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz.....	48
III-2.1 Cycle idéal de Brayton.....	48
III.2.2 Cycle réel de Brayton.....	49
III.3. Etude thermodynamique du cycle.....	49
III.3.1 Rappel thermodynamique.....	50
III- 3.2 Travail de compression des gaz.....	51
III.3.3 Rendement thermodynamique d'un compresseur et la puissance.....	53
III.3.4 Turbine.....	55
III.3. Echangeur.....	56
III.4. Calcul thermodynamique -.....	59



III-4.1 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul thermodynamique.....	59
III.4.2 Calcul travail du compresseur.....	59
III.4.3 Calcul la puissance d'un compresseur.....	60
III.4.4 Calcul du travail et de la température à la sortie de la turbine.....	60
III.4.5 Travail utile	61
III.4.6 Calcul de la quantité de chaleur produite.....	61
III.4.7 Calcul de la puissance de l'échangeur à courants parallèles	61
III.5. Calcul thermodynamique des compresseurs (Hp, Mp, Bp).....	62

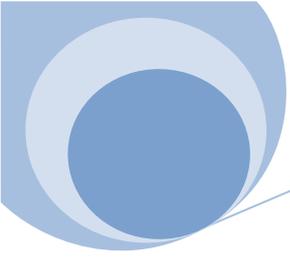
Chapitre 4 Maintenance et Entretien des TAG

IV-1 Les concepts de maintenance.....	71
IV-2 Les méthodes.....	71
IV-2.1 La maintenance corrective.....	72
IV-2.2 La maintenance préventive.....	72
IV-3 Les opérations de maintenance.....	73
IV-3.1 Les opérations de maintenance corrective.....	73
IV-3.2 Les opérations de maintenance préventive.....	74
IV-3.3 Autres opérations.....	74
IV-4 Echelons de maintenance.....	75
IV-5 Philosophie d'entretien Nouvo Pignon.....	78
IV-5.1 Critères d'entretien.....	78
IV-5.2 Maintenance programmée de la turbine.....	78
IV-5.2.1 Inspections d'entretien.....	78
CONCLUSION.....	89
ANNEXES	
Programme et l'organigramme	
BIBLIGRAPHIE	



NOMENCLATURE

Désignation	description	unités
C_p	Chaleur spécifique massique a pression constante	kJ/kg. K
γ	Exposant adiabatique	
z	Facteur de compressibilité	
p	Pression thermodynamique	Bar
τ	Taux de compression	
r	Constant spécifique des gaz parfaits	J/kg. K
R	Constant universelle des gaz parfaits	J/mole. K
\dot{m}_a	Débit massique de l'air	kg/s
h	Enthalpie	kJ/kg
η_{sT}	Rendement isentropique de la turbine	
η_{sc}	Rendement isentropique du compresseur	
η_m	Rendement mécanique	
\dot{m}_c	Débit massique du fluide chaud	kg/h
m_f	Débit massique du fluide froid	kg/h
k	Coefficient de transmission thermique surfacique moyen	w/m ²
w_c	Travail du compresseur	kJ/kg
w_T	Travail de la turbine	kJ/kg
w_u	Travail utile	kJ/kg
η_T	Rendement de la turbine	
Q_{c-c}	Quantité de chaleur produite dans la chambre de combustion	kJ/kg



APCI: Air Product and Chemicals Incorporation

CP-1/K: complexe pétrochimique de Skikda.

GL1K : complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda.

GN: gaz naturel.

GND: gaz naturel décarbonaté.

GNL : gaz naturel liquéfié

GNT: gaz naturel traité

GPL: gaz de pétrole liquéfié

Méga train: le nouveau train de liquéfaction de Skikda

MR: mixed réfrigérant

BP: basse pression

HP: haute pression

MP: moyenne pression

Pasp / Tasp : pression et température d'aspiration.

Pref / Tref: pression et température de refoulement

PR : propane

TAG: turbine à gaz.

Wad : travail adiabatique.

Wréel: travail réel

INTRODUCTION GENERALE

Une turbine à gaz est une machine thermodynamique tournante appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz combustible...) qui subissent une détente dans une turbine. Le comburant, le plus souvent de l'air ambiant, est généralement comprimé avant de pénétrer dans la chambre de combustion, en utilisant un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine.

Le mot « gaz » fait référence au caractère gazeux des produits de combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide. C'est durant la période de stage effectuée au sein du nouveau projet « Méga-Train » du GL2K Skikda en Mars 2016, que ce thème a été défini.

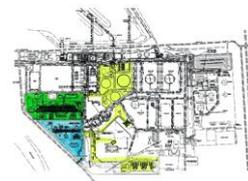
Le Nouveau Train de GNL a été conçu pour une capacité de production de 4,5 millions de tonnes de GNL par an, et peut fonctionner avec ou sans extraction des sous produits (Ethane, Propane, Butane, Gazoline).

L'objectif visé par ce projet de fin d'études est la détermination des performances des turbines à gaz du complexe GNL Skikda. Comme il existe une panoplie de turbines, il y a lieu de les décrire et maîtriser leur fonctionnement, précisément celles du nouveau projet « Megatrain » GL2K, lequel a été mis en service en 2012 en remplacement au GL1K, détruit suite au le tragique incident de 2004 ayant causé d'importantes pertes humaines et matérielles.

Le fait que toutes les turbines utilisées dans le projet GL2K sont semblables et ne diffèrent seulement que par leur dimensionnement, notre étude portera sur la turbine type MS7001AE.

Le projet comprend les parties suivantes :

- Introduction générale
- Chapitre I : Description du nouveau train GL2K Skikda
- Chapitre II : Fonctionnement et description des turbines à gaz
- Chapitre III : Calcul des performances de la turbine type MS7001AE
- Chapitre IV : Maintenance des TAG
- Conclusion générale.



I-1. Le gaz naturel

Le gaz naturel s'est formé il y a des millions d'années à partir des dépôts organiques au fond des océans ou des lacs.

On le trouve en gisement sec (accompagné parfois de gouttelettes dispersées de pétrole parce que le pétrole 'fuit' ailleurs, ou parce qu'il ne s'est pas formé en quantité suffisante). On peut le trouver également en gisement humide (associé au pétrole). Le plus souvent, le gaz (moins lourd) occupe la partie supérieure de la cavité appelée 'roche magasin', le pétrole occupe la partie moyenne, et de l'eau salée occupe la partie basse.

Il arrive aussi que le gaz naturel soit seul. Il est épuré et traité avant d'être utilisé.

Souvent, il faut le séparer des gouttelettes d'hydrocarbure liquide se trouvant en suspension dans le gaz (dégazolinage et extraction des GPL). On donne quelques éléments d'appréciation des principales réserves prouvées de gaz naturel dans le monde (en m³)

1. Russie	47, 570, 000, 000,000
2. Iran	26, 370, 000, 000,000
3. Qatar	25, 790, 000, 000,000
4. Arabie saoudite	6, 568, 000, 000,000
5. Emirats arabes unis	5, 823, 000, 000,000
6. Etats-Unis	5, 551, 000, 000,000
7. Nigeria	5, 01 5, 000, 000,000
8. Algérie	4, 359, 000, 000,000
9. Venezuela	4, 112, 000, 000,000
10. Iraq	3, 170, 000, 000,000
I 1. Turkménistan	2, 860, 000, 000,000
12. Indonésie	2, 630, 000, 000,000
13. Chine	2, 450, 000, 000,000



I.2 But de la liquéfaction :

Le but de la liquéfaction du gaz naturel est de réduire son volume dans un rapport de environ 600 à 1 afin de faciliter son transport dans des conditions optimum aussi bien sur le plan économique que sur celui de la sécurité.

Le gaz naturel liquéfié est par la suite stocké puis transporté par des méthaniers, vers les terminaux de réception où il sera vaporisé puis distribué aux clients sous forme gazeuse. Durant le transport, une partie de la cargaison s'évapore, du fait de l'entrée de chaleur à partir l'atmosphère. Cette quantité de gaz est récupérée pour être utilisée comme combustible sur le navire (chaudière ou turbine gaz).

I.3 Historique

La première usine de GNL a été construite en Virginie (USA) en 1912. Cette usine était du type Peak shaving.

A la différence des usines à flux continu, ce type d'usine liquéfie le gaz naturel pendant les périodes de basse consommation pour le vaporiser et le réinjecter dans le réseau de distribution pendant les périodes de consommation de pointe.

En 1941 : à Cleveland (USA) a mis en service un autre "peak shaving" qui fut malheureusement le siège d'un accident important qui s'est traduit par la mort de 128 personnes en 1944.

Par la suite, au début des années 50, aux USA, il a été envisagé de transporter du gaz naturel, liquéfié en Louisiane et transporté sur le Mississippi par barges. Ce GNL était destiné à être utilisé comme réfrigérant dans les abattoirs de Chicago.

Des 1954, la France et l'Angleterre s'engagèrent dans la recherche de solutions pour permettre de transporter du GNL par voie maritime, dans la perspective d'importer du gaz du Moyen Orient.

Compte tenu des basses températures, les recherches se sont concentrées sur deux préoccupations:

- Le choix des matériaux constituant les cuves.
- Les isolants (protection de la cuve des navires et limitation des déperditions de chaleur).

En 1959 : Conversion du cargo Méthane Pioneer pour transporter du GNL dans des cuves en alliage d'aluminium entre les Etats Unis et la Grande Bretagne, ce qui a donné le jour au transport commercial du GNL. Sept traversées ont été réalisées.



En France, c'est un liberty ship, le Beauvais, qui a été converti pour tester différents types de cuves. (Les liberty ship sont des cargos construits en masse aux USA durant la seconde guerre mondiale pour ravitailler les forces alliées).

En 1962 : Premières commandes (Méthane Pionner et Méthane Progress en Grande Bretagne, Jules Verne en France):

En 1964-1965 : Démarrage de la première chaîne commerciale de GNL à grande échelle comprenant:

- Le gisement de gaz de Hassi R'Mel dans le Sahara algérien (HRI découvert en 1956).
- L'usine de liquéfaction de la CAMEL (Arzew Algérie).
- 3 méthaniers (Méthane Princess, Méthane Progress, Jules Verne, rebaptisé CINDERELLA et qui est en service à ce jour).
- Les terminaux de Canvey Island (Grande Bretagne) et Havre (France) pour réceptionner et regazéifier le GNL avant expédition sur le réseau des consommateurs.

En 1969 : Démarrage de l'usine de Kenai (Alaska).

A partir du début des années 1970, démarrage d'usines en Afrique (Libye, Algérie) et en Asie du sud Est (Indonésie).

En 1977 : Démarrage de la première usine de GNL au Moyen Orient (Das Island à Abu Dhabi).

A partir de la fin des années 1970, augmentation progressive des capacités de production avec le démarrage d'usines en :

- Asie du Sud est (Indonésie, Malaisie, Brunei)
- Australie
- Afrique (Algérie, Nigeria, Egypte)
- Au Moyen Orient (Abu Dhabi, Qatar, Oman)
- Amérique du Sud (Trin et Tobago).

Aujourd'hui, la grande majorité des usines de liquéfaction dans le monde utilisent le procédé APCI (Air Product and Chemicals Incorporation)



I.4 LE NOUVEAU TRAIN DE GNL DE SKIKDA

I.4.1 Situation géographique (Annexe 1)

Le Nouveau Train de GNL (MEGA TRAIN) est situé à l'intérieur de l'enceinte du complexe GL1K, au Nord Ouest des trains de liquéfaction existants. [4]

I.4.2 Caractéristiques de production :

Les caractéristiques de fonctionnement avec ou sans extraction de sous produits sont données dans le tableau en **annexe 2**.

Le Nouveau Train de GNL a été conçu pour une capacité de production de 4,5 millions de tonnes de GNL par an, et peut fonctionner avec ou sans extraction des sous produits (Ethane, Propane, Butane, Gazoline).

Une charge de gaz riche en Hélium est également produite pour alimenter l'usine de production d'Hélium mitoyenne (HELISON). En retour, Helison renvoie de l'azote gazeux et du Fuel Gas (48% azote, 52% méthane).

Etant donné que l'usine Helison est aussi alimentée en gaz riche en hélium par les unités existantes de GL1K, l'azote et le Fuel Gas retournés sont aussi utilisés par ces unités.

I.4.3 Cas de marche prévus:

Le Nouveau Train de GNL est conçu pour fonctionner selon 8 cas de marche:

- Cas de marche 1: Charge lourde avec extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 2: Charge lourde sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 3 : Charge lourde avec extraction des GPL à une température ambiante de 40°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 4 : Charge légère avec extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 5 : Charge de Hassi R'mel 2007 sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.



- Cas de marche 6 : Charge de Hassi R'mel 2017 sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 7 : Charge de Hassi R'mel 2007 sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 8 : Charge lourde sans extraction des GPL à une température ambiante de 40°C et avec chargement de GNL.

Le Nouveau Train de GNL est conçu pour un fonctionnement en flux continu garanti (24h/24, pendant 330 jours / an).

I.4.4 Procédé de liquéfaction utilisé : (annexes 3 & 4)

Procédé BASF (Air Product and Chemicals Incorporation) qui utilise:

- Une boucle de réfrigération (pré refroidissement) au propane comprenant:
 - Un compresseur principal de propane (15-MJO4) à 4 étages (51,8 MW) entraîné par une turbine à gaz FRAME 7 (819 MVV). Sur le même arbre est attelé un moteur d'assistance au démarrage (helper motor) de 17 MW.
 - Une batterie d'évaporateurs.
 - Une batterie d'aéro-réfrigérants.

Le rôle de cette boucle de réfrigération est de :

- Pré refroidir environ 2/3 du réfrigérant principal de +40°C à -36°C avant son utilisation dans l'échangeur cryogénique principal où il va refroidir le gaz naturel.
- Pré refroidir le gaz naturel décarbonaté et sec de + 22°C à -35°C avant son entrée dans l'échangeur principal cryogénique.
- Une boucle de réfrigération au réfrigérant mixte (MR), comprenant:



- Un compresseur à 3 corps (16-MJOI-02-03) entraîné par une turbine à gaz. FRAME 7 (83.3 MW). Sur le même arbre est attelé un moteur d'assistance au démarrage (helper motor) de 17 MW.
- Une batterie d'évaporateurs.
- Une batterie d'aéro-réfrigérants.

Le rôle de cette boucle de réfrigération est de refroidir et liquéfier le gaz naturel dans l'échangeur principal cryogénique. Les différents constituants du réfrigérant mixte (MR) sont obtenus à partir du gaz naturel.

NB : Le troisième corps (16-MJO3, 28.6 MW) du compresseur MR est entraîné par la turbine du compresseur principal de propane.

➤ Une boucle externe de réfrigération au propane comprenant:

- Un compresseur de propane (20-MJOI) à 4 étages (22 MW) entraîné par une turbine a gaz FRAME 5 (31 MW).
- Une batterie d'évaporateurs.
- Une batterie d'aéro-réfrigérants

Le rôle de cette boucle de réfrigération est de:

- Pré refroidir environ 1/3 du réfrigérant principal de +40°C a -36°C avant son utilisation dans l'échangeur cryogénique principal où il va refroidir le gaz naturel.
 - Assurer la réfrigération pour les échangeurs de l'unité de fractionnement.
- Un échangeur principal de type bobiné pour la liquéfaction. Cet échangeur est constitué d'une calandre en aluminium et de plusieurs faisceaux de tubes en aluminium enroulés autour d'un noyau central (mandrin).



Remarque générale : Le Nouveau Train de GNL n'utilise pas d'eau de mer (sauf pour le réseau incendie). Il n'utilise pas non plus de la vapeur. Les échangeurs (rebouilleurs et réchauffeurs) utilisent de l'huile comme fluide de chauffage: Cette huile est elle-même chauffée par les gaz d'échappement de la turbine d'entraînement du compresseur principal de propane.

I.4.5 Présentation générale des installations du Nouveau Train de GNL.

Les installations du Nouveau Train de GNL sont essentiellement constituées des unités suivantes :

I.4.5.1 Les utilités :

Ces installations fournissent les utilités nécessaires au fonctionnement du Nouveau Train de GNL.

➤ L'énergie électrique

- (05) Diesel Générateur d'une puissance unitaire de 1.8 MW, Ces équipements servent à fournir l'énergie électrique nécessaire pour le démarrage et pour l'arrêt sécurisé des installations.
- (05) turbo générateurs (turbines a gaz entrainant des alternateurs) d'une puissance unitaire de 25 MW.

Ces équipements servent à fournir l'énergie électrique pour tous les consommateurs du Nouveau Train de GNL et, après raccordement, aux installations existantes (GL1K).

- (06) sous stations pour la distribution électrique.
- La production d'air instrument et d'air service comprenant : (03) compresseurs d'une capacité unitaire de 3300 Nm³/heure, munis d'une batterie de sècheurs et de ballons de recette associés.

Cette unité produit de l'air instrument sec pour les besoins de l'instrumentation (vannes, positionneurs, etc.) ainsi que de l'air service non séché pour les besoins utilitaires des installations (nettoyage par exemple).



La production d'eau potable à partir du réseau d'eau industrielle (d'eau barrage) est fournie par le complexe GL1K. Cette eau est traitée dans un package spécial pour être amenée aux conditions sanitaires exigées avant sa mise à la consommation [4].

NB : Le reste des utilités est assuré par le complexe GL1K existant:

- L'azote qui sera utilisé durant les opérations de mise sous atmosphère inerte des installations lors des opérations de maintenance ou de préparation de démarrage.
- L'eau déminéralisée, utilisée pour les circuits de réfrigération de l'huile des machines tournantes et pour la préparation et le maintien de la concentration d'eau à solution MDEA utilisée pour la décarbonatation du gaz naturel.

I.4.5.2 Le train de liquéfaction et de fractionnement comprend les unités suivantes:

- L'unité de comptage du gaz naturel.
- L'unité de compression du gaz naturel.
- L'unité de décarbonatation du gaz naturel.
- L'unité de déshydratation du gaz naturel.
- L'unité de démercurisation du gaz naturel.
- L'unité de liquéfaction du gaz naturel et d'extraction de la charge de gaz riche en Hélium.
- L'unité de fractionnement des sous produits (Ethane, Propane, Butane, Gazoline).
- L'unité de stockage et de chauffage d'huile pour les échangeurs.

NB : Le combustible (Fuel Gas) qui alimente les turbines à gaz des générateurs électriques et des compresseurs du train de liquéfaction a pour origine:

- Le ballon de flash de flash du GNL en fin de liquéfaction.
- Un appoint de gaz naturel.
- Le retour de Fuel Gas de l'usine Helison mitoyenne.



I.4.5.3 Le stockage des produits finis comprend:

- Un bac de stockage de GNL de 150 000 m³. Il est du type confinement intégral avec une structure extérieure en béton armé précontraint à toit suspendu et une cuve interne en acier à 9% de nickel.
- Les gaz d'évaporation des bacs (boil off) et de retour des méthaniers durant le chargement sont repris par des compresseurs et envoyés dans le réseau Fuel Gas et/ou recyclés à l'entrée de l'unité de liquéfaction du Nouveau Train de GNL.
- Un bac de stockage de propane de capacité totale de 66 000 m³ (type confinement intégral).
- Un bac de stockage de butane de capacité totale de 66 000 m³ (type confinement intégral).
- Une unité de réfrigération de GPL (propane et butane). Cette unité reçoit:
 - Les gaz d'évaporation des bacs de propane et de butane du Nouveau Train. Ce boil off est liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.
 - Le retour gaz des navires GPL durant les chargements. Ce boil off est liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.
 - Le butane et le propane chauds venant de la Raffinerie de Skikda (RA1K). Ces produits sont sous-refroidis puis renvoyés au stockage dans les bacs du Nouveau Train de GNL.
- Une sphère de stockage de gazoline de capacité totale de 3 760 m³.

I.4.5.4 Le système torche et brûlot comprend:

- Une torche recevant les effluents gazeux des unités du Nouveau Train de GNL et du complexe existant. La hauteur de cette torche est de 150 m. Elle est montée sur un seul derrick comprenant 3 futs (2 pour le Nouveau Train et 1 pour les unités existantes de GL1K).



- Une torche basse pression (torche confinée) recevant le torchage de boil off du nouveau Train de GNL et du complexe GL1K existant.
- Un brûlot recevant les liquides torchés à partir du Nouveau Train de GNL et du complexe existant.

I.4.5.5 La salle de contrôle principale comprend:

- Les postes de conduite et les équipements associés.
- Les salles engineering et maintenance.
- La salle de formation OTS (simulateur).
- La salle de réunion, cuisine, vestiaires...

I.4.5.6 Le système de contrôle et de sécurité

- il comprend un ensemble de systèmes regroupés à le sein de l'ICS (Instrument Control System).
- Le système de contrôle utilisé est le DCS EPKS (Experion Process Knowledge System R310). I
- Il fait partie de l'ICS qui communique avec tous les autres systèmes de contrôle et de sécurité.

I.4.5.7 Le réseau incendie :

Le réseau incendie du Nouveau Train de GNL est alimenté par une pompe électrique située à la pomperie eau de mer du complexe GL1K. Ce réseau est interconnecté à celui de GL1K en trois points. En marche normale, ce réseau est maintenu en pression par de l'eau industrielle (de barrage).

I.4.5.8 Le système de détection feux et gaz :

Le Nouveau Train de GNL est équipé de systèmes de détection feux et gaz répartis sur l'ensemble du Train. Les alarmes sont reportées en salle de contrôle. En cas de feu ou fuite de gaz sur une zone du Train, et en cas de nécessité, l'opérateur dispose d'un système d'isolement et de dépressurisation de la zone concernée. [4]



Le groupe propulseur est composé par l'unité de la turbine à gaz à un seul arbre et un alternateur ou un compresseur centrifuge ainsi que leurs équipements auxiliaires, l'équipement de commande nécessaire et les autres pièces auxiliaires hors base qui sont essentielles pour le fonctionnement de l'ensemble [3].

II-1 Généralités

Le modèle MS7001EA est une turbine à gaz mono-arbre équipée de 10 chambres de combustion à écoulement inversé.

Les caractéristiques principales de la turbine sont décrites dans les spécifications suivantes :

Température sèche	40 °C
Humidité relative	72 %
Pression d'admission	1 013 mbar
Puissance normale ISO	82 100 kW
Vitesse de rotation	3 600 RPM
Température d'échappement	555 °C
Débit d'échappement	972. 10 ³ kg / h
Sortie nette	75 000 KW
Consommation spécifique de chaleur	11 270 kJ / kWh

L'ensemble de la turbine à gaz MS7001EA comprend six sections ou groupes principaux :

- L'entrée d'air
- Le compresseur
- Le système de combustion
- La turbine
- L'échappement
- Les systèmes de support



II-2 Description du passage du gaz

Le passage du gaz est la voie par laquelle les gaz circulent à travers la turbine à gaz de l'entrée d'air à l'échappement de la turbine en passant par le compresseur, la section de combustion et la turbine, comme indiqué sur le schéma du flux, **Figure II-1**.

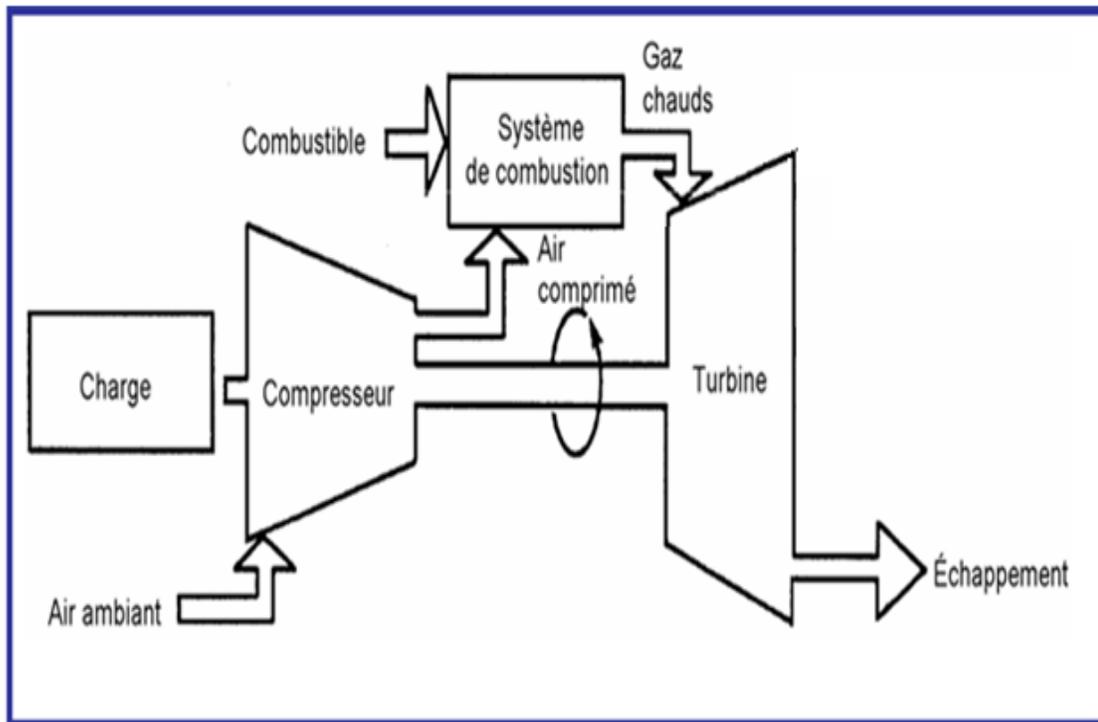


FIG II-1 Description du système du passage de gaz

Sur des unités de turbine à gaz équipées de régénérateur facultatif, le passage du gaz est prévu du compresseur au régénérateur, à travers la tuyauterie externe, pour un réchauffement supplémentaire, puis il retourne vers la chambre de combustion. Les rapports fonctionnels et les positions des sections principales de la turbine à gaz MS7001EA sont présentés sur la **Figure II-2**.

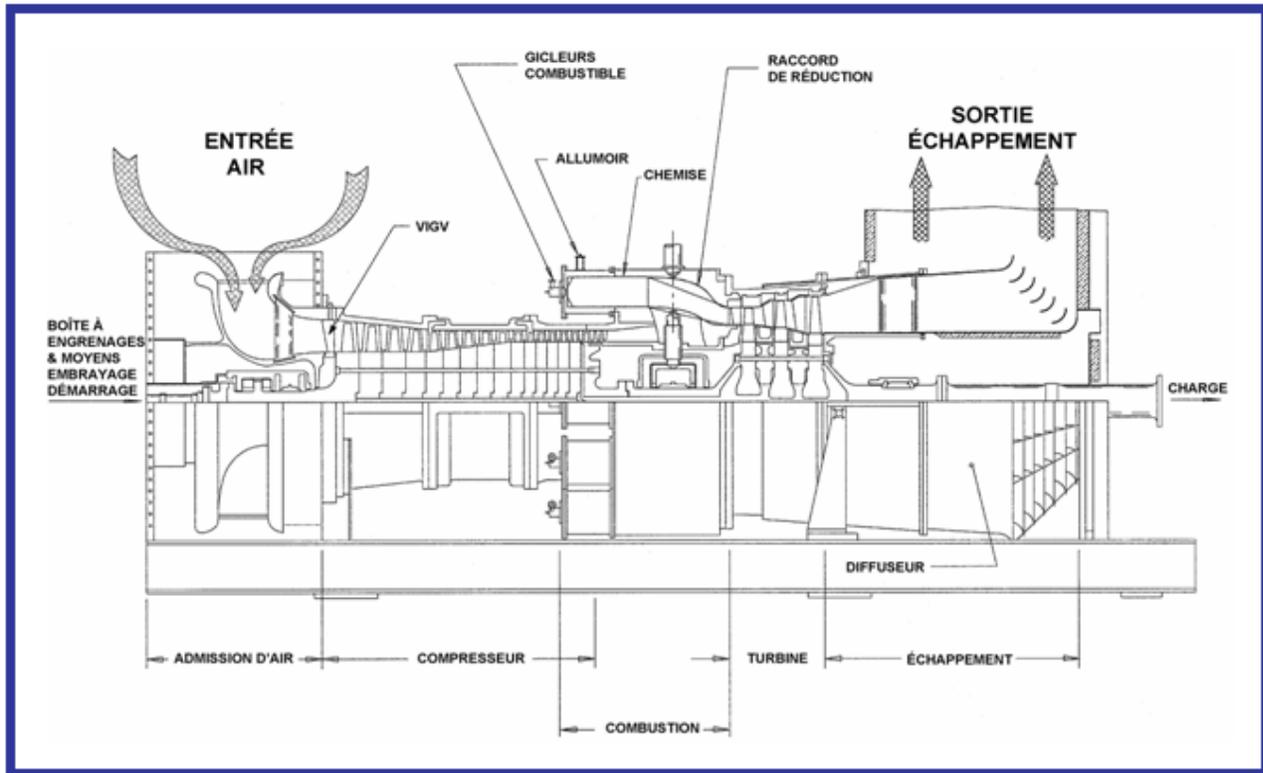


Figure II-2. Sections principales de l'ensemble de la Turbine à gaz MS7001EA

Lorsque le système de démarrage de la turbine est actionné et l'embrayage est engagé, l'air ambiant est aspiré à travers l'ensemble du plénum d'admission d'air, filtré et comprimé dans le compresseur à plusieurs étages et à flux axial.

Pour la protection contre les pulsations pendant le démarrage, les vannes de décharge du compresseur sont ouvertes et les aubes directrices en position fermée.

L'air comprimé provenant du compresseur passe dans l'espace annulaire environnant les chemises de combustion, à partir duquel il passe dans les espaces entre les carters de combustion externes et les chemises de combustion, puis il entre dans la zone de combustion à travers des orifices de mesure dans chacune des chemises de combustion [1].



Lorsque le combustible est enflammé dans une chambre de combustion, la flamme se propage à travers les tubes de raccordement et se dirige vers toutes les autres chambres de combustion.

Les gaz chauds des chambres de combustion passent à travers des raccords de réduction séparés, joints à l'extrémité arrière des chemises de la chambre de combustion, puis ils coulent depuis ce point-là jusqu'à la section du troisième étage de la turbine.

Après le passage dans les aubes du troisième étage, les gaz sont dirigés vers le diffuseur d'échappement. Les gaz passent ensuite dans le plénum d'échappement et sont envoyés dans l'atmosphère à travers la cheminée d'échappement.

II-3 Section du compresseur

La section du compresseur se compose du rotor et du stator (la caisse du compresseur). À l'intérieur de la caisse du compresseur, il y a les aubes orientables à entrée variable, les différents étages du rotor, les aubes du stator et les aubes directrices de sortie.

Dans le compresseur, l'air est enfermé dans l'espace entre le rotor et le stator, où il est comprimé en étages par une série d'alternances des aubes rotatives (rotor) et stationnaires (stator) à profil aérodynamique.

Les aubes du rotor fournissent la puissance nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage et les aubes du stator dirigent l'air de sorte qu'il entre dans l'étage du rotor suivant par l'angle correct.

L'air comprimé sort par le refoulement du compresseur vers les chambres de combustion.

L'air est extrait du compresseur pour un refroidissement de la turbine, l'étanchéité du palier [1].

II-3.1 Rotor

Le rotor du compresseur de la turbine à gaz est un ensemble de roues, deux (02) faux arbres, chacun avec des roues intégrales, une bague de vitesse, des tirants, et des aubes du rotor du compresseur, (Figure II-3.1).

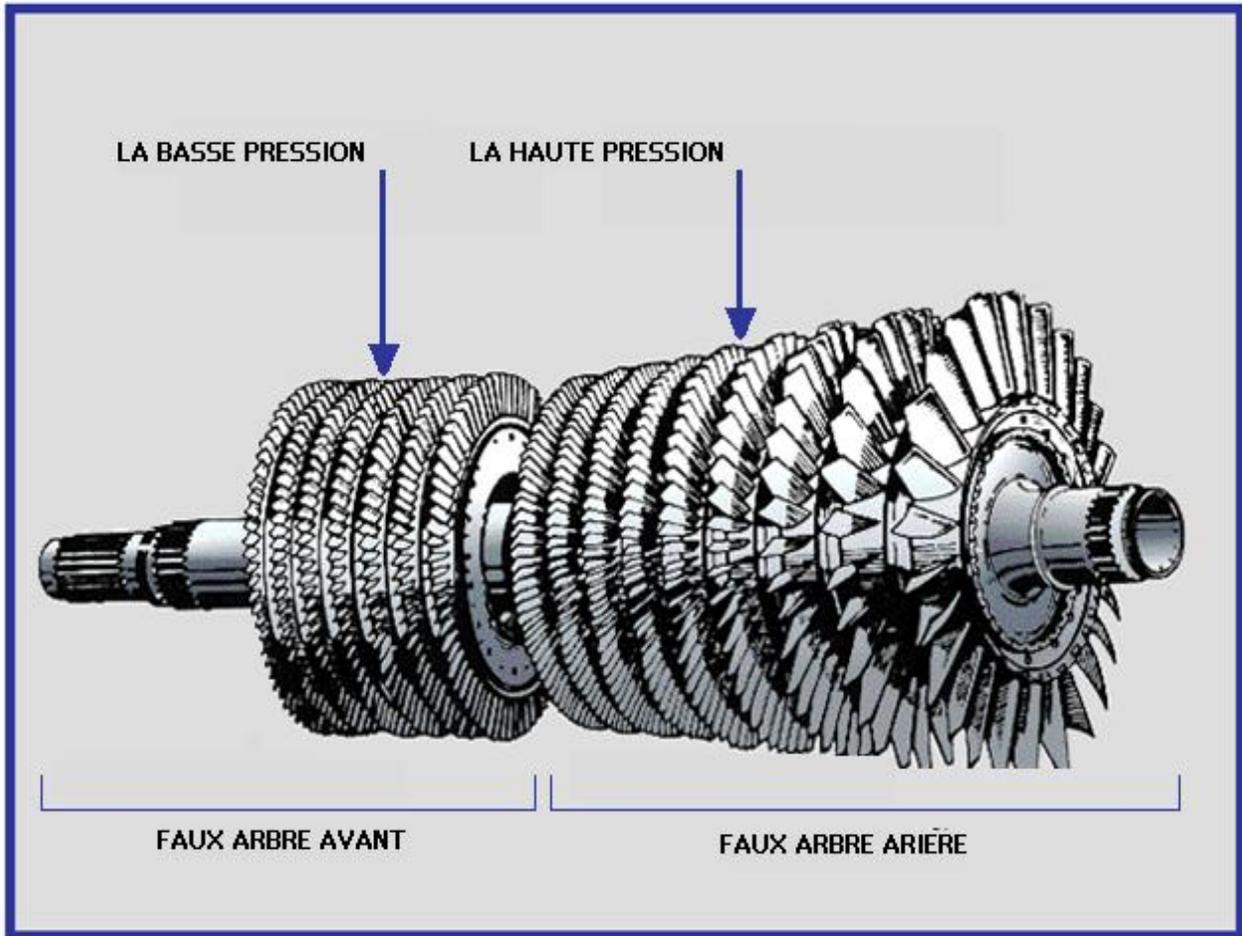


Figure II-3.1. Rotor de la turbine à gaz avec deux faux arbres

Chaque roue et chaque partie de roue du faux arbre, disposent de fentes brochées autour de leur périphérie (**Figure II-3.2**).

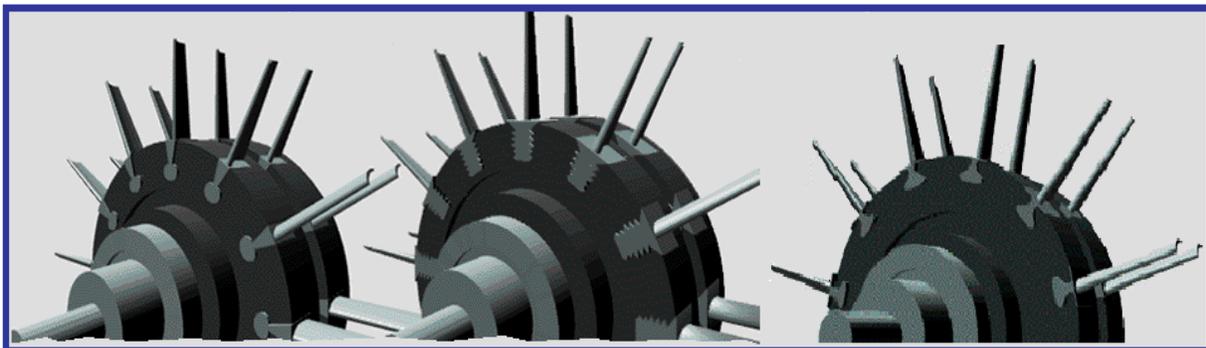


Figure II-3.2 Ensemble des aubes du rotor insérées dans les roues intégrales



Les aubes et les entretoises du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par un resserrant à chaque extrémité de la fente.

Les roues et les faux arbres sont assemblés par des feuilures paires en vue du contrôle de la concentricité et ils sont maintenus ensemble par des tirants.

Le faux arbre avant est usiné pour servir de collet de butée qui supporte les charges de butée avant et arrière. Il sert également de porteur pour le palier N°1, la surface d'étanchéité des joints d'huile du palier N°1 et le joint d'étanchéité à l'air de faible pression du compresseur [1].

II-3.2 Stator

La zone du stator « carter » de la section du compresseur se compose de trois sections principales

- Le carter d'admission
- Le carter du compresseur
- Le carter de refoulement du compresseur (**Figure II-4**)

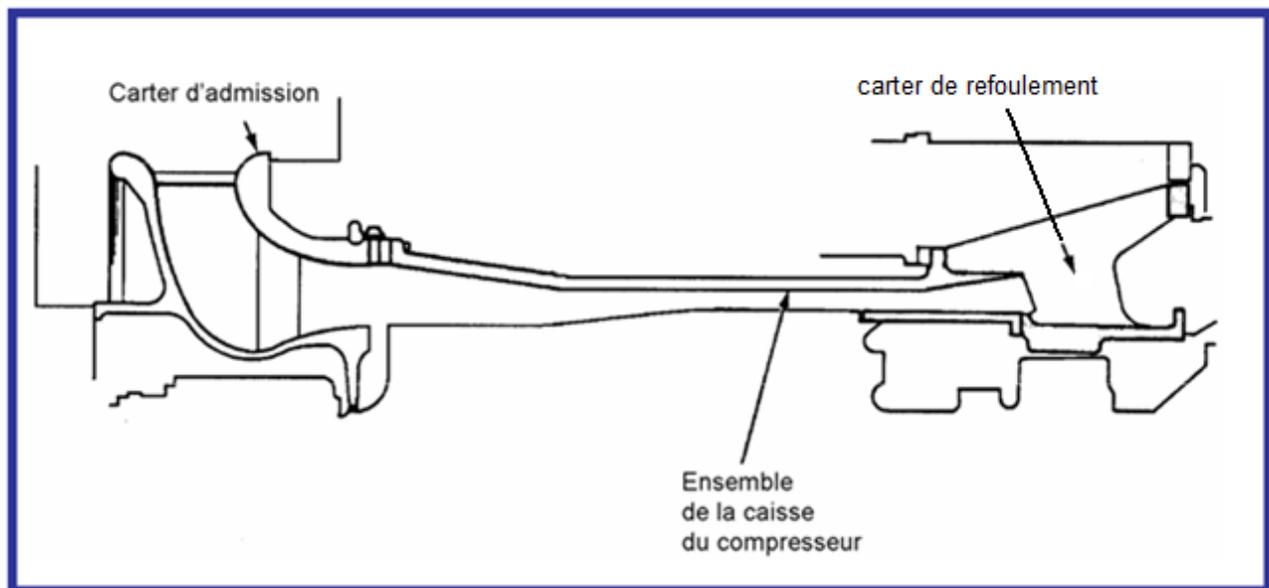


Figure II-4 Stator du compresseur – Vue en coupe.

Ces sections, conjointement avec la coque de la turbine, constituent la structure principale de la turbine à gaz. Elles servent de support au rotor au niveau des paliers et constituent la paroi externe de l'espace annulaire pour le passage du gaz. Tous ces carters sont divisés horizontalement pour faciliter l'entretien [1].



II-3.2.1 Carter d'admission

Le carter d'admission (**Figure II-5**) se trouve à l'avant de la turbine à gaz dont sa fonction principale est de :

- diriger uniformément l'air dans le compresseur ;
- supporter également le palier N°1.

Les aubes orientables à entrée variable sont situées sur l'extrémité arrière du carter d'admission. Elles sont positionnées, d'une façon mécanique, par un anneau de commande et un pignon d'engrenage connectés à un actionneur hydraulique et un bras de raccordement. La position de ces aubes a un impact sur le débit d'air d'entrée du compresseur.

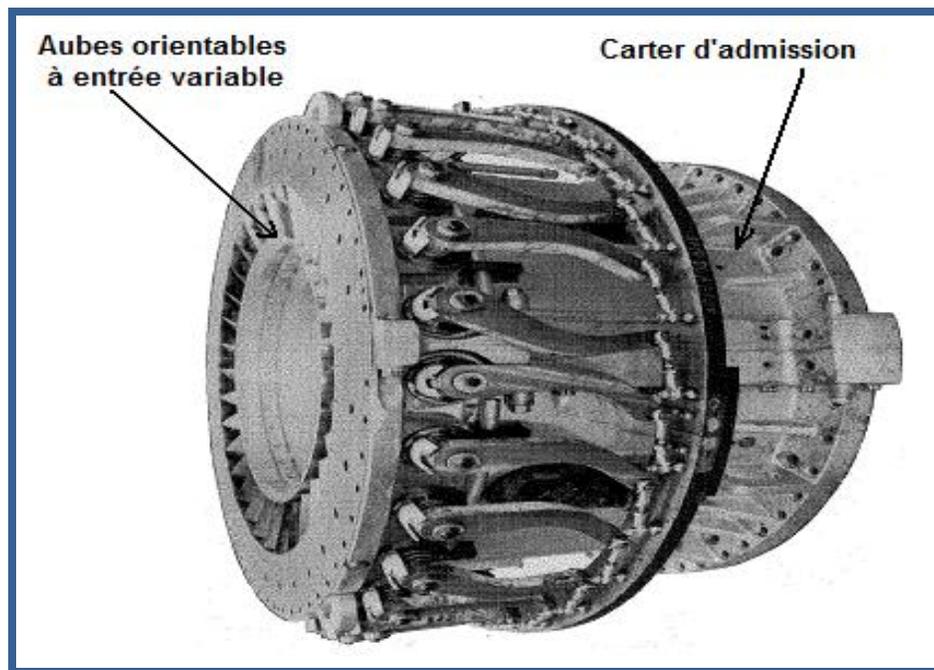


Figure II-5 Carter d'admission d'air avec aubes orientables à entrée variable.

II-3.2.2 Carter du compresseur

Le carter du compresseur comprend les dix (10) premiers étages du stator du compresseur.

Il transfère également les charges structurelles du carter adjacent au support avant, qui est boulonné et chevillé à cette bride antérieure du carter du compresseur.

Le carter du compresseur est muni de deux tourillons entièrement joints servant à soulever la turbine à gaz lorsqu'elle est séparée de son socle.



Il Contient des ports d'extraction qui permettent d'extraire l'air du compresseur (le refroidissement et d'étanchéité) [1].

II-3.2.3 Carter de refoulement du compresseur

Le carter de refoulement du compresseur est la partie finale de la section du compresseur, il contient les derniers étages du compresseur, pour former à la fois les parois interne et externe du diffuseur du compresseur, ainsi que pour unir les stators du compresseur et de la turbine.

Il sert également de support à l'extrémité avant du boîtier de combustion et de support interne au gicleur de la turbine du premier étage.

Il se compose de deux cylindres, l'un étant un prolongement du carter du compresseur et l'autre un cylindre interne autour du rotor du compresseur.

II-4 Section de combustion

Le système de combustion est du type à écoulement inversé avec les chambres de combustion disposées autour de la périphérie du carter de refoulement du compresseur. Elles sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre lorsqu'on les regarde en aval et depuis le sommet de la machine (**Figure II-6**).

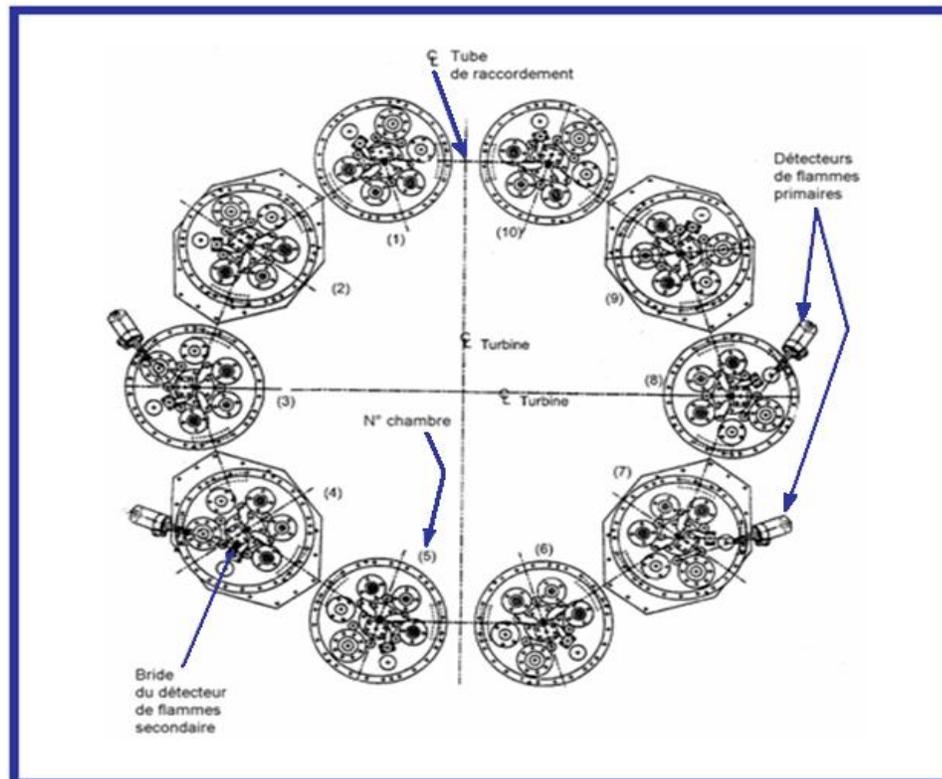


Figure II-6. Disposition du carter de combustion MS7001E/EA.



Ce système comporte également : des gicleurs de combustible, un système d'allumage de bougies, des détecteurs de flammes et des tubes de raccordement.

II-4.1 Chambres de combustion

L'air de refoulement du compresseur passe en amont, le long de la partie externe de la chemise de combustion, vers le couvercle de la chemise (**Figure II-7.1**).

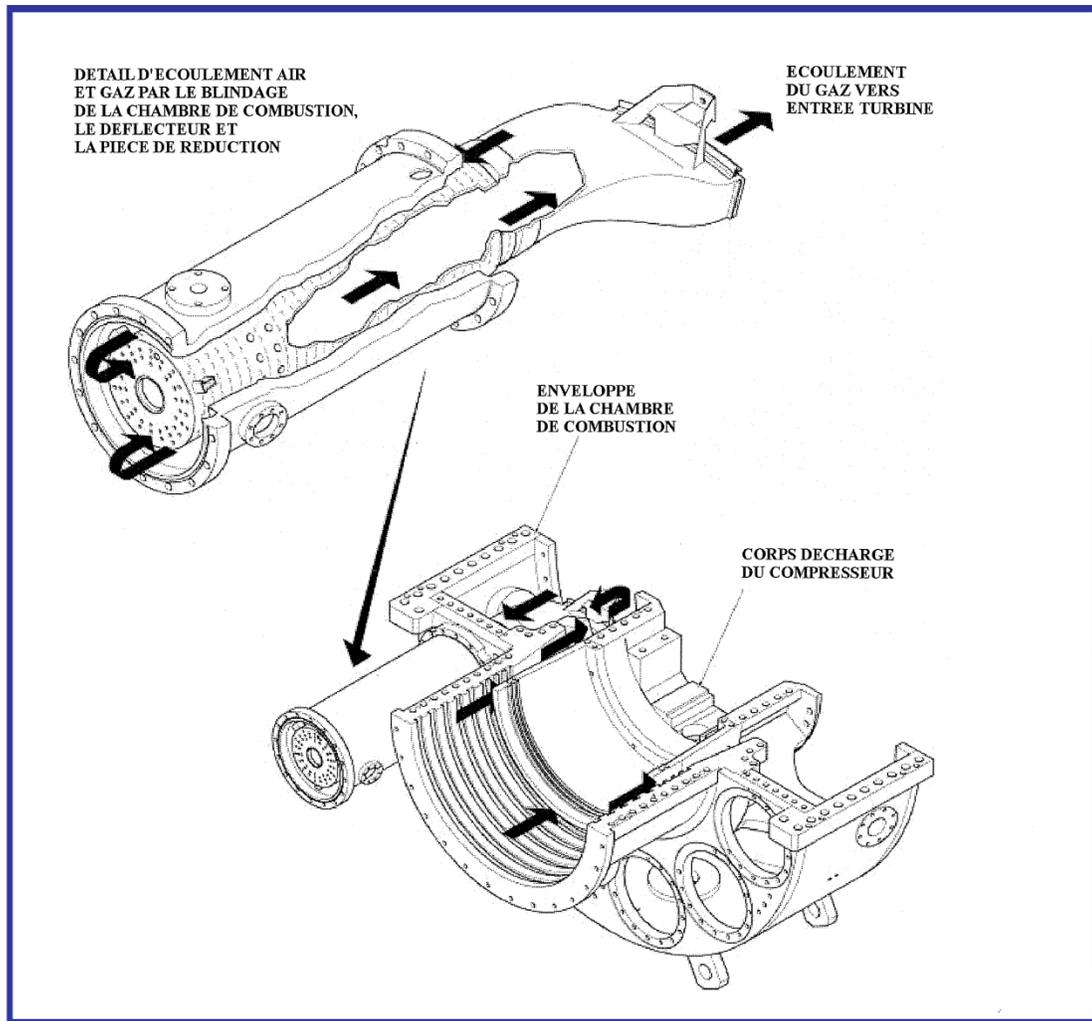


Figure II-7.1. Ecoulement de l'air comprimé par la section de combustion de la TAG

Cet air entre dans les zones de réaction de la chambre de combustion, à travers les extrémités primaire et secondaire du tourbillon du gicleur de combustible, puis à travers les orifices de mesure, dans la chemise et le couvercle.



Les gaz chauds de combustion provenant des zones de réaction passent dans la zone de dilution, où de l'air supplémentaire est mélangé avec les gaz de combustion.

Les orifices de mesure, situés dans la zone de dilution, permettent à une quantité correcte d'air d'entrer et de refroidir les gaz, en fonction de la température souhaitée.

Le long de la chemise de combustion et dans le couvercle de la chemise, il y a des ouvertures qui ont la fonction de fournir un peu d'air pour refroidir les parois de la chemise et du couvercle.

Les raccords de réduction dirigent les gaz chauds depuis les chemises jusqu'aux gicleurs de la turbine (**Figure II-7.2**).

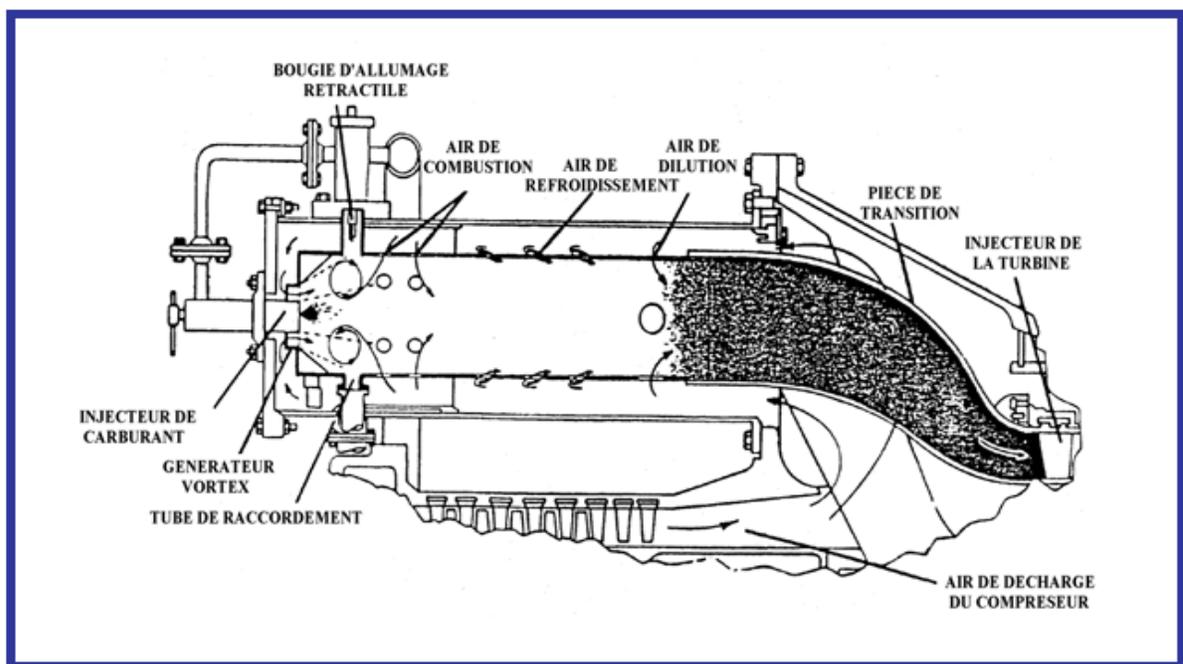


Figure II-7.2. Disposition du système de combustion MS7001E/EA

II-4.2 Bougies d'allumage

La combustion est lancée grâce aux bougies d'allumage (**Figure II-8**). Pendant l'alimentation, une étincelle de l'une ou plusieurs de ces bougies enflamme le mélange de GN/air dans une chambre, les autres chambres s'enflamment par feux croisés à travers les tubes interconnectant la zone de réaction de ces chambres.

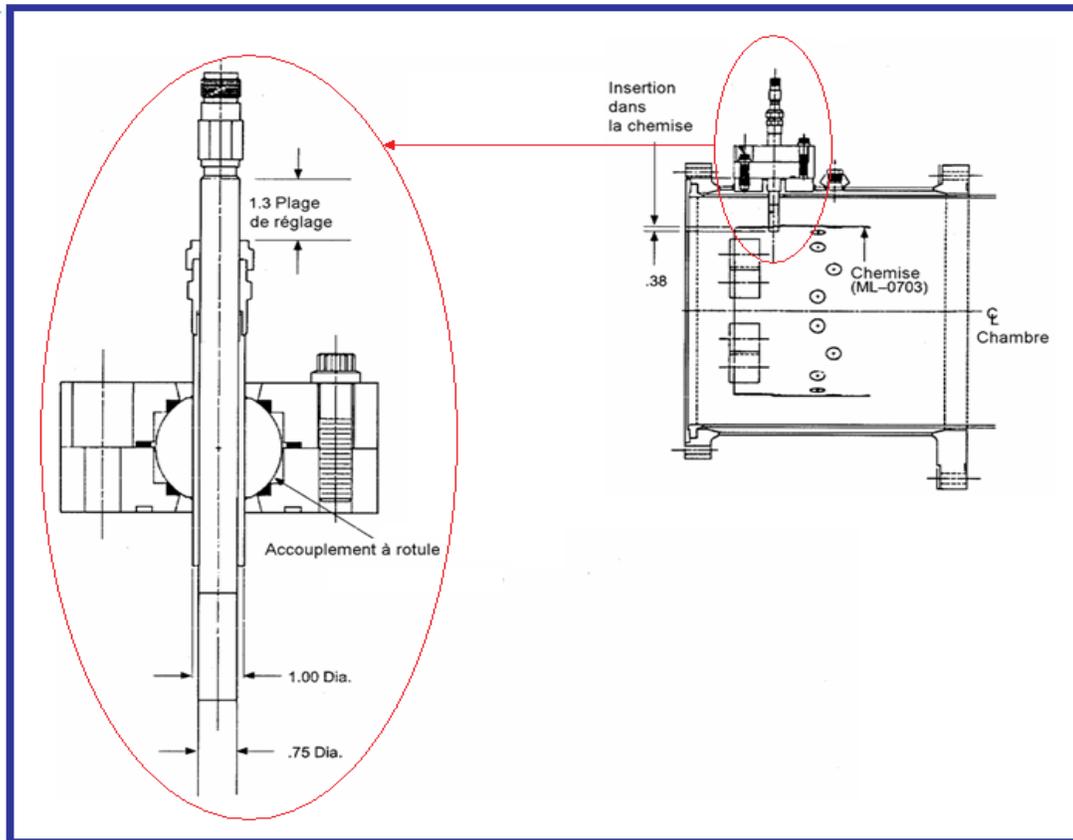


Figure II-8. Bougie d'allumage avec accouplement à rotule.

II-4.3. Détecteurs de flammes à ultraviolet

Lors de la séquence de démarrage, il est important qu'une indication de la présence ou de l'absence de flammes soit transmise au système de commande ; raison pour laquelle un système de surveillance de flammes est utilisé. Il s'agit de plusieurs capteurs installés sur des chambres adjacentes de combustion et d'un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Les détecteurs de flammes sont équipés de chemises de refroidissement d'eau (**Figures II-9**), afin d'obtenir des températures acceptables.

Le capteur de flammes à ultraviolet contient un détecteur rempli de gaz. Le gaz à l'intérieur de ce détecteur est sensible à la présence de radiations ultraviolettes émises par une flamme d'hydrocarbure. La tension à courant continu, fournie par l'amplificateur, est imprimée à travers les bornes du détecteur. S'il y a une flamme, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la conduction dans le circuit, ce qui entraîne les électroniques à indiquer une sortie de flamme [1].

Réciproquement, l'absence de flamme génère une sortie indiquant l'absence de flamme.

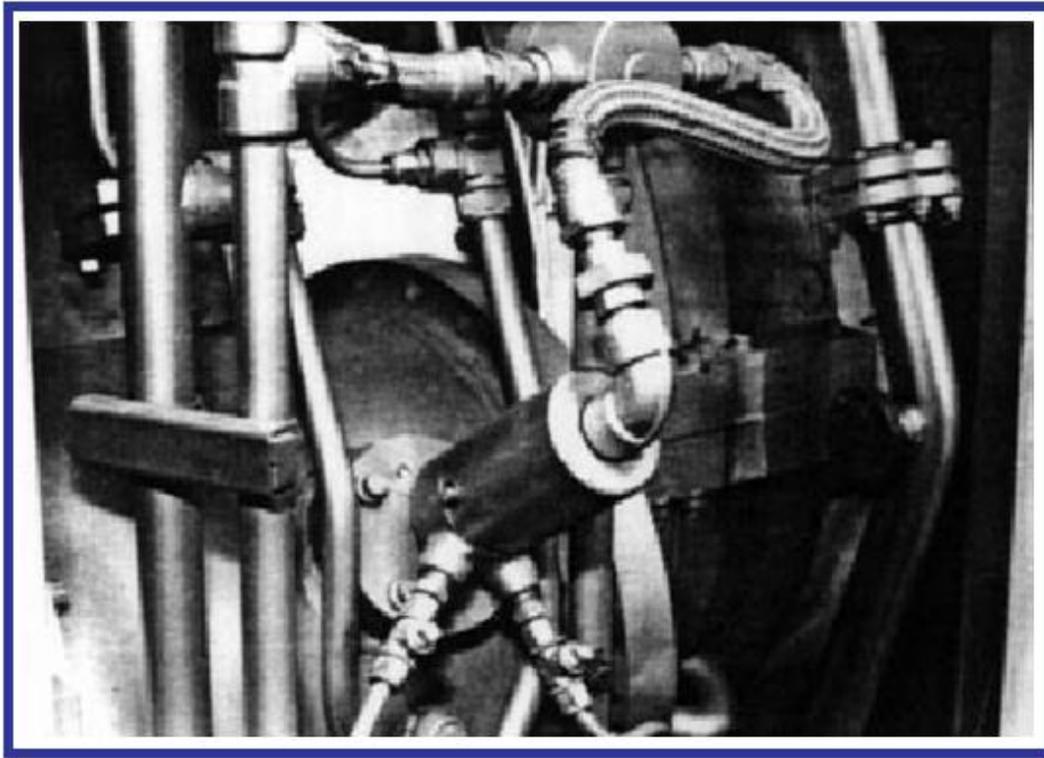


Figure II-9 Détecteur de flammes refroidi à l'eau

II-5 Section de la Turbine

La section de la turbine à trois étages est la zone dans laquelle l'énergie, sous forme de gaz pressurisé à haute température, produite par les sections du compresseur et de la combustion, est convertie en énergie mécanique.

La section de la turbine à gaz MS-7001 comprend le rotor de la turbine, le bâti d'échappement du corps de la turbine, le diffuseur d'échappement, les gicleurs et les capots.

II-5.1 Rotor de la turbine

Le rotor de la turbine, représenté sur la **Figure II-10**, se compose des arbres de roues de turbine avant et arrière, des roues de turbine du premier, deuxième et troisième étage, avec des entretoises et des aubes de la turbine.

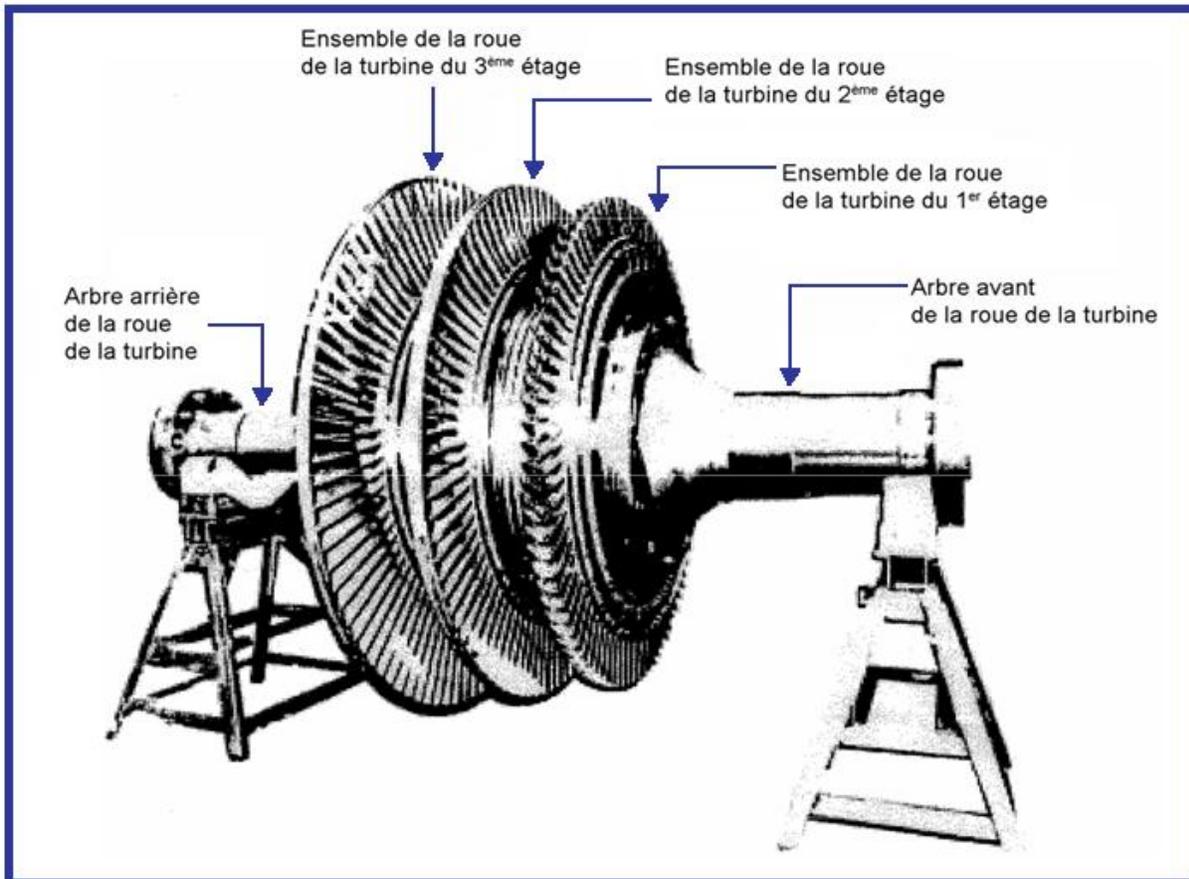


Figure II-10. Ensemble du rotor de la turbine

II-5.1.1 Arbres de roues

L'arbre de roues avant s'étend de la roue de la turbine du premier étage à la bride arrière du rotor du compresseur. Le porteur pour le palier N°2 est une pièce de l'arbre de roue avant.

L'arbre de roue arrière relie la roue de la turbine du troisième étage pour l'accouplement de la charge. Il comprend le palier porteur N°3.

II-5.1.2 Roues

Les aubes de la turbine sont assemblées dans les roues avec des queues d'aronde axiales, et en forme de sapin, introduites dans des découpes correspondantes, dans les couronnes des roues de la turbine.

Tous les trois étages de la turbine ont un moulage de précision et ils disposent d'aubes à bras long. La conception des aubes à bras long permet de protéger efficacement les couronnes des roues et les fixations du fond des aubes contre les hautes températures dans le passage du gaz chaud, en permettant également d'amortir mécaniquement les vibrations des aubes [1].



Les aubes des deuxième et troisième étages disposent d'épaulements de verrouillage à leurs extrémités, ce qui permet également d'amortir les vibrations. Ces épaulements permettent également de renforcer l'efficacité de la turbine, en minimisant la fuite aux extrémités.

La **Figure II-11** présente des aubes de turbine du premier, deuxième et troisième étage pour le modèle MS7001E/EA.

L'augmentation de la taille des aubes du premier au troisième étage est nécessaire compte tenu de la réduction de la pression résultant de la conversion de l'énergie à chaque étage, ce qui exige un élargissement de l'espace annulaire, afin de satisfaire le débit de gaz.

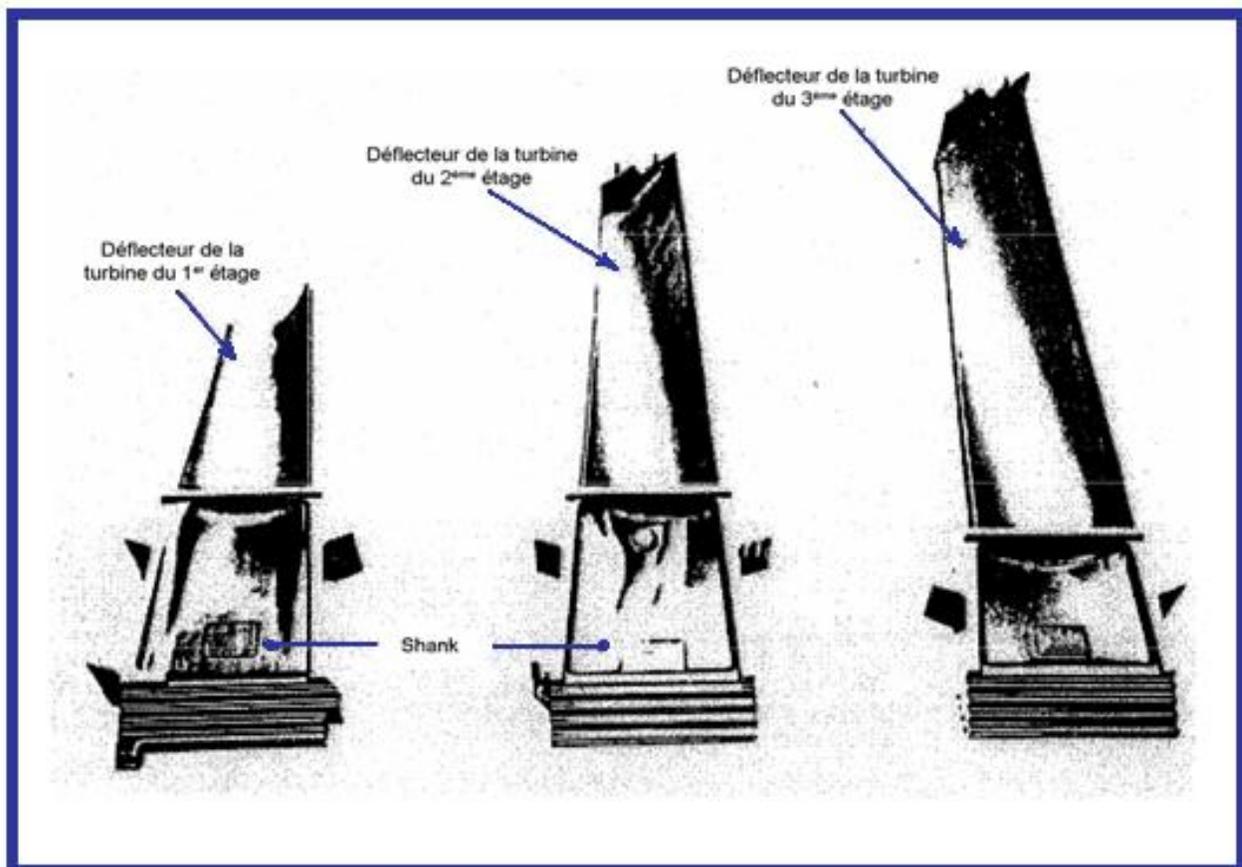


Figure II-11. Aubes de turbine du premier, deuxième et troisième étage de MS7001E.



II-5.2 Refroidissement du rotor de la turbine

Le rotor de la turbine est refroidi afin de maintenir la température de fonctionnement à des niveaux raisonnables et, par conséquent, garantir une longue durée de vie de la turbine.

Le refroidissement est effectué grâce à une circulation normale de l'air froid extrait depuis l'extrémité du compresseur et refoulé radialement vers l'extérieur par un espace entre la roue de la turbine et le stator, et des extrémités des augets de la queue d'aronde de la turbine en direction du flux gazeux principal. Cette zone est appelée le couloir de passage des roues. Voir **Figure II.12**

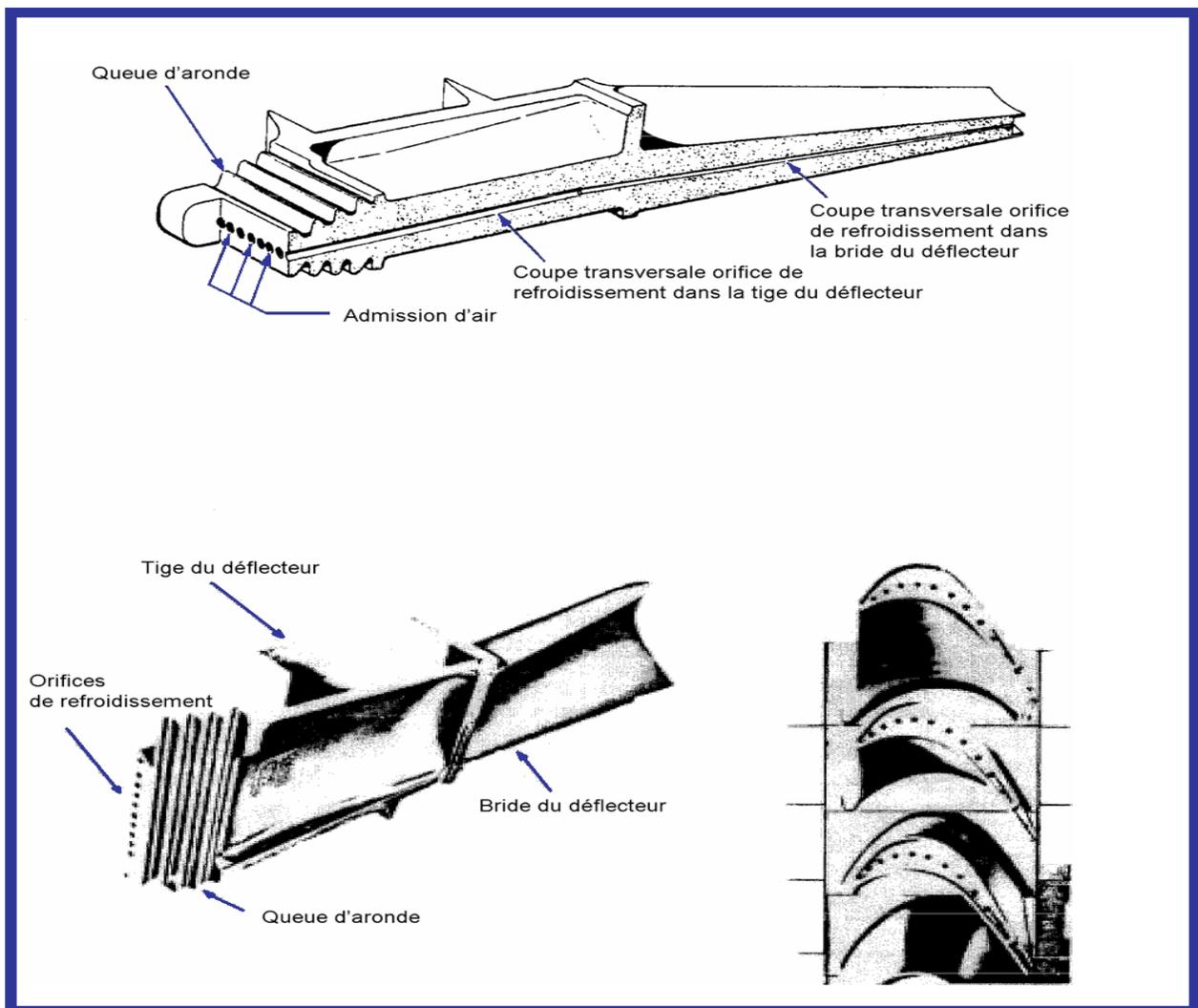


Figure II-12. Détails de l'aube d'air de refroidissement du premier étage du MS7001E.



II-5.3 Stator de la turbine

La coque de la turbine et le bâti d'échappement constituent la partie principale de la structure du stator de la turbine à gaz MS7001. Les gicleurs de la turbine, les épaulements et le diffuseur d'échappement de la turbine sont supportés intérieurement à partir de ces composants [1].

II-5.3.1 Caisse de la turbine (Coque)

Pour le fonctionnement adéquat de la machine, La coque de la turbine commande les positions axiales et radiales des épaulements et des gicleurs dont elle détermine les passages de la turbine et les positions correspondantes des gicleurs par rapport aux augets de la turbine.

Pour contrôler le diamètre de la coque, il est important de réduire le flux de chaleur dans la caisse de la turbine et de limiter sa température.

La surface externe de la coque comprend des passages d'air de refroidissement. Le flux à travers ses passages est généré par un ventilateur hors base.

La bride avant de la coque où le boîtier de combustion est également branché est boulonnée à des brides sur l'extrémité arrière du carter de refoulement du compresseur.

La bride arrière de la coque est boulonnée à la bride avant du bâti d'échappement. Des tourillons aux côtés de la coque sont utilisés avec des tourillons similaires à l'avant de la caisse du compresseur, pour soulever la turbine de gaz lorsqu'elle est séparée de son socle [1].

II-5.3.2 Bâti d'échappement

Le bâti d'échappement (**Figure II-13**), est boulonné sur la bride arrière de la coque de la turbine. Structurellement, le bâti se compose d'un cylindre externe et d'un cylindre interne interconnectés par les plaquettes radiales. Le palier N°3 est supporté depuis le cylindre interne.

Le diffuseur d'échappement situé à l'arrière de la turbine, est boulonné au bâti d'échappement. Les gaz échappés du troisième étage de la turbine entrent dans le diffuseur, où leur vitesse est réduite par diffusion et où il y a un retour de pression.

À la sortie du diffuseur, des aubes directrices dirigent les gaz dans le plénum d'échappement.

Les plaquettes radiales du bâti d'échappement traversent le débit d'échappement. Elles positionnent le cylindre interne et le palier N°3 par rapport à la caisse externe de la turbine de gaz.

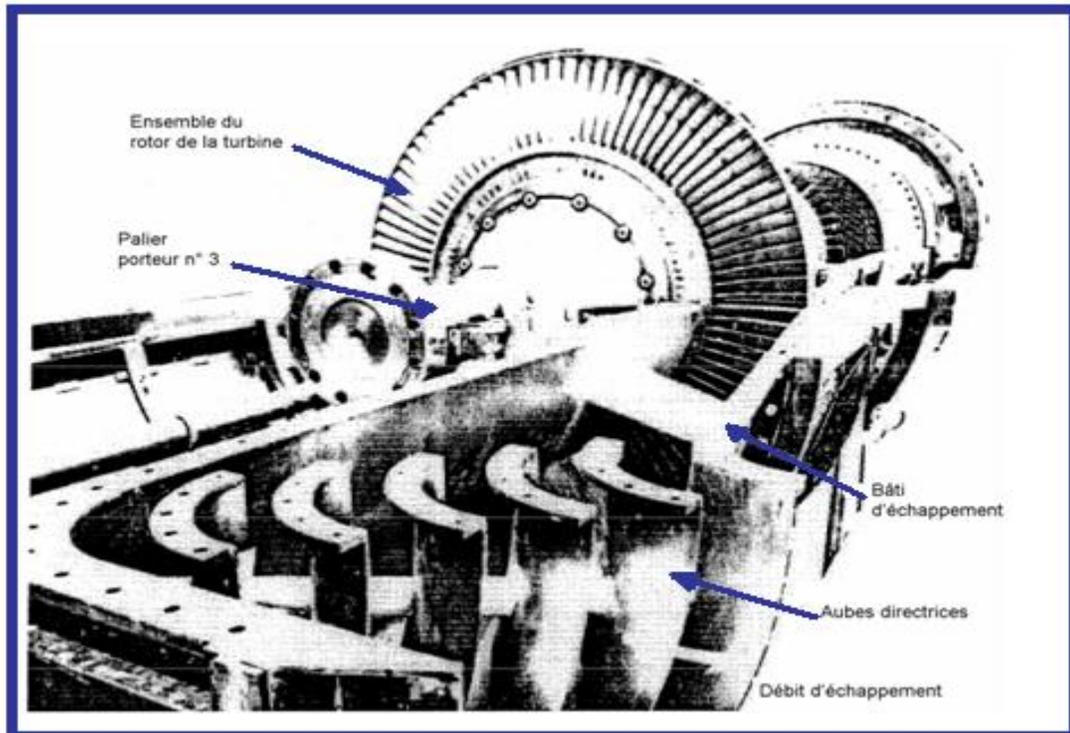


Figure II-13. Ensemble de la turbine à gaz – Vue de face.

II-6 Paliers

La turbine à gaz MS7001EA dispose de trois principaux paliers porteurs utilisés comme support du rotor de la turbine à gaz. L'équipement se compose également de paliers de butée permettant de maintenir la position axiale du rotor et stator.

Ces paliers, ainsi que les joints, sont incorporés dans trois logements : un au carter d'admission, un au carter de refoulement, et un au carter d'échappement. Ces principaux paliers sont lubrifiés sous pression par un liquide provenant du système principal de lubrification. L'huile circule à travers les conduites de dérivation vers une entrée, dans chaque logement du palier [1].



II-6.1 Paliers porteurs

II-6.1.1 Palier N°1

Le sous-ensemble du palier N°1 est situé au centre de l'ensemble du carter d'admission et il comprend :

- Un palier de butée actif (chargé),
- Un palier de butée inactif (déchargé),
- Un palier porteur.
- Deux bagues d'étanchéité,
- Deux joints à labyrinthe,
- Un logement, dans lequel les composants sont installés.

Les composants sont branchés au logement pour empêcher la rotation. La partie inférieure du logement fait partie du carter d'admission. La partie supérieure du logement est une caisse à part, elle est bridée et boulonnée à la moitié inférieure.

Les joints à labyrinthe à chaque extrémité du logement sont pressurisés avec de l'air extrait depuis le compresseur du 5ème étage. Les bagues d'étanchéité, placées à chaque extrémité de la cavité du palier de butée, limitent l'entrée de l'air et de l'huile dans la cavité.

II-6.1.2 Palier N°2

Le sous-ensemble du palier N°2 est supporté axialement par le cylindre interne du carter de refoulement du compresseur. Ce support comprend des cornes d'emboutissage sur le plan horizontal et une clavette à nez sur l'axe inférieur. Ceci permet une croissance correspondante résultant des différences de températures, alors que le palier reste centré dans le carter d'échappement.

L'ensemble du palier N°2 comprend :

- Une chemise de palier.
- Des joints à labyrinthe et un logement de palier.

Cet ensemble se situe dans un espace pressurisé (la cuve interne) entre la turbine et le compresseur.

Une tige anti-rotation, située dans la moitié inférieure de la chemise du palier, empêche la chemise du palier N°2 de tourner avec l'arbre.



II-6.1.3 Palier N°3

Le sous-ensemble du palier N°3 se situe à l'extrémité arrière de l'arbre de la turbine, au centre de l'ensemble du bâti d'échappement. Il comprend :

- Un palier à patin oscillant,
- Trois joints à labyrinthe,
- Deux bagues d'étanchéité flottantes
- Un logement de palier.

Des patins individuels sont conçus et assemblés de sorte d'une pression élevée de couche d'huile soit générée entre chaque patin et la surface du palier. Ceci produit une charge symétrique ou un effet « encastré » sur la surface du palier, qui aide à maintenir la stabilité de l'arbre.

Étant donné que les patins sont libres de bouger dans deux dimensions, ils supportent un certain degré de désalignement de l'arbre.

II-6.2 Paliers de butée

Des paliers de butée sont prévus dans le logement du palier N°1, dans le but de supporter les charges de butée du rotor de la turbine à gaz.

Un palier de butée est constitué d'une membrure d'arbre, appelée collet de butée, et d'une membrure fixe ou d'un palier. Lors du fonctionnement normal d'une turbine à gaz, la charge de butée d'un rotor est unidirectionnelle. Toutefois, lors du démarrage et l'arrêt de la machine, la direction de la charge de butée sera inversée.

Par conséquent, les paliers de butée sont montés dans le logement du palier N°1, afin de supporter les charges de butée imposées dans l'une ou l'autre des directions. Le palier qui reçoit la charge de butée pendant le fonctionnement normal est appelé le palier de butée chargé (actif), par opposition à celui qui reçoit la charge de butée pendant le démarrage et l'arrêt de la machine, appelé le palier de butée déchargé (inactif) [1].

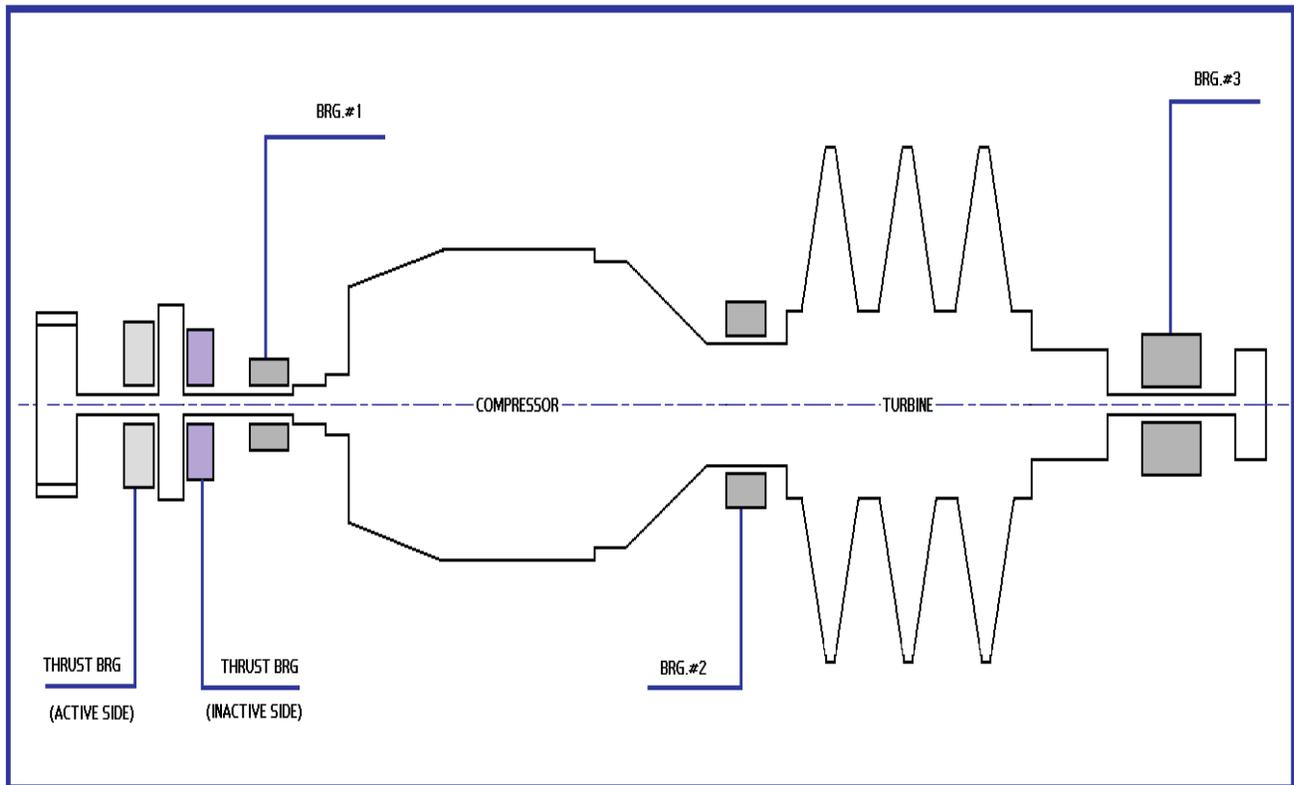


Figure II-14 L'ensemble des paliers dans la TAG

II-6.3 lubrifications des paliers

Les paliers principaux de la turbine sont lubrifiés sous pression avec de l'huile provenant du réservoir d'huile. La tuyauterie d'alimentation de l'huile, fonctionne avec la conduite de drainage du réservoir du liquide ou avec des canaux de drainage, en tant que mesure de protection. En cas de fuite dans la conduite d'alimentation, l'huile ne devra pas être vaporisée sur l'équipement environnant, en éliminant ainsi tout risque potentiel.

Lorsque l'huile entre dans le logement, il coule dans un espace annulaire autour du palier. Depuis l'espace annulaire, l'huile coule à travers des fentes ou des orifices usinés vers l'interface du rotor du palier.

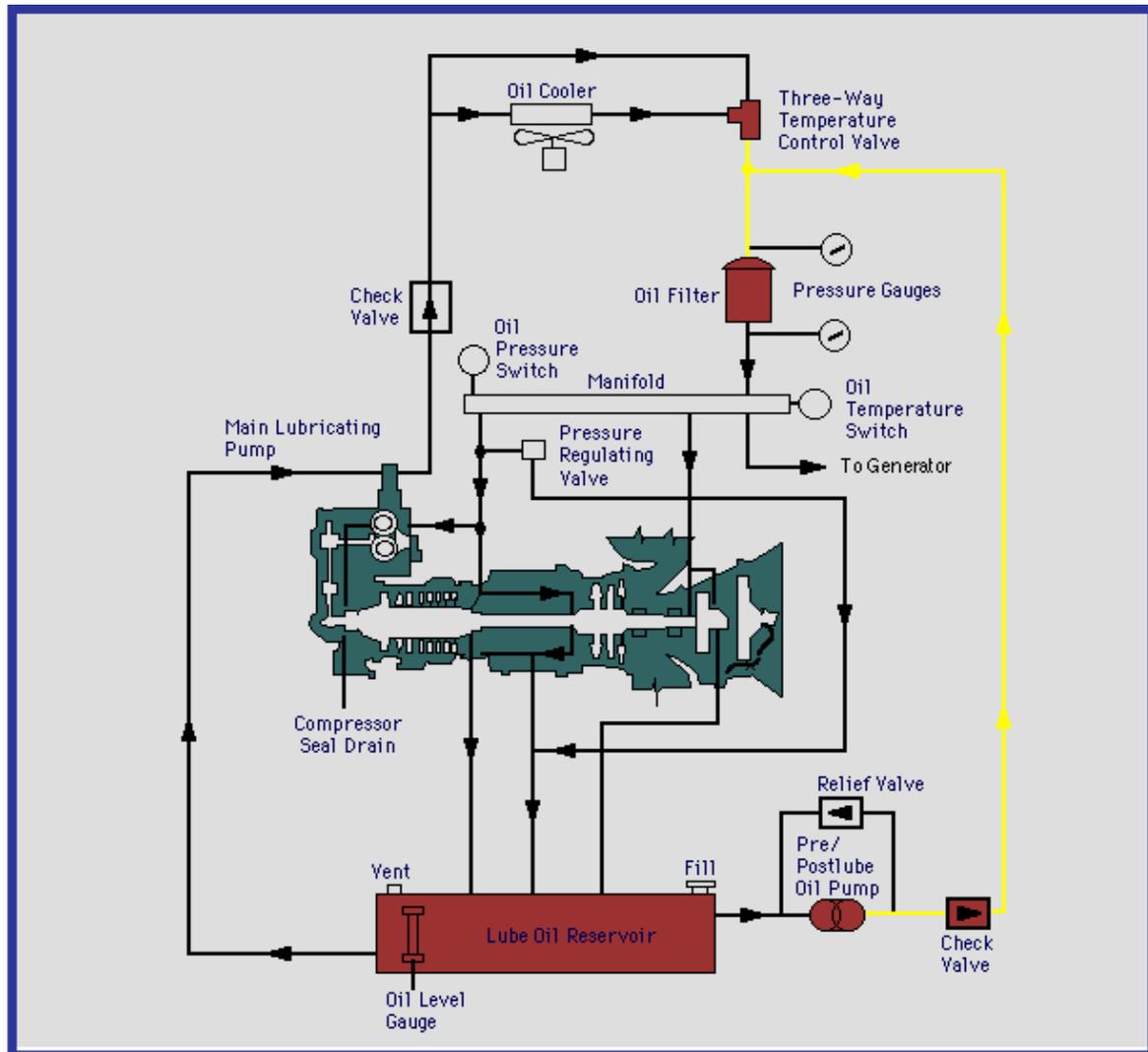


Figure II-15. Lubrification des paliers de la TAG

II-6.4 Étanchéité de lubrifiants

L'huile sur la surface de l'arbre de la turbine ne peut couler le long de l'arbre car des joints sont utilisés dans chacun des trois logements du palier. Ces joints à labyrinthe sont montés aux extrémités des paliers, où le contrôle de l'huile est requis. Une surface lisse est usinée sur l'arbre et les joints sont assemblés de sorte qu'il ne puisse exister qu'un seul petit passage entre l'étanchéité d'huile et l'arbre [1].

Les étanchéités d'huile sont conçues avec deux rangées de dents et un espace annulaire entre elles. L'air pressurisé d'étanchéité est admis dans cet espace pour empêcher la vapeur de l'huile lubrifiante



de sortir du logement du palier. L'air qui retourne avec l'huile vers le réservoir principal de l'huile lubrifiante est ventilé dans l'atmosphère.

II-7 Accouplements

II-7.1 Accouplement de charge

- Un accouplement rigide et creux relie l'arbre du rotor de la turbine au générateur.
- Un raccordement à bride boulonné forme le joint à chaque extrémité de l'accouplement.

II-7.2 Pompe du combustible vers l'engrenage des accessoires

Un accouplement flexible du moyeu divisé et du type bague laminée est utilisé pour relier la pompe principale de l'huile combustible au relais des accessoires.

II-7.3 Accouplement de l'engrenage des accessoires

Un accouplement flexible est utilisé pour relier le relais d'accessoires à l'arbre de la turbine à gaz, à l'extrémité du compresseur.

L'accouplement est projeté pour transmettre le couple de serrage et démarrage correspondant à cet accouplement de relais, puis pour fournir une flexibilité d'adaptation au désalignement nominal et un mouvement axial du rotor de la turbine relatif à la boîte à engrenages des accessoires.

Il permet l'adaptation de trois types de désalignements : angulaire, parallèle et une combinaison des deux.

II-8 Engrenages

Les engrenages sont utilisés pour augmenter ou diminuer les tours/minute (rpm) de l'arbre, comme requis par l'équipement de charge ou les accessoires.

II-8.1 L'engrenage de transmission des accessoires

L'engrenage de transmission des accessoires, situé à l'extrémité du compresseur de la turbine à gaz, est un ensemble d'engrenages accouplés directement à travers un accouplement flexible au rotor de la turbine. Sa fonction est de commander chaque accessoire de la turbine à gaz à sa vitesse correcte et de brancher la turbine à son dispositif de démarrage. En outre, il contient la pompe principale d'huile lubrifiante du système, ainsi que le mécanisme de déclenchement et le boulon de survitesse de la turbine [1]. Dans la caisse d'engrenages, il y a les trains d'engrenages qui fournissent les démultiplications correctes pour commander les dispositifs accessoires à la vitesse requise avec les valeurs de couple exactes.



II-9. SYSTEME DE LUBRIFICATION :

Le système de lubrification de la TAG fournit une alimentation vaste de lubrifiant filtré, à la température et la pression adéquates pour l'exploitation de la turbine et l'équipement associé. Le système de lubrification, avec toutes les composantes majeures, est montré dans le diagramme schématique du système «voir **Figure II-16** ».

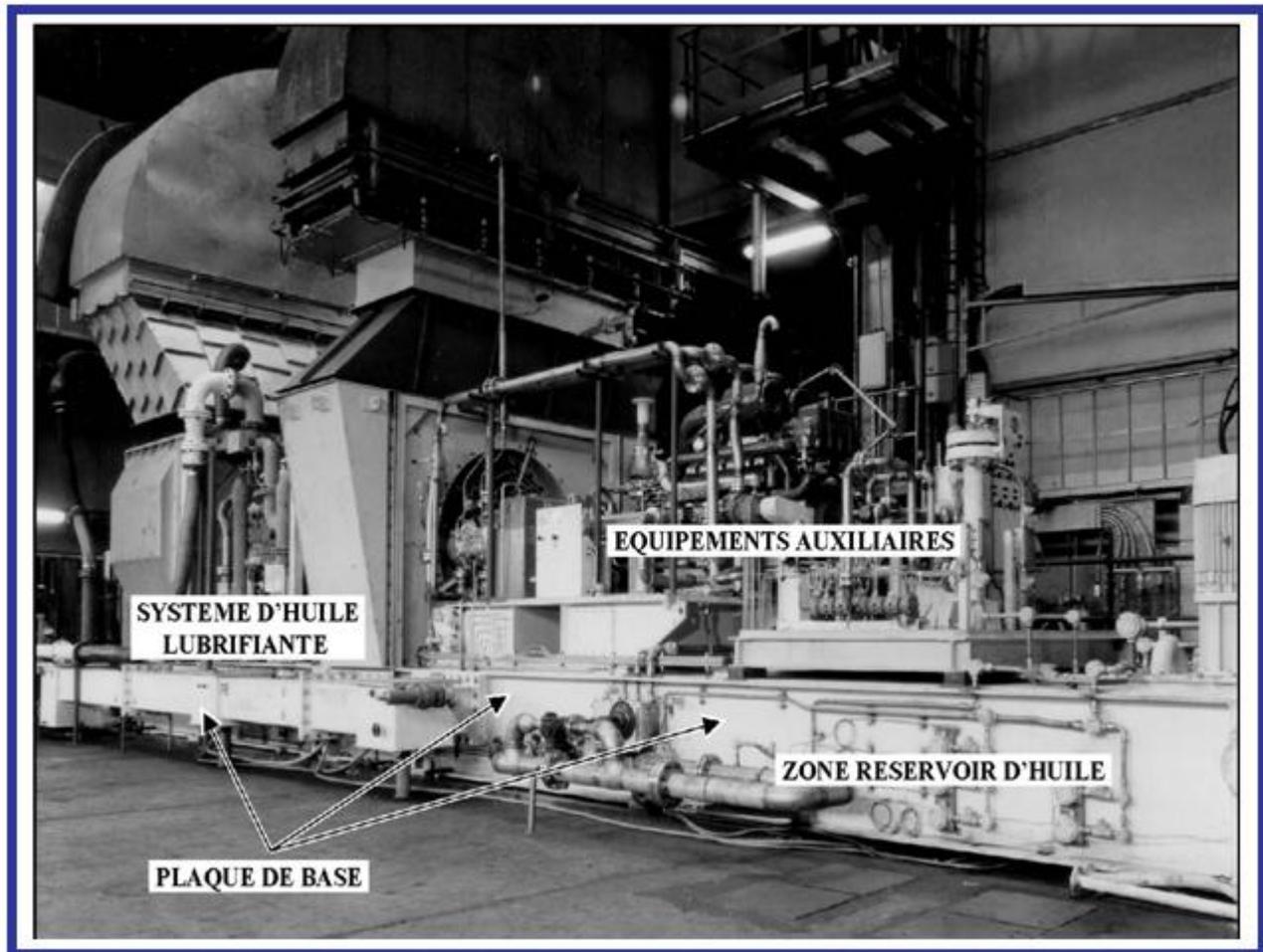


Figure II-16 Diagramme schématique du système d'huile lubrifiante pour la TAG



Les composantes majeures du système de lubrification, sont:

1. Réservoir de l'huile dans la base auxiliaire.
2. Pompe principale du lubrifiant (commandé par l'arbre de l'engrenage auxiliaire)
3. Pompe auxiliaire du lubrifiant.
4. Pompe d'urgence du lubrifiant.
5. vanne de décharge de la pression VR1 à l'évacuation de la pompe principale.
6. Mécanisme de refroidissement de l'huile de lubrification hors -base
7. Filtres de l'huile de lubrification.
8. Dispositif de réglage de la pression du collecteur du palier VPR2.
9. Séparateur des vapeurs d'huile

Le système de lubrification complet avec réservoir, pompes, mécanisme de refroidissement, filtres, soupapes et différents dispositifs de commande et de protection, assure la lubrification normale et l'absorption de la chaleur dégagée [1].

Le fluide de lubrification circule aux : **trois paliers de la turbine principale, aux paliers du générateur (compresseur) et à l'engrenage auxiliaire de la turbine.**

En plus, une partie du fluide sous pression est déviée et filtrée de nouveau pour que les dispositifs de commande hydraulique, l'utilisent en tant que fluide de commande et source d'alimentation pour les autres systèmes.

II-9.1 Description fonctionnelle:

Le système est une boucle fermée, à distribution forcée. Les pompes extraient l'huile de lubrification du réservoir d'huile et la poussent à travers les échangeurs de chaleur, les filtres d'huile et le collecteur du palier, aux paliers.

Ce Lubrifiant doit être réglé à la pression adéquate, préétablie, afin de répondre aux exigences des paliers principaux et du système auxiliaire de lubrifiant, de même qu'à la commande hydraulique et aux circuits de déclenchement.



La pression est réglée à 1,72 bar pour le collecteur du palier. Les dispositifs de protection sont installés dans les systèmes de lubrification, où il est nécessaire de protéger l'équipement contre l'alimentation pauvre à lubrifiant, la pression basse du lubrifiant et la température.

Le fluide de lubrification pour les pompes principale, auxiliaire et d'urgence est fourni du réservoir, pendant que le fluide de lubrification pour la commande est alimenté du collecteur du palier.

L'huile de lubrification choisie par le constructeur de cette machine est légère, ses propriétés sont données dans le tableau suivant :

Propriété	Unité	Légère	Moyenne	Lourde	Légère avec additif anti- usure	Moyenne avec additif anti-usure	Lourde avec additif anti-usure	Légère Point bas d'écoulement	Hydrocarbure Synthétique point bas d'écoulement
Viscosité à 100°F (min) (max)	Secondes Saybolt universel	140	270	380	140	270	380	140	140
		170	325	560	170	325	560	170	170
Viscosité A 210°F (min)	Secondes Saybolt	43	47	55	43	47	55	43	43
Point d'écoulement (max)	universel	20	25	30	20	25	30	-25	-65
Point éclair (min)	°F	330	350	360	330	350	360	330	450
Point de feu	°F	370	390	400	370	390	400	370	490
Indice d'acidité TAN (max)	mg KOH/g	0.20	0.20	0.20	1.60	1.60	1.60	0.20	0.20
Caractéristiques anti rouille	-	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté
Caractéristiques d'oxydation (min)		1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Force portante (min)	Livre/pousse	*	*	*	1750	2000	2000	*	*



II-9.2 Réservoir et tuyauteries de l'huile de lubrification :

Le réservoir de l'huile de lubrification est fabriqué comme partie intégrale de la base auxiliaire, au-dessous de la section des accessoires. Les pompes du lubrifiant, les filtres du lubrifiant et les différents dispositifs de commande et de protection, sont installés dans le réservoir et montés sur le couvercle [1].

II-9.3 Pompe de l'huile de lubrification :

Le système de l'huile de lubrification utilise trois pompes d'huile:

II-9.3.1 Pompe principale de l'huile de lubrification (commandée par l'engrenage auxiliaire)

La pompe principale d'huile est placée sur la base de l'engrenage auxiliaire. Elle assure la pression adéquate et nécessaire à un fonctionnement normal de la TAG.

II-9.3.2 Pompe auxiliaire de l'huile de lubrification (commandée par un moteur à courant alternatif)

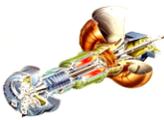
La pompe d'huile auxiliaire centrifuge assure la pression pendant le démarrage et les séquences d'arrêt de la turbine à gaz, quand la pompe principale ne peut pas fournir la pression nécessaire à un fonctionnement fiable.

La pompe fonctionne jusqu'à ce que la turbine arrive à la vitesse d'exploitation, même si le collecteur de l'huile de lubrification est à la pression nominale et les contacts des transmetteurs de pression sont ouverts.

Si la vitesse d'exploitation est atteinte et la pression de l'huile n'est pas établie dans le système, la pompe va continuer à fonctionner.

II-9.3.3 Pompe d'urgence de l'huile de lubrification (commandée par un moteur à courant continu)

La pompe d'huile de lubrification d'urgence centrifuge intervient, afin de fournir de l'huile de lubrification au collecteur principal du palier, pendant l'arrêt d'urgence, quand la pompe principale a été forcement mise hors de fonction ou elle est incapable de maintenir la pression adéquate de l'huile [1].



La pompe d'urgence est utilisée seulement pendant l'arrêt de la turbine, quand la dimension de la pompe et le moteur sont incapables de fournir la quantité adéquate d'huile pour l'exploitation normale de la turbine.

Les pompes auxiliaires et d'urgence sont montées sur le couvercle du réservoir d'huile. Voir **Figure II-17**

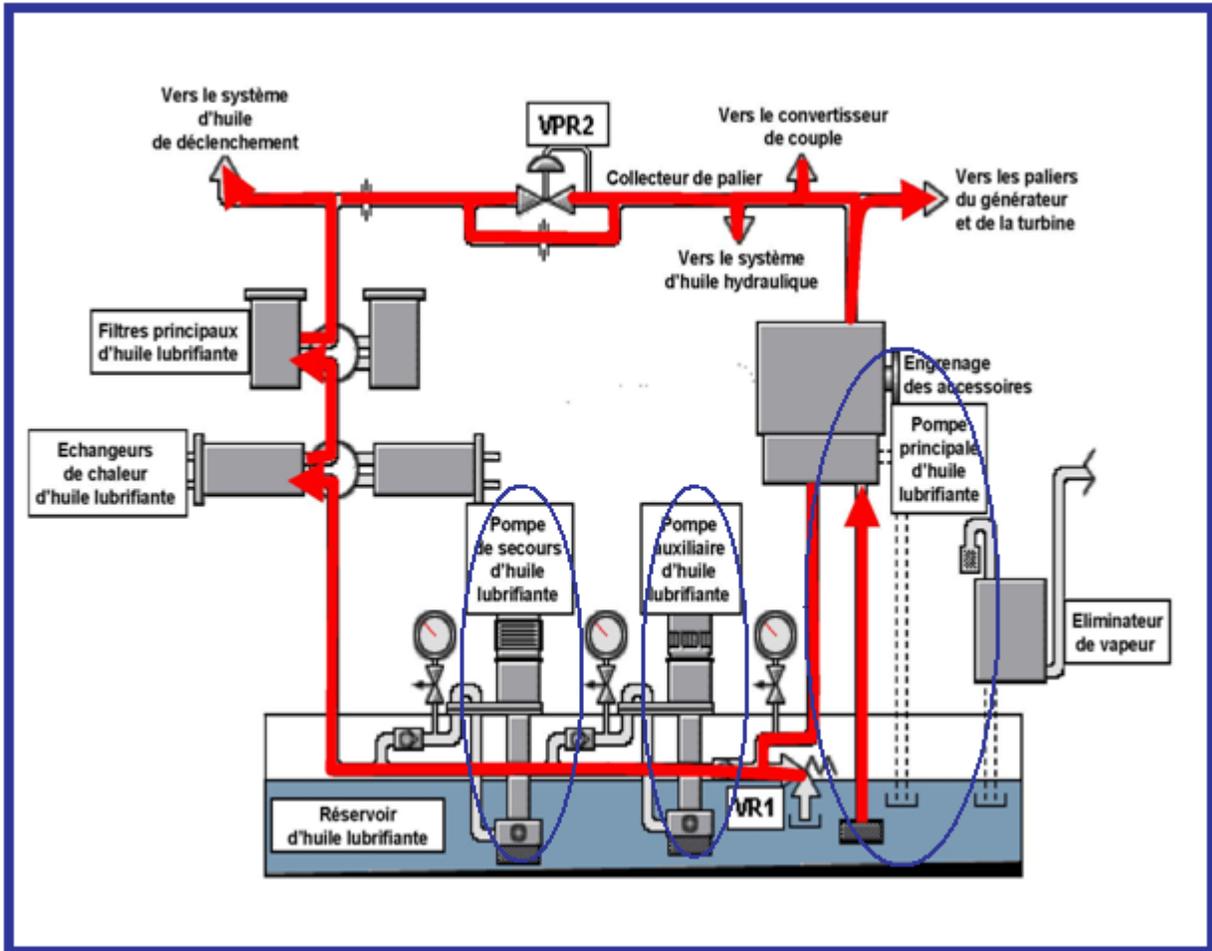


Figure II-17 Pompes de l'huile de lubrification

II-10 Vannes :

Ce système utilise de types variables de vannes qui règlent la pression et commandent l'écoulement de l'huile de lubrification.



II-10.1 Vannes de vérification

Les vannes de vérification sont présentes dans la tuyauterie de décharge de chaque pompe d'huile de lubrification. Elles sont aussi installées dans la tuyauterie de décharge des pompes auxiliaire et d'urgence pour prévenir le retour de l'huile dans le réservoir par les pompes centrifuges en repos.

II-10.2 Vanne de test – pression basse de l'huile – démarrage de la pompe auxiliaire

Une vanne de test, monté dans le cabinet du manomètre, a le rôle de tester le démarrage automatique de la pompe auxiliaire d'huile à l'intermédiaire des signaux générés par les transmetteurs de pression de démarrage de la pompe, pendant que l'unité fonctionne normalement avec la pompe principale d'huile [1].

II-10.3 Vanne de test – basse pression de l'huile de lubrification – démarrage de la pompe d'urgence

Une vanne de test, monté dans le cabinet du manomètre, a le rôle de tester le démarrage automatique de la pompe d'urgence d'huile à l'intermédiaire des transmetteurs de pression qui démarrent la pompe et qui signalent une alarme au collecteur du palier.

II-10.4 Vanne de réglage VPR2 :

La vanne de réglage VPR2, voir **Figure II-18**, maintient la pression de l'huile de lubrification dans le collecteur principal de l'huile à **1.72 Bars (24.5 PSI)**. Cette vanne est installée dans la ligne de décharge de l'huile qui part des filtres d'huile, en aval de l'orifice de test. Le diaphragme de la vanne, connecté avec le collecteur du lubrifiant, met en marche la vanne selon les exigences, afin de maintenir le niveau nécessaire de la pression du système.

Un orifice de by-pass est aussi présent dans le corps de la vanne de réglage VPR2, pour assurer l'écoulement de l'huile au collecteur dans le cas de panne et arrêt de la vanne VPR2.

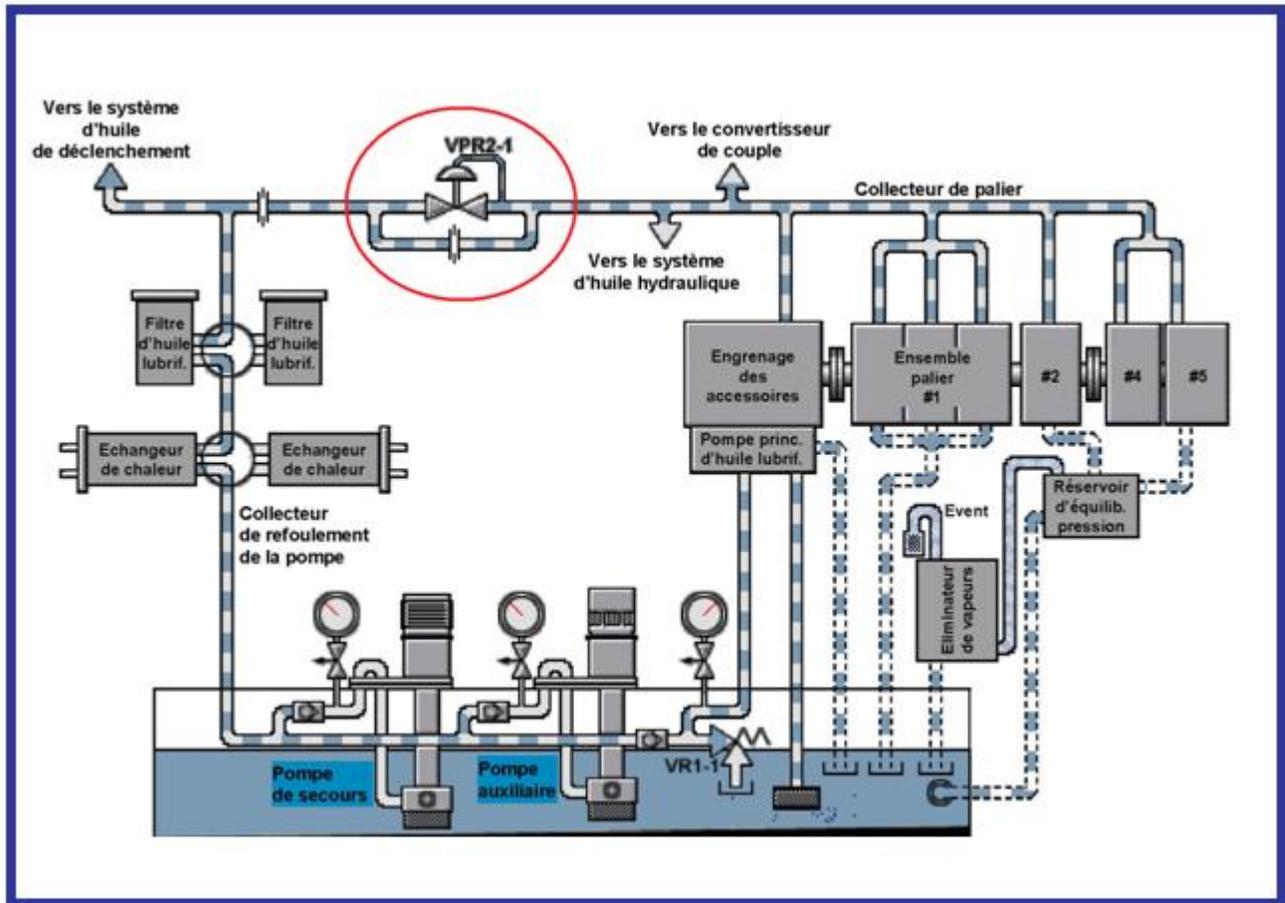


Figure II-18 Vanne de réglage VPR2

II-11 La commande de la température de l'huile de lubrification « Réchauffeurs de repos »

Pendant les périodes de repos, les réchauffeurs d'immersion, installés dans le réservoir de l'huile, maintiennent le lubrifiant à la viscosité adéquate pour le démarrage de la turbine.

Les thermostats commutent les réchauffeurs.

La pompe auxiliaire d'huile commandée par le moteur à CA fonctionne pendant les périodes de chauffage en repos afin de faire circuler l'huile dans le système [1].

II-12 Filtre principal de l'huile

Le filtre principal de l'huile est un filtre en fibre inorganique de 12 microns installé dans le système de lubrification après le refroidisseur de l'huile. Deux filtres à vanne de transfert, installée entre les



filtres, dirige l'écoulement de l'huile à travers l'un des filtres et dans le collecteur de l'huile de lubrification.

Les filtres doubles sont disposés côté à côté dans le réservoir. Ils sont connectés avec le collecteur de décharge de la pompe par une vanne de transfert manuel. Seulement un filtre agit à un moment donné, ainsi il est possible de nettoyer, inspecter et entretenir le deuxième sans interrompre l'écoulement de l'huile ou fermer la turbine à gaz.

A l'aide de la vanne manuelle de transfert, il est possible de mettre en marche un filtre et d'enlever l'autre filtre, sans interrompre l'écoulement de l'huile au collecteur principal de l'huile.

Il est recommandable de changer les filtres avant que le manomètre de la pression différentielle indique une pression différentielle de "24 Psi" quand l'indicateur de pression différentielle signale une alarme [1].

II-13 Refroidisseur de l'huile de lubrification

L'huile de lubrification envoyée au collecteur de l'huile et aux unités engrenées doit avoir une température qui garantit sa viscosité correcte.

C'est pour quoi le système de l'huile de lubrification comprend un refroidisseur d'eau/d'huile ou un refroidisseur d'air/d'huile.

L'huile de lubrification est envoyée au refroidisseur installé en aval de la pompe et en amont des filtres d'huile.

Le refroidisseur d'eau/d'huile peut avoir un ou deux corps arrangés en parallèle et qui utilisent une vanne de transfert à écoulement incessant. Cette caractéristique permet soit l'interruption du fonctionnement du refroidisseur en vue de l'inspection ou de l'entretien sans interrompre l'écoulement de l'huile à l'unité. Le refroidisseur d'air/d'huile est un échangeur de chaleur à tube à ailettes, fourni avec les ventilateurs commandés par les moteurs électriques [1].

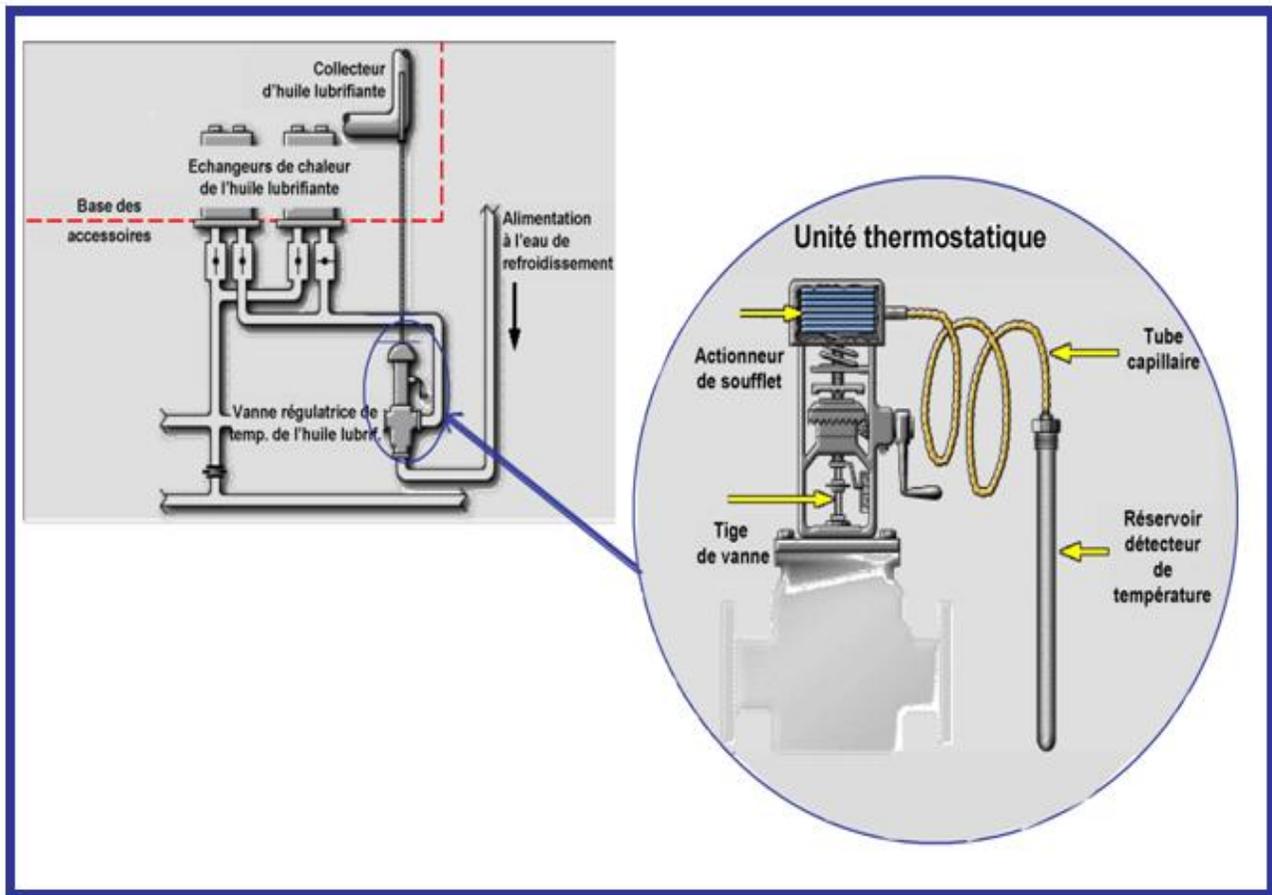


Figure II-19 Système de refroidissement de l'huile (refroidisseur eau/huile).

II-14 Séparateur des vapeurs d'huile

Les vapeurs produits par le chauffage de l'huile sont très dangereux, qu'ils soient émis dans l'atmosphère ou induits dans le circuit d'huile, car ils sont très inflammables. C'est pourquoi un séparateur des vapeurs est utilisé afin de condenser les particules volatiles de l'huile qui, par l'action de la force de gravitation, chutent de nouveau dans le carter de l'huile.



Le système est formé en principale des suivants éléments:

- Moteur électrique;
- Ventilateur centrifuge;
- Manomètre de niveau;
- Manomètre de pression différentielle.

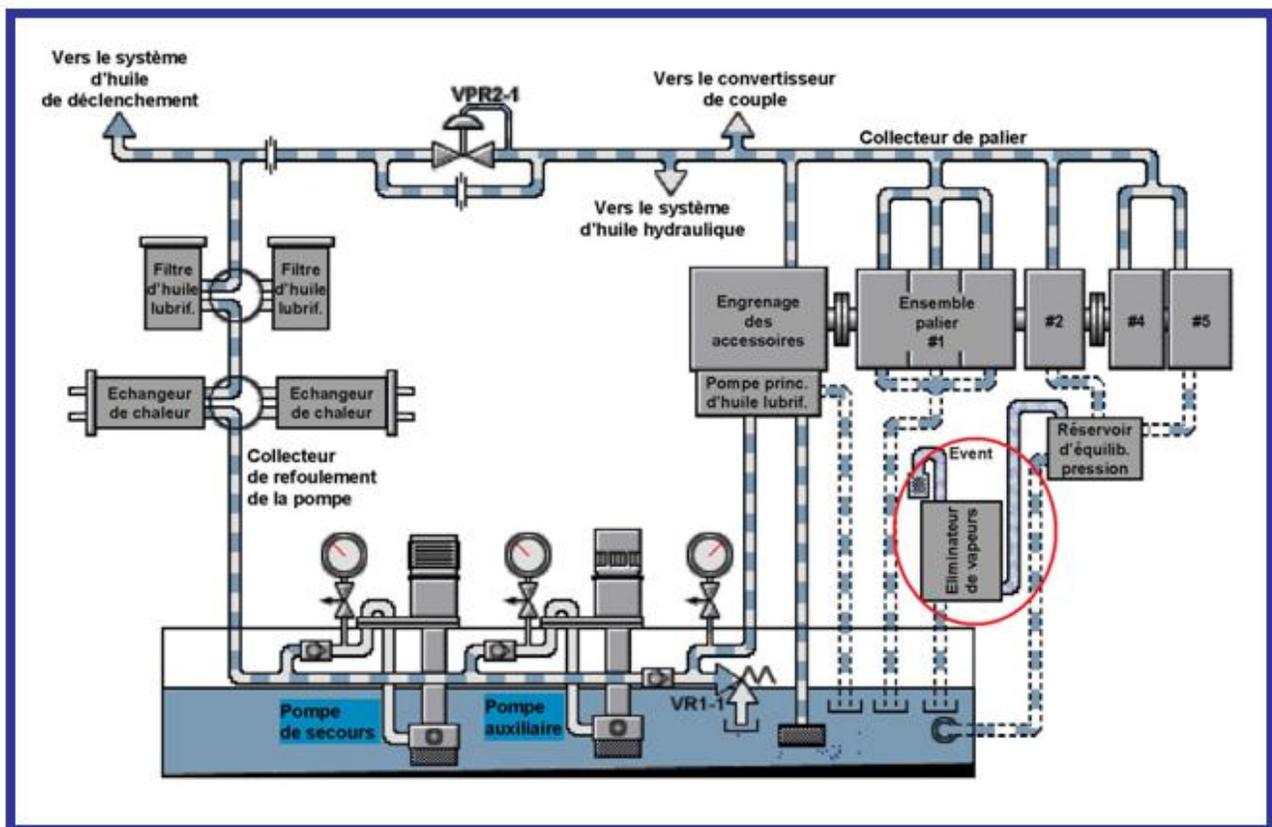


Figure II-20 Séparateur des vapeurs d'huile



II-15 SYSTEME HYDRAULIQUE

Le système d'alimentation hydraulique comprend le système de l'huile de lubrification, qui est utilisé en tant que source d'alimentation pour le fluide hydraulique. Il inclut la pompe d'alimentation hydraulique, le collecteur d'alimentation hydraulique et le mécanisme d'accès de l'aube variable directrice d'entrée (**Figure II-21**).

Les fonctions primaires du système hydraulique sont de fournir le fluide hydraulique en conditions de haute pression à :

- l'ensemble du collecteur d'alimentation hydraulique,
- les ensembles à cliquet/à embrayage,
- le système du combustible gazeux fuel gas
- l'ensemble des aubes variables directrices d'entrée.

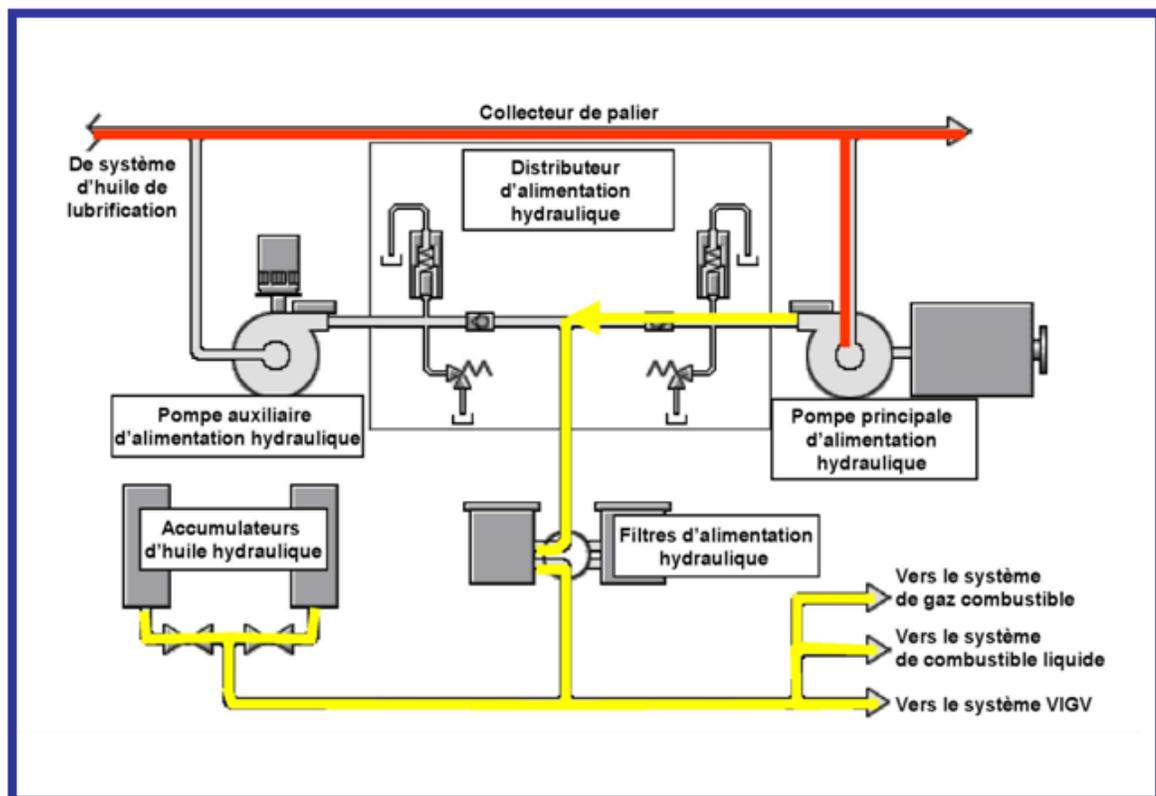


Figure II-21 Fonctionnement du système hydraulique



II-15.1 Système d'activation de l'aube variable directrice d'entrée

Les aubes directrice d'entrée variable ont pour but de :

- commander le débit d'air à travers le compresseur de la turbine à gaz.
- empêcher la pulsation du compresseur pendant la mise en marche et l'arrêt.
- maintenir une perte de pression minimale à travers les tuyères de combustion.
- maintenir de haute température d'échappement pendant le fonctionnement à charge partielle dans une application à cycle combiné [1].

II-15.1.1 Fonctionnement

Le système d'activation des aubes variables directrices d'entrée est formé de :

- La vanne solénoïdale directrice d'entrée 90TV,
- La vanne de commande de l'actionneur de l'aube directrice VC1,
- L'interrupteur de limite 33TV et le cylindre d'activation hydraulique.

Le collecteur commande l'écoulement (au puisard ou à la ligne) et règle la pression du fluide hydraulique.

La sortie du collecteur est alimentée par un filtre et conduite à la vanne solénoïdale à aube directrice d'entrée 90TV. L'activation de la vanne 90TV fournit la pression hydraulique pour l'exploitation de l'actionneur de l'aube variable directrice d'entrée.

Quand la vanne 90TV est excitée, les aubes directrices sont ouvertes afin de permettre le débit maximal de l'air dans le compresseur de la turbine (**Figure II-22**).

Quand la vanne est désexcitée, les aubes sont fermées et le débit de l'air par la turbine est minimisé.

L'arbre tournant de chaque aube individuelle directrice d'entrée s'étend dans le carter du compresseur et il est engrené dans un anneau circonférentiel de commande de l'aube directrice d'entrée.

La rotation de cet anneau de commande varie l'angle corde de chaque aube du compresseur. Ainsi, le débit de l'air d'admission de la turbine change en fonction de la position de l'angle de l'aube directrice d'entrée.

La commande de la séquence logique de démarrage et d'arrêt exige que l'anneau de commande de l'aube directrice d'entrée soit en position fermée avant d'allumer la turbine et qu'il reste dans cette position fermée jusqu'à ce que la turbine soit en vitesse.

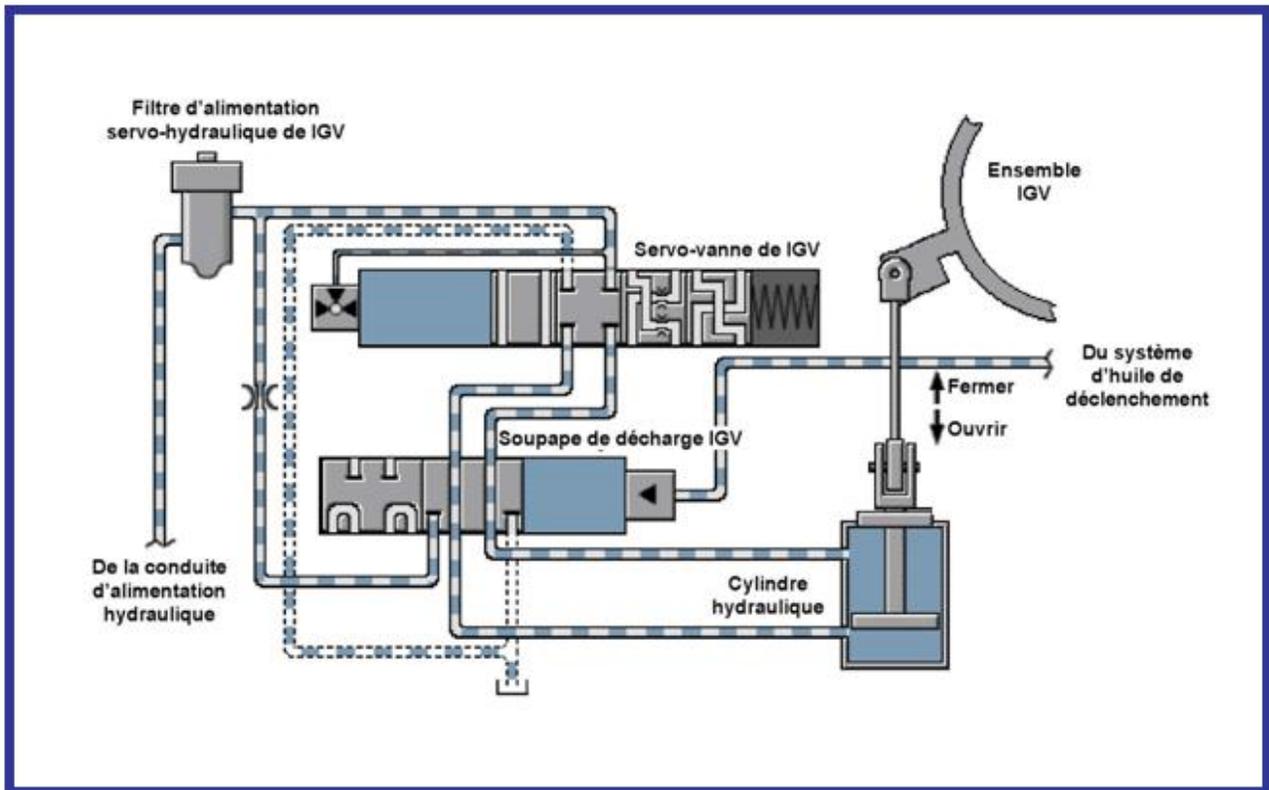


Figure II-22 Fonctionnement du système d'activation de l'aube variable directrice d'entrée

II-16 Système de ventilation

Le système de ventilation de la turbine à gaz est utilisé afin de refroidir l'ensemble des compartiments des accessoires de la turbine, qui sont prévus avec panneaux latéraux et toits à isolation thermique, et du manchon de charge.

Les compartiments des accessoires de la turbine et du manchon de charge, sont mis sous pression. Ils sont refroidis par des ventilateurs (88BA-1, 2) installés dans les conduits sous pression et les conduits de ventilation de refroidissement qui se trouvent après le compartiment à filtre d'entrée.

Le système de ventilation est formé de deux ventilateurs entraînés par des moteurs. Un ventilateur fournit l'air pendant l'exploitation normale de la turbine. L'autre agit comme ventilateur de réserve et il est mis en marche quand la température à l'intérieur du compartiment de la turbine s'accroît et atteint le point de consigne.



L'air de ventilation sort des compartiments de la turbine du manchon par l'ouverture supérieure de chaque compartiment.

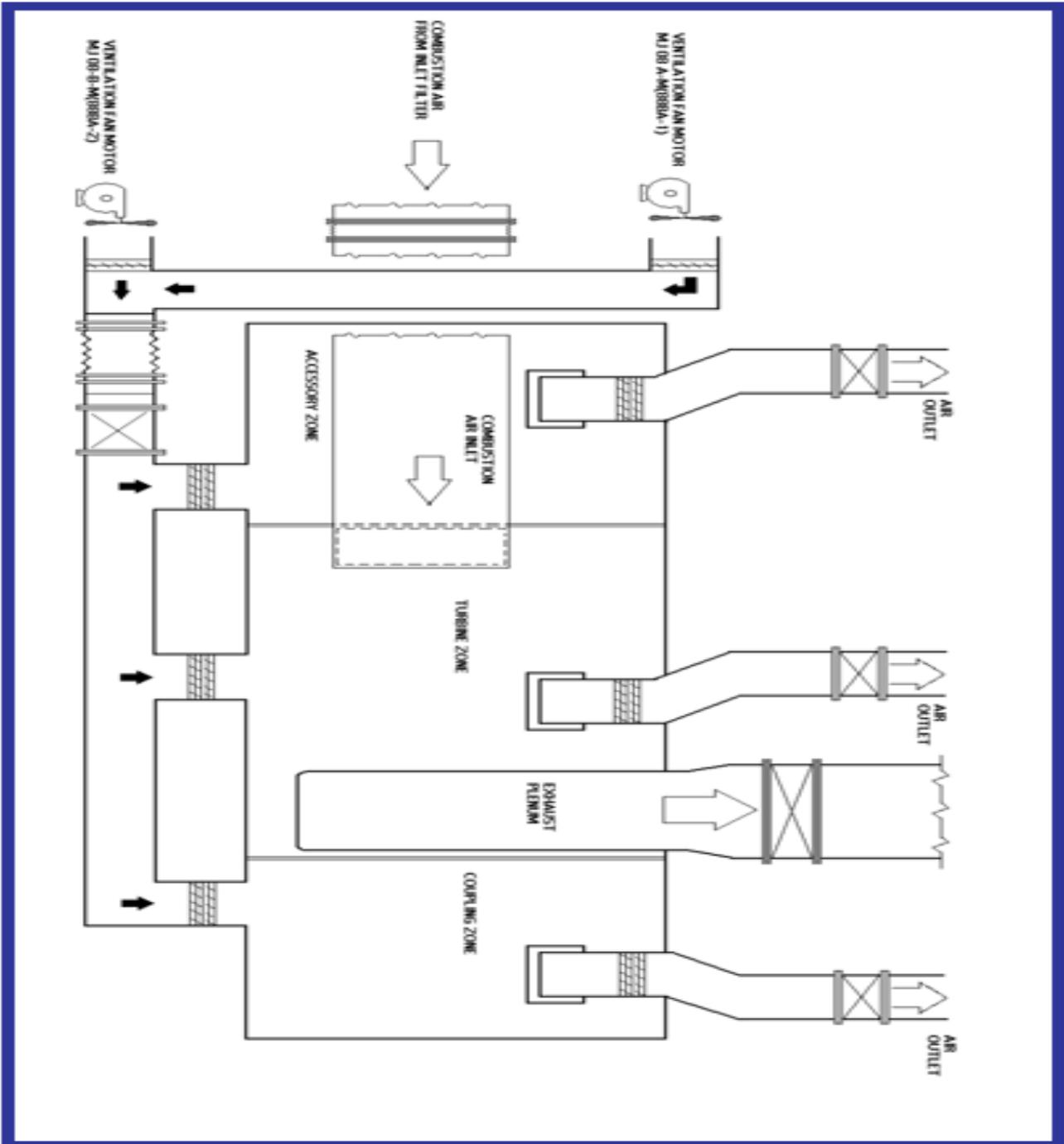


Figure II-23 Fonctionnement du système de ventilation



Calcul des performances de la turbine a gaz MS7001AE

III.1 Introduction

Les performances d'une turbine à gaz sont définies par les concepts classiques de la thermodynamique qui permettent une évaluation correcte du cycle théorique (Brayton) et de l'influence des paramètres tels que les pressions, les températures, les chaleurs spécifiques, les exposants polytropiques.

III.2 Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz

III.2.1 Cycle idéal de Brayton

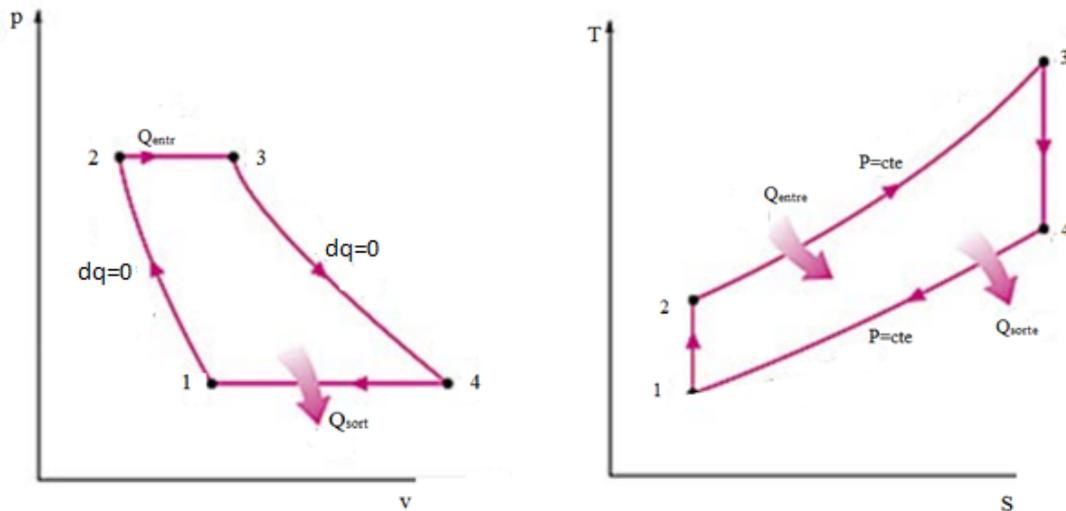


Figure III.1 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

Les transformations de ce cycle sont :

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air.
- 2 à 3 : combustion isobare.
- 3 à 4 : détente isentropique.



- 4 à 1 : refroidissement isobarique.

• **III.2.2 Cycle réel de Brayton**

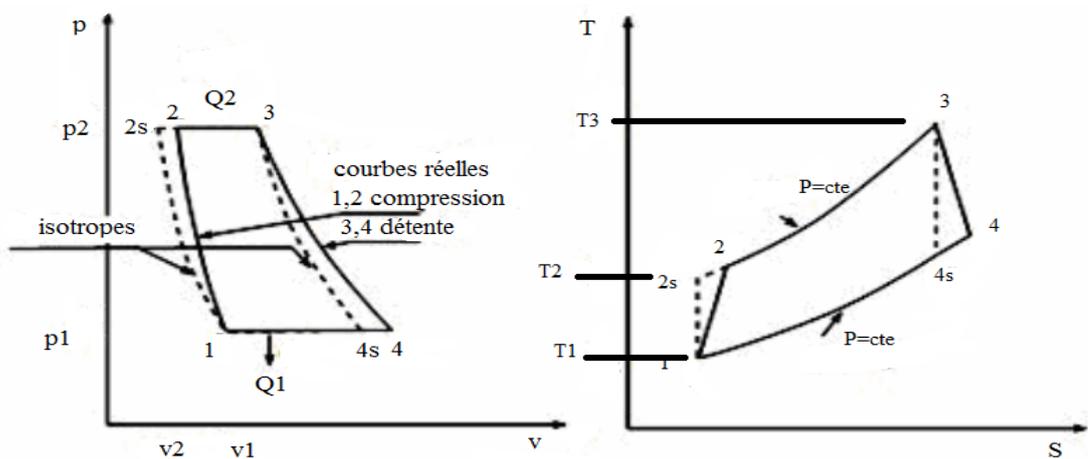


Figure III.2 : Cycle réel d'une turbine à gaz.

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_{sc} : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique et la transformation de compression n'est plus isentropique.

La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_T : en raison du frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isotropes.

III.3 Etude thermodynamique du cycle

III.3.1 Rappel thermodynamique

D'après la thermodynamique, la quantité de l'énergie fournie au gaz à savoir le travail "d W" et la quantité de chaleur "d Q" peuvent être exprimées par la variation de l'enthalpie " ΔH " et celle de l'énergie cinétique " d (C²/2) " pour l'unité de masse "m = 1kg".

$$dW + dQ = \Delta H + d (C^2/2) \text{ en: [J/Kg].} \tag{III.1}$$



Avec C : Vitesse en [m/s].

Cette équation représente une des formes de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

La chaleur est toujours négative pour les compresseurs puisque elle contenue dans les machines (dynamo-thermique) et la variation de vitesse ($\Delta C = 0$) car la vitesse du gaz à l'entrée et celle de la sortie d'un compresseur sont approximativement égales et le travail nécessaire à la compression du gaz peut être calculé à partir de la formule suivante (premier principe de la thermodynamique):

$$\text{On a: } d\left(\frac{C^2}{2}\right) = 0 \text{ et donc : } \Delta H = dW + dQ \quad (\text{III.2})$$

$$dW = \Delta H - dQ \quad (\text{III.3})$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes ($H - S$) permet de déterminer la variation de l'enthalpie. ($\Delta H = H_2 - H_1$) dans le compresseur comme l'indique la figure (III-3).

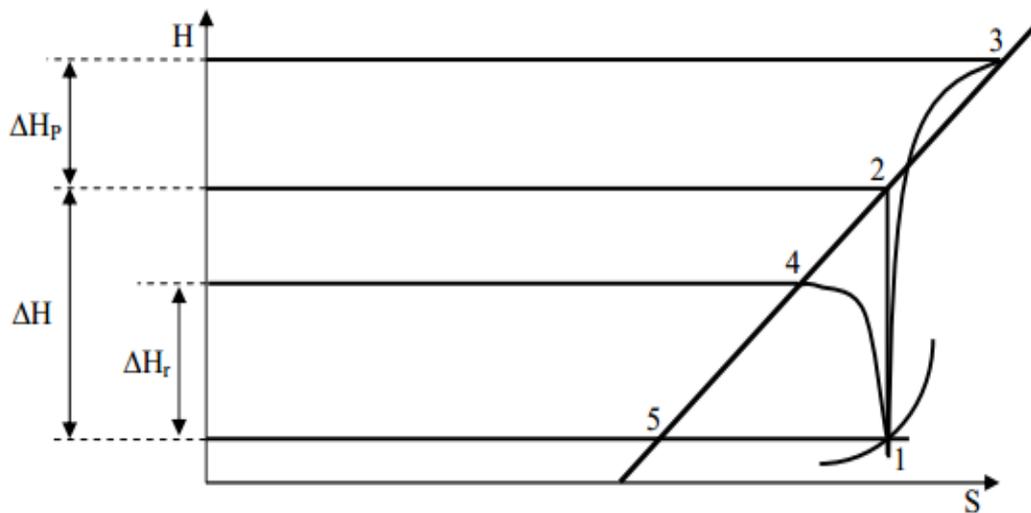


Figure III.3 : Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S .

La compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie est représentée par la droite (1-2) parce que dans ce cas ($\Delta Q = 0$) et la variation de l'entropie ($S_2 - S_1 = 0$) $\implies \Delta H = W$



La compression réelle sans refroidissement a eu lieu suivant la courbe (1-3) et elle est toujours accompagnée des pertes internes ΔH_p ainsi qu'une augmentation de l'entropie ($dS > 0$)

La compression avec refroidissement (1-4) pour laquelle d'après l'équation (2)

$$\Delta H_r = W - Q \quad (\text{III.4})$$

Pour les gaz parfaits ΔH se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante C_p .

$$W = \Delta H = C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{III.5})$$

Où T_1 : Température d'aspiration et T_2 : Température de refoulement.

Au cours de la compression isothermique des gaz parfaits:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = 0 \quad (\text{III.6})$$

L'enthalpie du gaz reste constante ($\Delta T = 0$), la droite (1-5) et le travail de compression est égal à la chaleur évacuée ($W = Q$).

III.3.2 Travail de compression des gaz

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression adiabatique sans refroidissement du corps de la machine, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (III.3) pour les gaz parfaits. Mais il est plus commode parfois d'exprimer la valeur de W en fonction de taux de compression (τ) qui est habituellement connu.

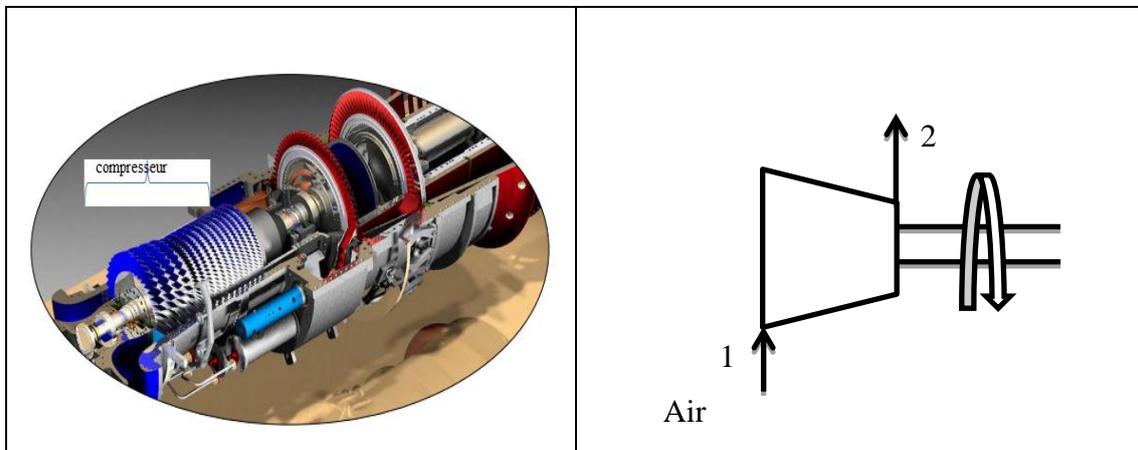


Figure III.4 : Schéma représentant une partie du compresseur.



$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad (III.7)$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on a :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\gamma-1/\gamma} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} [6] \quad (III.8)$$

Coefficient poly tropique de l'air γ est :

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (III.9)$$

La pression à la sortie de compresseur P_2 :

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad \Longrightarrow \quad p_2 = p_1 \cdot \tau \quad (III.10)$$

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = C_p(T_{2s} - T_1) = C_p \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right) \quad (III.11)$$

➤ Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (P_{2s}/p_1)^{\gamma-1/\gamma} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} \quad (III.12)$$

$$W_{sc} = C_{p_{air}} \cdot T_1 ((\tau)^{\gamma-1/\gamma} - 1) \quad (III.13)$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad (III.14)$$

Ou bien :

$$W_c = C_p (T_2 - T_1) \quad (III.15)$$

La chaleur dégagée par l'air pendant son refroidissement avant son entrée dans le compresseur peut être calculée comme suit :

$$Q_{ch} = C_p \Delta T \quad (III.16)$$

La température à la sortie de compresseur W_c :

$$W_c = C_p (T_2 - T_1) \quad \Longrightarrow \quad T_2 = T_1 + \frac{W_c}{c_p} \quad (III.17)$$



III.3.3 Rendement thermodynamique d'un compresseur et la puissance

Afin de calculer le travail réel nécessaire à comprimer (1 Kg) de gaz on utilise un des rendements thermodynamiques du compresseur :

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_{réel}} \quad (III.18)$$

De l'équation (III.14) :

$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad \Longleftrightarrow \quad \eta_{sc} = \frac{W_{sc}}{W_c} \quad (III.19)$$

Avec η_{sc} : Rendement isentropique du compresseur.

La puissance de compresseur P_c :

$$P_c = \dot{m}_a \cdot w_c \quad (III.20)$$

Avec \dot{m}_a est débit de l'air.

➤ Chambre de combustion

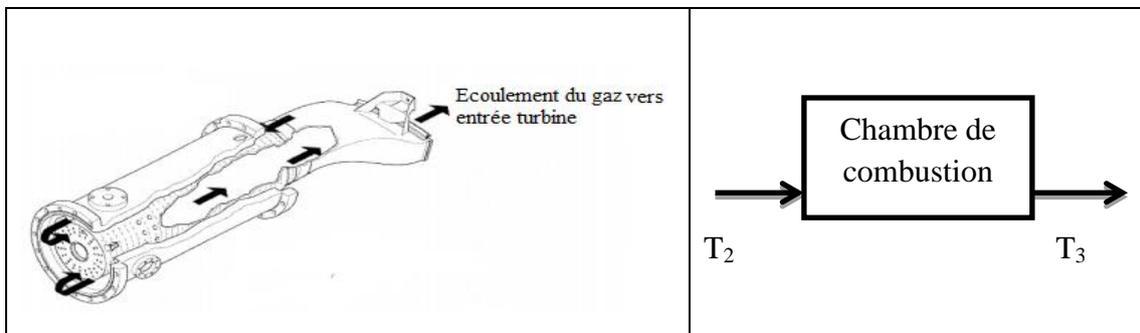


Figure III.5 : Représentation de la chambre de combustion.

Chaleur apportée au gaz au niveau de chambre de combustion Q_{c-c} :

$$Q_{c-c} = C_p (T_3 - T_2) \quad (III.21)$$

III.3.4 Turbine

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{sT} :

$$W_{sT} = C_p (T_{4s} - T_3) = C_p \cdot T_3 \frac{T_{4s}}{T_3} \quad (III.22)$$



➤ Transformation isentropique :

$$Tq : (P_4 = p_{4s} = p_1 \quad \text{ET} \quad p_3 = p_{2s} = p_2)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(\gamma-1/\gamma)}$$

$$= \left(\frac{1}{\tau}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} \quad \text{(III.23)}$$

$$W_{sT} = cp \cdot T_3 \left[\left(\frac{1}{\tau}\right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right] \quad \text{(III.24)}$$

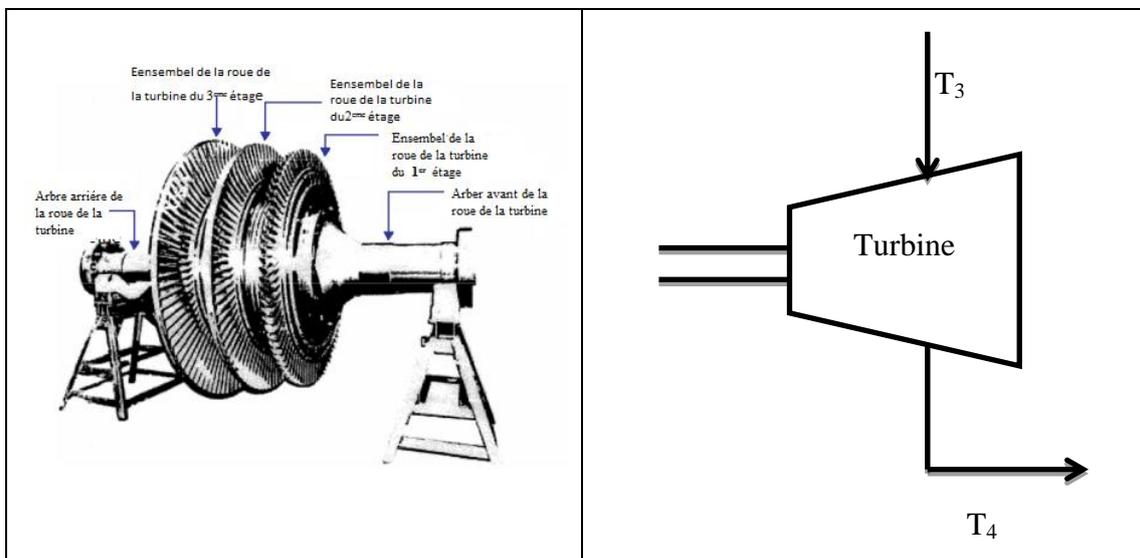


Figure III.6 : Schéma représentant la Turbine.

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{sT} = \frac{W_T}{W_{sT}} \quad \Longrightarrow \quad W_T = \eta_{sT} \cdot W_{sT} \quad \text{(III.25)}$$

Avec η_{sT} : Rendement isentropique de la turbine.

➤ Température à la sortie de turbine (l'échappement) :

$$W_T = Cp (T_4 - T_3) \quad \Longrightarrow \quad T_4 = T_3 + \frac{W_T}{Cp} \quad \text{(III.26)}$$

Travail utile :

$$W_u = W_T - W_C \quad \text{(III.27)}$$



III.3.5 Echangeur

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges.

La puissance P d'un échangeur peut s'écrire de la manière suivante :

$$P = K S \Delta T_{LM} \quad (\text{III.28})$$

K est le coefficient de transmission thermique surfacique moyen ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{k}$), S (m^2) la surface d'échange et ΔT_{LM} (k) représente l'écart de température moyen entre les deux fluides. On est obligé de raisonner sur des valeurs moyennes de K et de ΔT_m dans la mesure où les températures des deux fluides et le coefficient K varient d'un endroit à l'autre de l'échangeur.

L'approche théorique est réalisée en régime permanent et en faisant les hypothèses suivantes :

- l'échangeur est parfaitement isolé de l'extérieur (pas de pertes), on néglige la conduction axiale.
- les coefficients K et C_p sont constants.
- la température de chaque fluide est homogène dans une section donnée.

L'équation (III.28) peut ainsi s'écrire :

$$P = K S \Delta T_{LM} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III.29})$$

Où \dot{m} représente le débit massique (kg/s) et C_p la chaleur spécifique ($\text{J}/\text{kg K}$), les indices f et c sont relatifs aux fluides froid et chaud et les indices (s) et (e) à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

On considère les cas des échangeurs à courants parallèles et de même sens (anti-méthodiques ou à co-courant) et ceux de sens contraire (méthodiques ou à contre-courant).

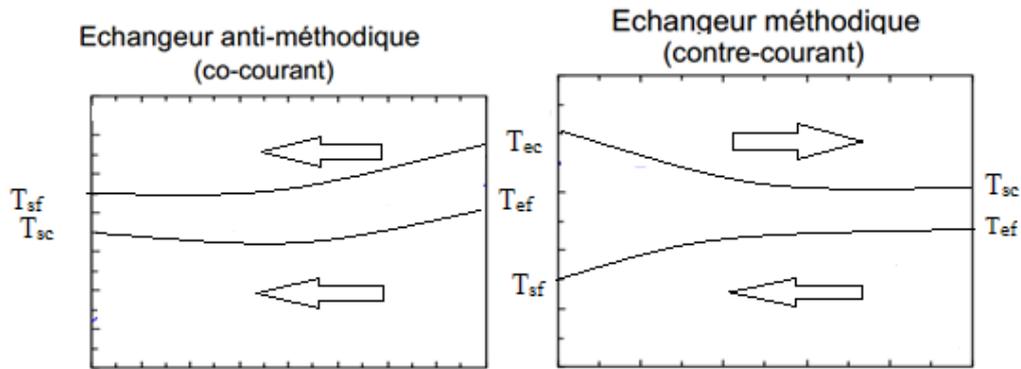


Figure III.7: Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles.

Dans ces deux configurations, il est possible en faisant un bilan thermique sur une tranche élémentaire, puis en intégrant sur toute la longueur de l'échangeur, de calculer l'écart de température moyen entre les fluides chaud et froid. On trouve ainsi :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)} \quad (\text{III.30})$$

On appelle ΔT_{LM} l'écart logarithmique moyen et on le note DTLM.

Pour une puissance connue, si on fixe les débits et les températures d'entrée, on a 3 équations et 4 inconnues qui sont S, K, T_{fs} et T_{cs} ; il faut donc calculer séparément K.

III.4 Calcul thermodynamique

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz sont les suivants:

- La pression atmosphérique (entrée du compresseur) : $p_1 = 1.02 \text{ bar}$
- La pression à la sortie du compresseur : $p_2 = 10.38 \text{ bar}$
- La température ambiante : $T_0 = 25^\circ\text{C}$
- La température à l'entrée du compresseur : $T_1 = 26.43^\circ\text{C}$
- La température à la sortie de la chambre de combustion : $T_3 = 1200^\circ\text{C}$
- Le débit massique de l'air : $\dot{m}_a = 121 \text{ kg/s}$
- Débit massique de gaz naturel dans poste combustion : $\dot{m} = 0.67 \text{ kg/s}$
- Capacité thermique massique isobare de l'air : $C_p = 1005 \text{ J/kg.K}$
- Constante spécifique de l'air : $r = 287 \text{ J/kg.K}$
- Exposant isentropique : $\gamma = 1.4$



- Rendement isentropique de la turbine : $\eta_{sT} = 0.87$
- Rendement isentropique du compresseur : $\eta_{sc} = 0.87$
- Température à l'entrée du fluide chaud (échangeur) $T_{ec} = 37.41^\circ\text{C}$
- Température à la sortie du fluide chaud (échangeur) $T_{sc} = 35^\circ\text{C}$
- Température à l'entrée du fluide froid (échangeur) : $T_{ef} = 24^\circ\text{C}$
- Débit massique du fluide chaud : $\dot{m}_c = 21425 \text{ kg/h}$
- Débit massique du fluide froid : $\dot{m}_f = 40000 \text{ kg/h}$
- Le coefficient de transmission thermique surfacique moyen : $K = 300 \text{ W/m}^2$
- La surface d'échange pour des échangeurs à courants parallèles : $S = 20 \text{ m}^2$
- Le rendement mécanique $\eta_m = 0,9$
- **Z**: facteur de compressibilité : $z = 0.974$

	Froid (air)	Chaud (air + gaz)	Fluide MR (Mix Réfrigérant)
Chaleur spécifique	$C_p = 1,005 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$	$C_p = 1,11 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$	$C_p = 39,98 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$

Tableau III.1 : Valeur de la chaleur spécifique pour le gaz utilisé



- Caractéristiques des composantes du gaz combustible:

Le tableau suivant indique les caractéristiques des composantes du gaz

Constituants	Gaz combustible	
	Fraction Molaire (%)	Fraction Massique (%)
N ₂	3.15	28.013
CH ₄	60.40	44.01
CO ₂	0.25	16.049
C ₂ H ₆	22.32	30.08
C ₃ H ₈	9.37	44.11
IC ₄ H ₁₀	0.85	58.141
NC ₄ H ₁₀	2.92	58.141
IC ₅ H ₁₂	0.29	72.17
NC ₅ H ₁₂	0.45	72.17
Densité	0.8365	
Poids moléculaire	24.26	

Tableau III.2:Caractéristiques des composants du gaz combustible



III.4.1 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul thermodynamique

Constante spécifique du gaz r :

$$r = R / M \quad (III.31)$$

Où R : constante universelle des gaz parfaits :

$$R = 8,314 \text{ kJ / mole K}$$

M : le poids moléculaire du gaz.

$$r = 8,314 / 24,26 = 0,34 \text{ KJ /kg K}$$

$$r = 340 \text{ J/kg K}$$

❖ **Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} :**

$$\gamma_{air} = \frac{Cp_{air}}{Cv_{air}} \quad \longrightarrow \quad \gamma_{air} = \frac{1,005}{0,7178} = 1,4$$

❖ **Le taux de compression**

Selon l'équation suivante(III.7) :

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad \Longrightarrow \quad \tau = 10,17 \text{ bar}$$

III.4.2 Calcul travail du compresseur

✓ Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = Cp (T_{2s} - T_1) = Cp \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right)$$

T_{2s} ? de l'équation (III.12)

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} T_{2s} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} \cdot T_1$$

$$T_{2s} = 10,17^{0,28} * 299,43 = 573,25K$$

$$W_{sc} = 275,18Kj/Kg$$

✓ Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :



$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad \Longrightarrow \quad W_c = \frac{275,18}{0,87} = 316,30 \text{ Kj/Kg}$$

$$W_c = 316,30 \text{ kJ/kg}$$

III.4.3 Calcul la puissance d'un compresseur

La puissance de compresseur P_c est donnée par l'équation suivante :

$$P_c = \dot{m}_a W_c \quad (III.20)$$

Avec \dot{m}_a débit de l'air.

$$P_c = 121 * 316,30 = 38272,3 \text{ Kj}$$

$$P_c = 38272,3 \text{ Kj}$$

III.4.4 Calcul du travail et de la température à la sortie de la turbine

✓ Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{sT} :

$$W_{sT} = C_p (T_{4s} - T_3) = C_p \cdot T_3 \frac{T_{4s}}{T_3}$$

T_{4s} ?

$$T_q : P_4 = p_{4s} = p_1 = 1.02 \text{ bar} \quad \text{et} \quad p_3 = p_{2s} = p_2 = 10.38 \text{ bar}$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(\gamma-1/\gamma)}$$

$$T_{4s} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3 \quad \Longrightarrow \quad T_{4s} = 769,26 \text{ K}$$

$$W_{sT} = 773,10 \text{ J/kg}$$

✓ Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{sT} = \frac{W_T}{W_{sT}} \quad \Longrightarrow \quad W_T = \eta_{sT} \cdot W_{sT}$$

$$W_T = 672,60 \text{ Kj/Kg}$$

Avec η_{sT} : Rendement isentropique de la turbine.

✓ Température à la sortie de turbine (l'échappement) :



$$\checkmark \quad \eta_{sT} = (T_3 - T_4) / (T_3 - T_{4s}) \quad \Longrightarrow \quad T_4 = T_3 - \eta_{sT} (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III.26})$$

$$T_4 = 1055,427 \text{ K}$$

II.4.5 Travail utile :

$$W_u = W_T - W_C \quad (\text{III.27})$$

$$W_u = 356,30 \text{ kJ/kg}$$

III.4.6 Calcul de la quantité de chaleur produite

On utilise l'équation (III. 21)

$$Q_{c-c} = C_p (T_3 - T_2) / \eta_m$$

- Détermination de la température de la sortie du compresseur T_2 ?

$$\eta_{sc} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{III.32})$$

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sc}} + T_1 \quad \Longrightarrow \quad T_2 = 614,16 \text{ K}$$

$$Q_{c-c} = 1059,23 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement de la turbine est défini par : $\eta_T = \frac{W_u}{Q_{c-c}}$

$$\eta_T = 0,33$$

III.4.7 Calcul de la puissance de l'échangeur à courants parallèles

$$P = K S \Delta T_{LM} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

Avec ΔT_{LM} courants parallèles:

$$\Delta T_{LM} = \frac{10 - 3,5}{\ln \frac{10}{3,5}} = 6,20$$

$$P = K S \Delta T_{LM}$$

$$P = 7200 \text{ w}$$



III.5. Calcul thermodynamique des compresseurs (Hp, Mp, Bp)

L'MR est comprimé successivement par trois compresseurs, le tableau ci-dessous représente les principales caractéristiques des compresseurs utilisés dans le procédé APCI.

Caractéristiques	Basse pression	Moyenne pression	Haute pression
Type de compresseur	Axial	Centrifuge	Centrifuge
Débit de l'MR(T/h)	1292	1292	1292
Nombre d'étages ou roues	17	2	4
Taux de compression	6,22	1,57	1,98
P_{asp}/T_{asp} (bar/°C)	4,3/-39	20,61/34,16	31,8/34,72
P_{ref}/t_{ref} (bar/°C)	21,16/62,43	32,35/65,48	63,09/85,88
Vitesse de rotation (tr/min)	3600	3600	3600

Tableau III.3 Caractéristiques des compresseurs [1].

Les valeurs des facteurs de compressibilité d'aspiration, de refoulement et moyen des trois compresseurs sont représentés sur le tableau suivant :

	P_{rasp}	T_{rasp}	Z_{rasp}	$P_{r\ ref}$	$T_{r\ ref}$	$Z_{r\ ref}$	Z_m
Basse pression	0,093	0,953	0,988	0,45	1,366	0,961	0,974
Moyenne pression	0,44	1,28	0,960	0,7	1,37	0,94	0,950
Haut pression	0,689	1,25	0,936	1,368	1,46	0,89	0,913

Tableau III.4 : Facteurs de compressibilité d'aspiration, de refoulement et moyen.



Calcul des travaux et rendement de compresseur axial (BP : basse pression) :

$$R_{ad} = \frac{w_{ad}}{w_{re}}$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad \Rightarrow \quad \gamma = \frac{39,98}{39,98 * 8,31} = 1,26 \quad (\text{III.33})$$

$$\gamma = 1,26$$

$$T_{2'} = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}$$

$$T_{2'} = 299,43 * \left(\frac{3,4}{20,61} \right)^{-0,206}$$

$$T_{2'} = 434,54 \text{ K}$$

$$w_{ad} = h_{2'} - h_1 \quad (\text{III.34})$$

$$= z * c_p (T_{2'} - T_1)$$

$$= 0,974 * 39,98 * (434,54 - 299,43)$$

$$w_{ad} = 5261,253 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{réel} = h_2 - h_1 \quad (\text{III.35})$$

$$w_{réel} = z * c_p * (T_2 - T_1)$$

$$w_{réel} = 0,974 * 39,98 * (614,16 - 299,43)$$

$$w_{réel} = 12255,749 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ad} = \frac{5261,253}{12255,749} \quad (\text{III.36})$$

$$\eta_{ad} = 0,42$$



Calcul des travaux des compresseur MP : moyenne pression et HP : haute pression de MR :

$$c_p - c_v = R \quad (\text{III.37})$$

$$\gamma = c_p / c_v \quad \text{d'où} \quad \gamma = c_p / (c_p - R) \quad (\text{III.38})$$

Pas de changement pour la valeur de l'exposant adiabatique, déjà calculé par (III.33)

$$\gamma = 1,26$$

W_{ad} : travail adiabatique.

$$w_{ad} = z * c_p * T_1 * (r^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) \quad (\text{III.39})$$

Pour compresseur à moyenne **pression** : **w_{ad} = 1435,73 kJ/kg**

Pour compresseur à haute pression : **w_{ad} = 1762,83 kJ/kg**

W_p: travail poly tropique.

$$w_p = (n/n - 1) * z * c_p * T_1 * (r^{(n-1)/n} - 1) \quad (\text{III.40})$$

$$n = \log(r) / \log\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (\text{III.41})$$

$$n = 4,64$$

n : est l'exposant poly topique.

Pour compresseur moyenne pression : **w_p = 1573,68 kJ/kg**

Pour compresseur haute pression : **w_p = 2428,96 kJ/kg**



W_R : travail réel.

$$w_R = \left(\frac{\gamma}{\gamma} - 1\right) * z * c_p * T_1 * (r^{n-1/n} - 1) \quad (\text{III.42})$$

Pour compresseur moyenne pression : $w_R = 6004,98 \text{ kJ/kg}$

Pour compresseur haute pression : $w_R = 9296,19 \text{ kJ/kg}$

NB : Le choix de ces compresseurs dépend du débit de gaz et de pression de refoulement.

De même que les travaux dépendent de la masse moyenne du gaz, de la pression d'aspiration et de la pression de refoulement.

III.5.3. Calcul du rendement de la turbine avec des différentes températures (été, hiver) à l'aide du cycle :

Le tableau afournit des grandeur caractéristique du cycle correspondant a l'intervalle de températuer entre (-2°c et 45°c) .

Tableau III.5 : Grandeurscaractéristiques du cycle à différentes températures

Température (K)	η	w_c	w_t	w_u	Q
271,2	33,37	298,2	680,1	381,9	1144
276,4	33,22	303,9	678,8	374,9	1129
281,6	33,05	309,6	677,5	367,8	1113
286,8	32,88	315,4	676,1	360,7	1097
292	32,7	321,1	674,8	353,7	1081
297,3	32,51	326,9	673,4	346,6	1066
302,5	32,32	332,6	672,1	339,4	1050
307,7	32,12	338,4	670,7	332,3	1035
312,9	31,91	344,1	669,3	325,2	1019
318,2	31,69	349,8	667,9	318	1004

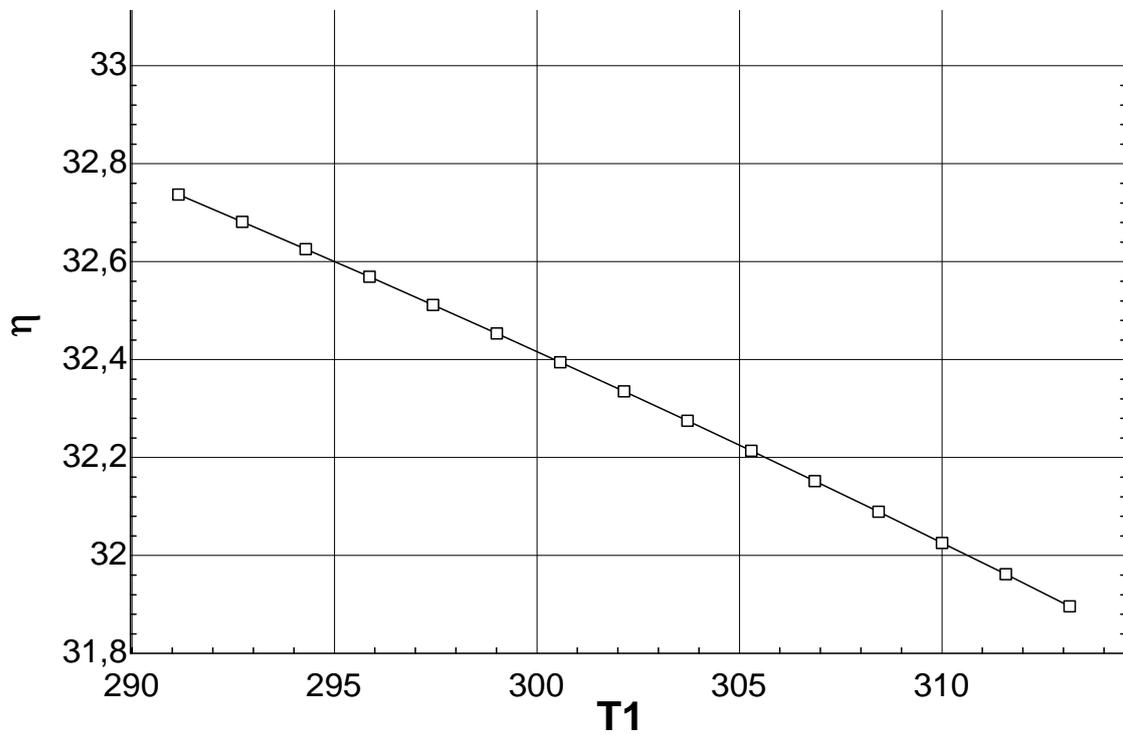


Figure III.8 Variation du rendement en fonction de la température

On remarque que les valeurs du rendement du cycle η diminuent avec l'augmentation de la température ambiante car Q et W_u diminuent.

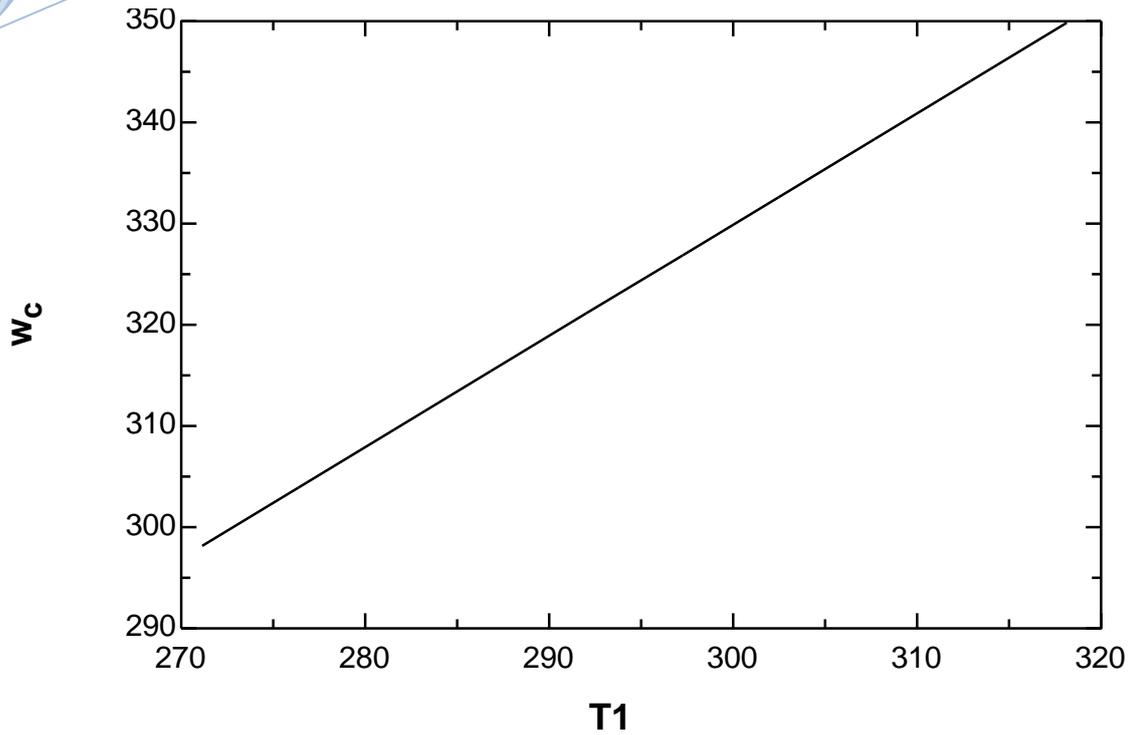


Figure III.9 Variation du travail du compresseur en fonction de la température

La température ambiante influe aussi sur W_u , T_2 , W_u et Q .

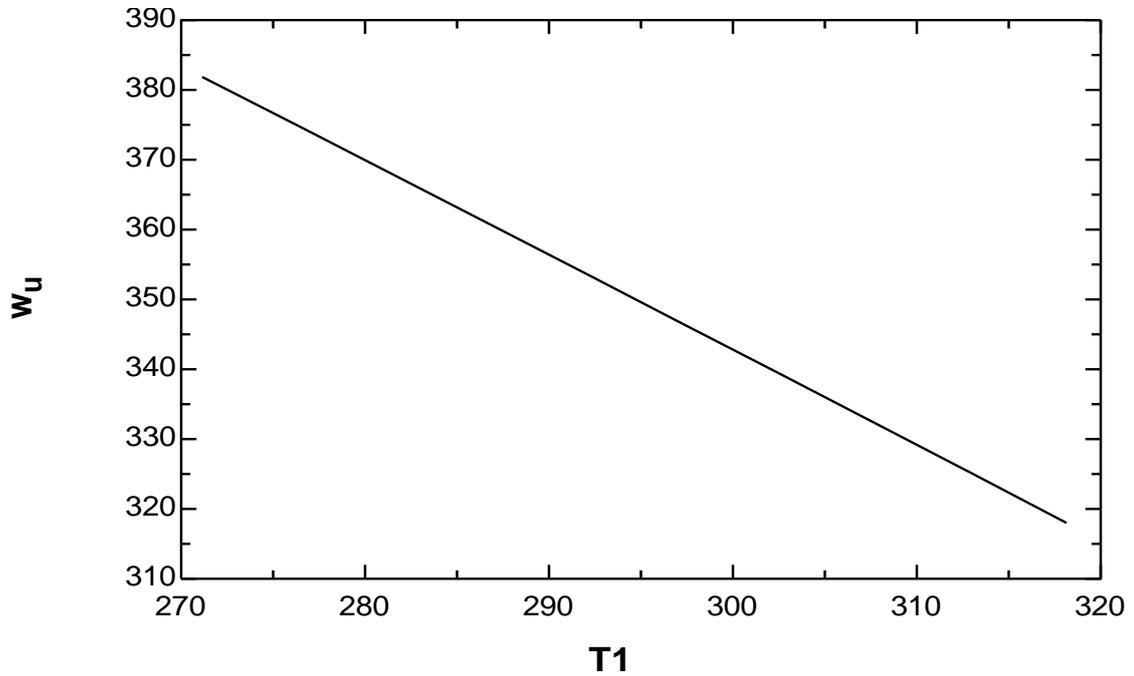


Figure III.10 Variation du travail utile en fonction de la température

On constate bien que : le travail utile diminue avec l'augmentation de la température.

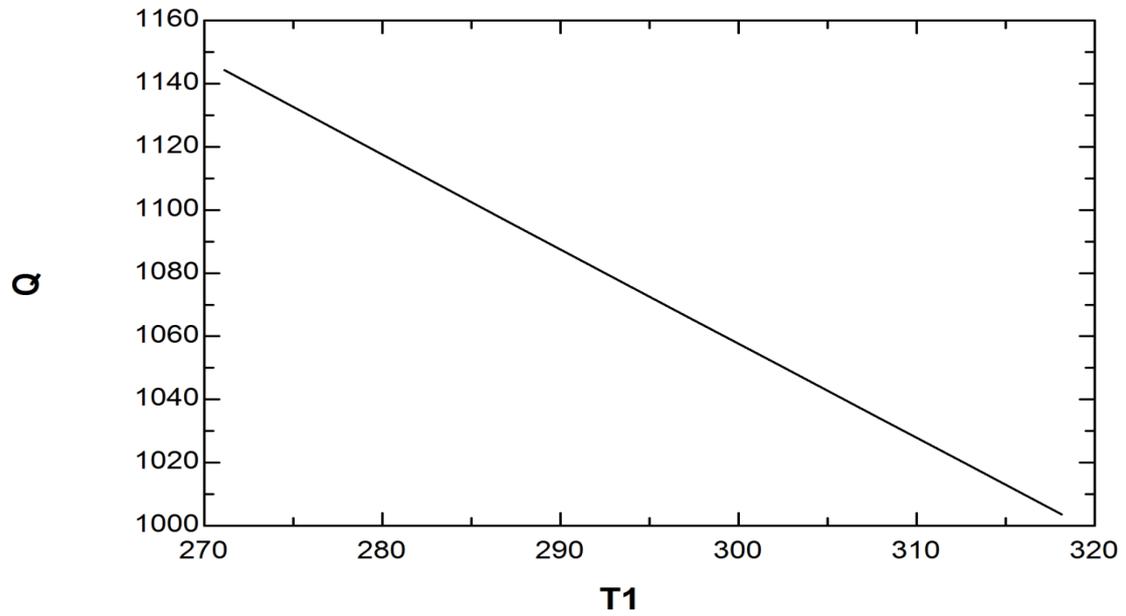


Figure III.11 Variation de la quantité de chaleur en fonction de la température

De même on constate bien que la quantité de chaleur diminue avec l'augmentation de la température.

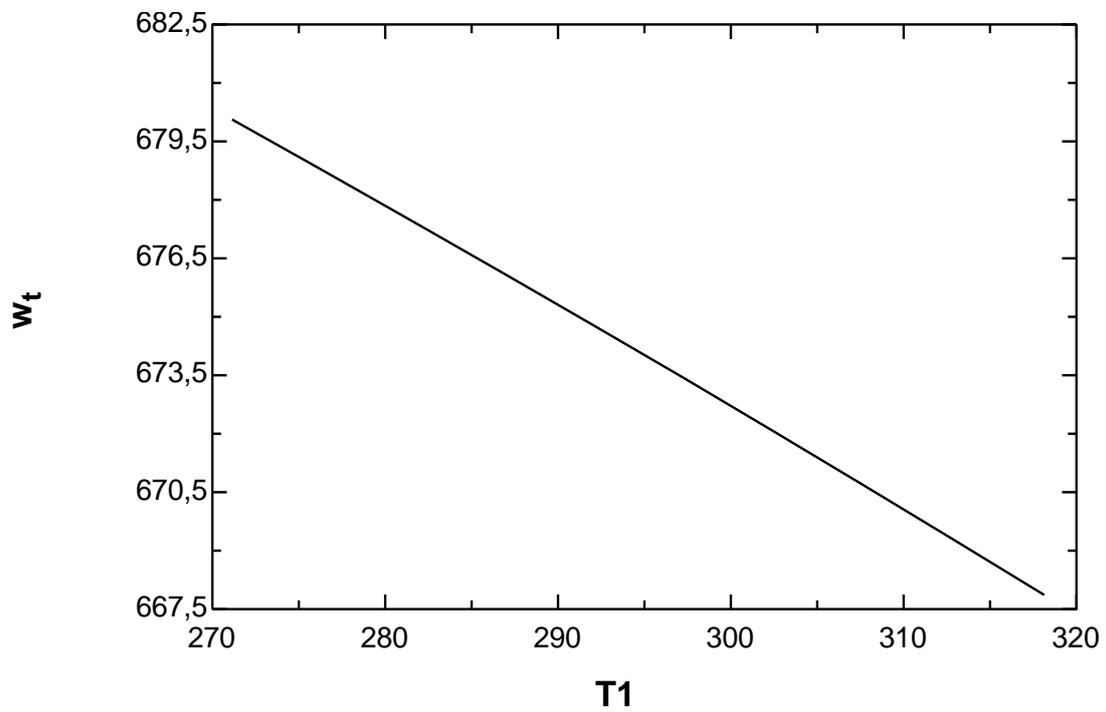


Figure III.12 Variation du travail de la turbine en fonction de la température

On voit que : le travail de la turbine diminue aussi a cours de l'augmentation de la température.

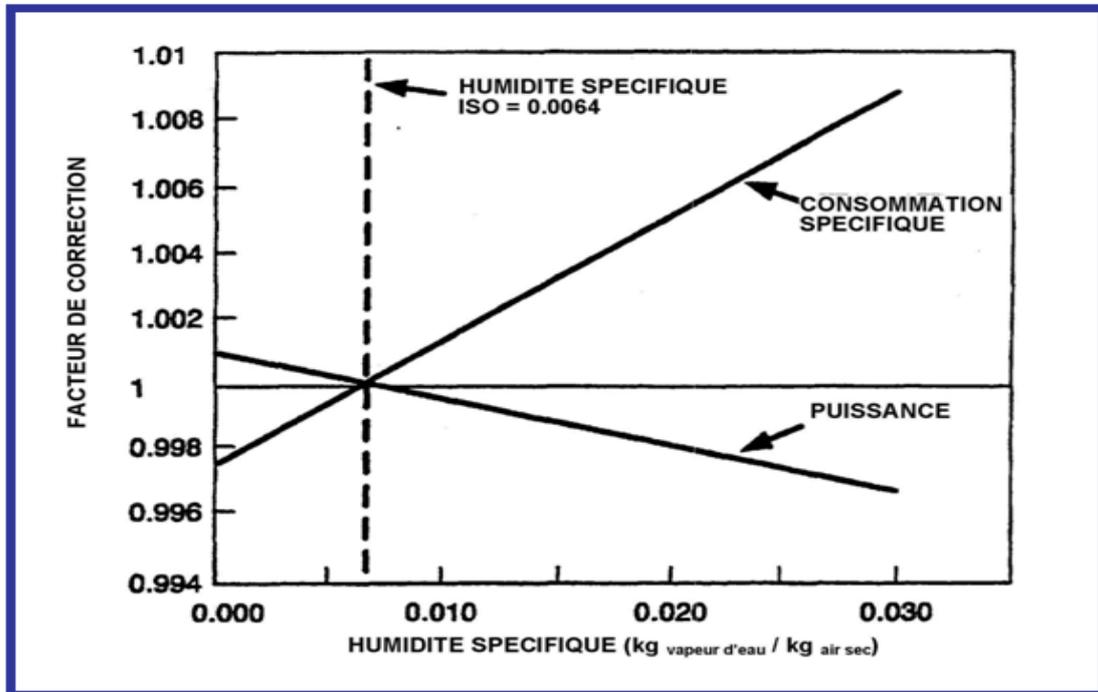


Figure III-13 .L'humidité relative influence la masse spécifique de l'air d'admission du compresseur.

En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique (HR) augmente



IV-1 LES CONCEPTS DE MAINTENANCE:

L'analyse des différentes formes de maintenance repose sur 4 concepts :

- 1. Les évènements qui sont à l'origine de l'action :** référence à un échéancier, la subordination à un type d'événement (auto diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, etc.) et l'apparition d'une défaillance
- 2. Les méthodes de maintenance qui leur seront respectivement associées :** maintenance préventive systématique, maintenance préventive conditionnelle, maintenance corrective.
- 3. Les opérations de maintenance proprement dites :** inspection, contrôle, dépannage, réparation, etc.
- 4. Les activités connexes :** maintenance d'amélioration, rénovation, reconstruction, modernisation, travaux neufs, sécurité, etc.

Cette réflexion terminologique et conceptuelle représente une base de référence pour :

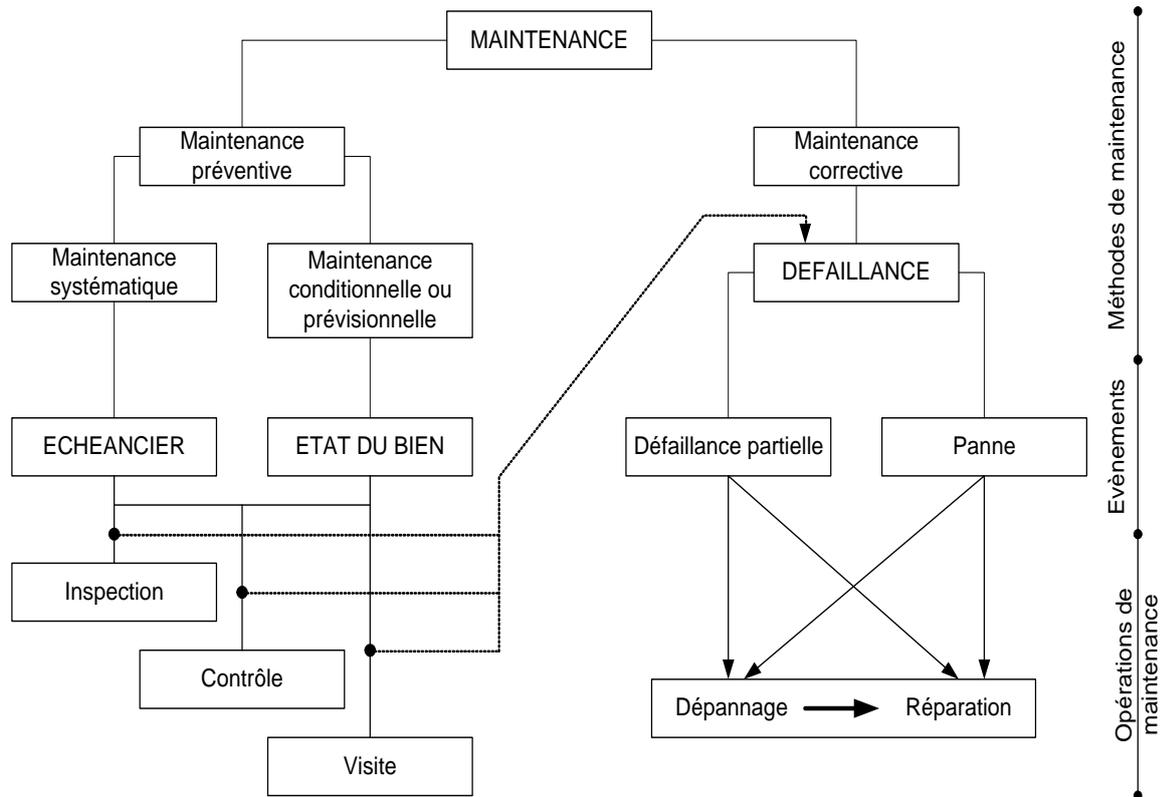
- L'utilisation d'un langage commun pour toutes les parties (conception, production, prestataires de services, etc.)
- La mise en place de systèmes informatisés de gestion de la maintenance

IV-2 LES METHODES :

Le choix entre les méthodes de maintenance s'effectue dans le cadre de la politique de la maintenance et doit s'opérer en accord avec la direction de l'entreprise.

Pour choisir, il faut donc être informé des objectifs de la direction, des directions politiques de maintenance, mais il faut connaître le fonctionnement et les caractéristiques des matériels, le comportement du matériel en exploitation, les conditions d'application de chaque méthode, les coûts de maintenance et les coûts de perte de production.

Le diagramme suivant synthétise, selon la norme NF EN 13306, les méthodes de maintenance. [2]



IV-1 DIAGRAMME DES METHODES DE MAINTENANCE

IV-2.1 La maintenance corrective :

Défaillance : altération ou cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.

Il existe 2 formes de défaillance :

- **Défaillance partielle** : altération de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.
- **Défaillance complète** : cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.

La maintenance corrective a pour objet de redonner au matériel des qualités perdues nécessaires à son utilisation



IV-2.2 La maintenance préventive :

Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'une machine.

Elle doit permettre d'éviter les défaillances des machines en cours d'utilisation. L'analyse des coûts doit mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter.

Buts de la maintenance préventive :

- Augmenter la durée de vie des machines.
- Diminuer la probabilité des défaillances en service.
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne.
- Prévenir et aussi prévoir les interventions coûteuses de maintenance corrective.
- Permettre de décider la maintenance corrective dans de bonnes conditions.
- Éviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant, etc.
- Améliorer les conditions de travail du personnel de production.
- Diminuer le budget de maintenance.
- Supprimer les causes d'accidents graves.

A) La maintenance préventive systématique :

Maintenance préventive exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre défini d'unités d'usage mais sans contrôle préalable de l'état de la machine.

Même si le temps est l'unité la plus répandue, d'autres unités peuvent être retenues telles que : la quantité de produits fabriqués, la longueur de produits fabriqués, la distance parcourue, la masse de produits fabriqués, le nombre de cycles effectués, etc.

Cette périodicité d'intervention est déterminée à partir de la mise en service ou après une révision complète ou partielle.

B) La maintenance préventive conditionnelle :

Maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement de la machine et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement intégrant les actions qui en découlent. La surveillance du fonctionnement et des paramètres peut être exécutée selon un calendrier, ou à la demande, ou de façon continue.

Remarque : la maintenance conditionnelle est donc une maintenance dépendante de l'expérience et faisant intervenir des informations recueillies en temps réel.

La maintenance préventive conditionnelle se caractérise par la mise en évidence des points faibles. Suivant le cas, il est souhaitable de les mettre sous surveillance et, à partir de là, de décider d'une intervention lorsqu'un certain seuil est atteint. Mais les contrôles demeurent systématiques et font partie des moyens de contrôle non destructifs. [2]



Tous les matériels sont concernés. Cette maintenance préventive conditionnelle se fait par des mesures pertinentes sur le matériel en fonctionnement.

Les paramètres mesurés peuvent porter sur :

- Le niveau et la qualité de l'huile
- Les températures et les pressions
- La tension et l'intensité des matériels électriques
- Les vibrations et les jeux mécaniques

Etc.

De tous les paramètres énumérés, l'analyse vibratoire est de loin la plus riche quant aux informations recueillies. Sa compréhension autorise la prise de décisions qui sont à la base d'une maintenance préventive conditionnelle.

La surveillance est soit périodique, soit continue.

Avantage : la connaissance du comportement se fait en temps réel à condition de savoir interpréter les résultats. A ce niveau, l'informatique prend une place primordiale.

Le matériel nécessaire pour assurer la maintenance préventive conditionnelle devra être fiable pour ne pas perdre sa raison d'être. Il est souvent onéreux, mais pour des cas bien choisis il est rentabilisé rapidement.

Cette méthode de maintenance, pour être efficace, doit dans tous les cas être comprise et admise par les responsables de production et avoir l'adhésion de tout le personnel.

C) La maintenance préventive prévisionnelle :

Maintenance conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation de la machine.

IV-3 LES OPERATIONS DE MAINTENANCE :

IV-3.1 Les opérations de maintenance corrective :

A) Le dépannage :

Actions physiques exécutées pour permettre à une machine en panne d'accomplir sa fonction requise pendant une durée limitée jusqu'à ce que la réparation soit exécutée.

Le dépannage n'a pas de conditions d'applications particulières. La connaissance du comportement de la machine et des modes de dégradation n'est pas indispensable même si cette connaissance permet souvent de gagner du temps.

Souvent, les opérations de dépannage sont de courtes durées mais peuvent être nombreuses. De ce fait, les services de maintenance soucieux d'abaisser leurs dépenses tentent d'organiser les actions de dépannage. Certains indicateurs de maintenance (pour en mesurer son efficacité) prennent en compte le problème du dépannage.



Ainsi, le dépannage peut être appliqué par exemple sur des équipements fonctionnant en continu dont les impératifs de production interdisent toute visite ou intervention à l'arrêt.

B) La réparation :

Actions physiques exécutées pour rétablir la fonction requise de la machine en panne.

L'application de la réparation peut être décidée soit immédiatement à la suite d'un incident ou d'une défaillance, soit après un dépannage, soit après une visite de maintenance préventive conditionnelle ou systématique.

Remarque : la réparation correspond à une action définitive. L'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquelles il a été conçu. Tous les équipements sont concernés.

IV-3.2 Les opérations de maintenance préventive :

A) Les inspections : contrôles de conformité réalisés en mesurant, observant, testant ou calibrant les caractéristiques significatives de la machine. En général, l'inspection peut être réalisée avant, pendant ou après d'autres activités de maintenance.

B) Visites : opérations de surveillance qui, dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité déterminée. Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies préalablement qui peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel. Une visite peut entraîner une action de maintenance corrective.

C) Contrôles : vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement. Le contrôle peut :

- Comporter une activité d'information
- Inclure une décision : acceptation, rejet, ajournement
- Déboucher comme les visites sur des opérations de maintenance corrective

Les opérations de surveillance (contrôles, visites, inspections) sont nécessaires pour maîtriser l'évolution de l'état réel de la machine. Elles sont effectuées de manière continue ou à des intervalles prédéterminés ou non, calculés sur le temps ou le nombre d'unités d'usage. [2]

IV-3.3 Autres opérations :

A) Révision :

Ensemble des actions d'examen, de contrôles et des interventions effectuées en vue d'assurer le bien contre toute défaillance majeure ou critique, pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usage donné.

Il faut distinguer suivant l'étendue des opérations à effectuer les révisions partielles et les révisions générales. Dans les 2 cas, cette opération nécessite la dépose de différents sous-ensembles.



Le terme révision ne doit en aucun cas être confondu avec les termes visites, contrôles, inspections.

B) Les échanges standards :

Reprise d'une pièce ou d'un organe ou d'un sous-ensemble usagé, et vente au même client d'une pièce ou d'un organe ou d'un sous-ensemble identique, neuf ou remis en état conformément aux spécification du constructeur, moyennement le paiement d'une soulte dont le montant est déterminé d'après le coût de remise en état.

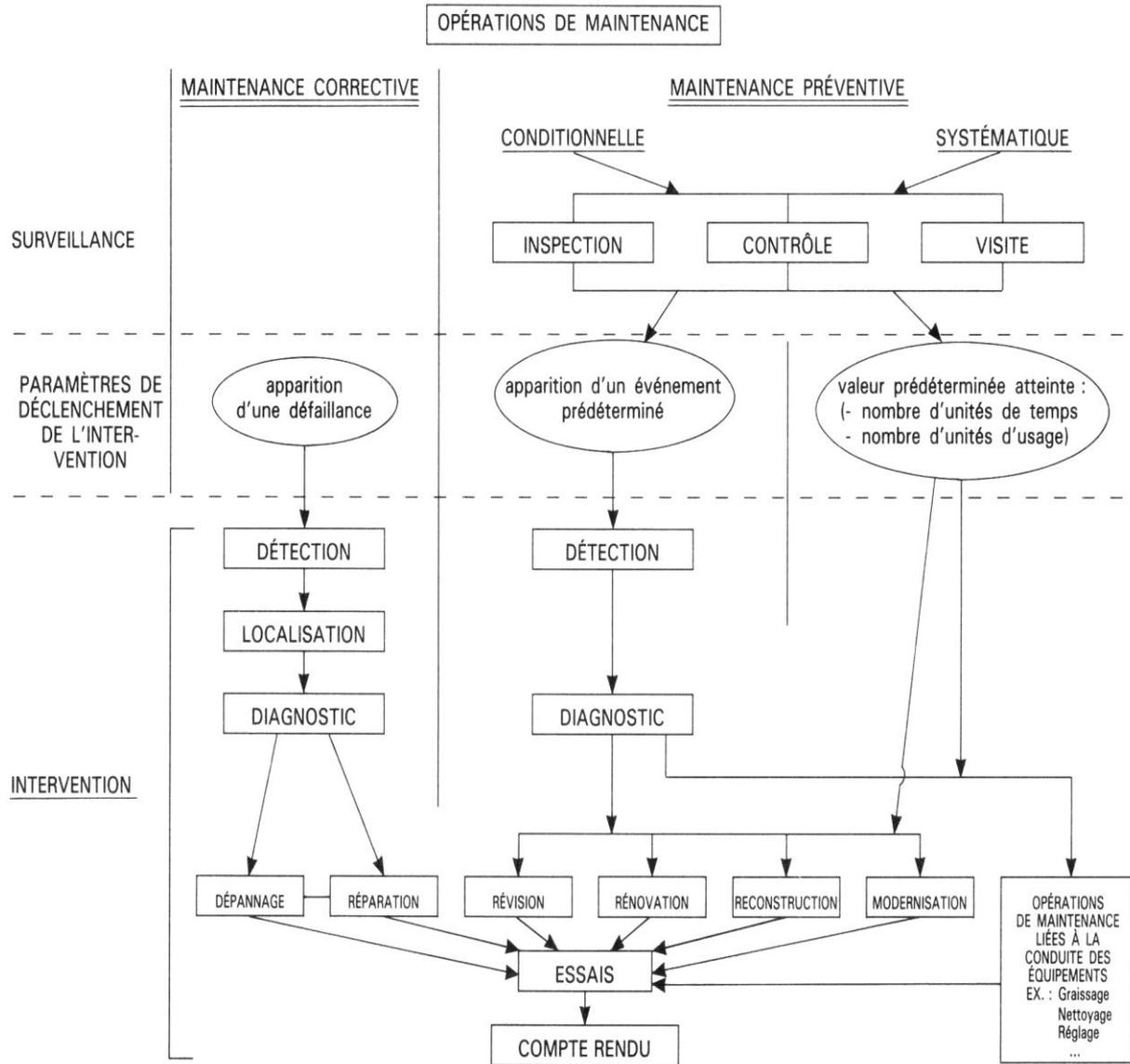
Soulte : somme d'argent qui, dans un échange ou dans un partage, compense l'inégalité de valeur des lits ou des biens échangés.

IV-4 ECHELONS DE MAINTENANCE :

L'échelon de maintenance spécifie l'endroit où les interventions sont effectuées. On définit généralement 3 échelons qui sont :

- la **maintenance sur site** : l'intervention est directement réalisée sur le matériel en place ;
- la **maintenance en atelier** : le matériel à réparer est transporté dans un endroit, sur site, approprié à l'intervention ;
- la **maintenance chez le constructeur** ou une **société spécialisée** : le matériel est alors transporté pour que soient effectuées les opérations nécessitant des moyens spécifiques.

En résumé nous pouvons présenter les opérations de maintenance suivant le diagramme suivant :



IV-2 DIAGRAMME DES OPERATIONS DE MAINTENANCE



IV-5 PHILOSOPHIE D'ENTRETIEN NUOVO PIGNONE :

IV-5.1 CRITERES D'ENTRETIEN

Les coûts d'entretien et la disponibilité de l'équipement sont deux des paramètres les plus importants pour la productivité et le profit d'une Installation de production.

L'influence de la turbine à gaz sur les paramètres ci-dessus est très importante et c'est pourquoi il est nécessaire d'émettre un programme d'entretien basé sur les points de référence suivants:

- Caractéristiques spécifiques et priorités de l'installation de production
- Compétence professionnelle moyenne du personnel
- Recommandations d'entretien de Nuovo Pignone, basées sur:
 - La fréquence et le type des inspections programmées
 - Planification des pièces de rechange
 - Commande de l'exploitation de la turbine à gaz et des facteurs qui influencent la durée de vie.

Les caractéristiques et les priorités de la production de l'installation varient en fonction des caractéristiques du processus de l'installation. Un compromis entre l'entretien de la turbine à gaz et les nécessités de la production devrait être analysé séparément en chaque cas. [1]

IV-5.2 MAINTENANCE PROGRAMMEE DE LA TURBINE :

IV-5.2.1 INSPECTIONS D'ENTRETIEN

- inspections en état d'attente
- inspections en état de fonctionnement
- inspections au démontage.
- planification des pièces de rechange
- temps nécessaire pour l'inspection

A) INSPECTIONS EN ETAT D'ATTENTE

Elles sont nécessaires lorsque le moteur n'est pas en état de fonctionnement. Pendant cette période, les points suivants devraient être vérifiés :

- ✓ les composants du système d'huile lubrifiante.
- ✓ les composants du système de combustible
- ✓ le système d'aspiration et les filtres
- ✓ les configurations de l'instrumentation et les réparations/substitutions
- ✓ l'état de la batterie de secours
- ✓ niveaux des fluides (huile, eau etc.)
- ✓ d'autres équipements auxiliaires en général
- ✓ inspection à l'endoscope de toutes les pièces internes



En cas d'une période d'attente longue, il faut effectuer des tentatives périodiques de mise en marche pour s'assurer que l'unité peut démarrer sans problèmes quand c'est requis.

B) INSPECTIONS EN ETAT DE FONCTIONNEMENT :

Les inspections en marche sont effectuées pendant la mise en marche et pendant le fonctionnement de l'unité. Cette inspection indique l'état général de l'unité turbine à gaz et de son équipement associé.

Les enregistrements des données et des paramètres de fonctionnement obtenus peuvent être utilisés pour planifier l'entretien ultérieur de l'unité.

Pendant le fonctionnement de l'unité, l'enregistrement des paramètres de fonctionnement les plus importants donnera une bonne tendance du fonctionnement de l'unité.

Ceci aidera dans les possibles activités de dépannage futures.

Le tableau suivant présente une liste de vérification typique des paramètres les plus importants enregistrés de la turbine à gaz. En plus, les systèmes panneau de commande comprennent les logiciels nécessaires pour enregistrer l'histoire de certains paramètres essentiels de la turbine à gaz. [1]

Paramètre	Unité
Vitesse	RPM
Charge	KW
N° des mises en marche	
N° des heures de fonctionnement	
Pression ambiante	mbar
Températures	°C
Ambiante	°C
De refoulement du Compresseur axial	°C
De l'échappement turbine (moyenne)	°C
De l'échappement turbine (chaque thermocouple)	°C
Du collecteur d'huile lubrifiante	°C
Du réservoir d'huile lubrifiante	°C
Du refoulement de l'huile de lubrification pour les paliers	°C
Pressions	bar(g)
De refoulement du compresseur axial	bar(g)
Du débit pompe d'huile lubrifiante	bar(g)
Du débit pompe d'huile commune	bar(g)
Du collecteur d'huile lubrifiante	bar(g)
De l'eau de refroidissement	bar(g)
Du combustible	bar(g)
Des couches filtrantes	Δp (bar(g))
Vibrations	mm/sec - μm
Temps de mise en marche	Minutes
Temps de ralentissement	Minutes

TABLEAU IV-1 PARAMETRES TYPIQUES DE L'INSPECTION EN MARCHE



C) INSPECTIONS AU DEMONTAGE :

Elles sont définies comme:

- Inspections du système de combustion
- Inspections à L'Endoscope.
- Inspection majeure/remise à l'état

TYPE D'INSPECTION	COMBUSTIBLE	INTERVALLES D'INSPECTION
DE LA COMBUSTION	Gaz /Distillat	12,000 Heures (Note 1)
	Brut/Résiduel	6,000 Heures (Note 1)
A L'ENDOSCOPE (Note 2 & 4)	Gaz /Distillat	12,000 Heures
	Brut/Résiduel	6,000 Heures
MAJEURE (Note 3)	Gaz /Distillat	48,000 Heures
	Brut/Résiduel	24,000 Heures

TABLEAU IV-2 INTERVALLES D'INSPECTION

NOTES:

1. L'inspection de la combustion comprend des tuyères de combustible, des ensembles chemises et des tubes de raccordement. Les pièces de transition peuvent être inspectées au double des valeurs présentées.
2. Les intervalles d'inspection à l'endoscope sont applicables au compresseur et à la turbine, aussi et elles devraient être planifiées pour coïncider avec les inspections de la combustion.
3. Les intervalles entre les inspections majeures sont typiques mais ils devraient être réglés sur les résultats de l'inspection à l'endoscope.
4. Si une inspection à l'endoscope indique le besoin d'accéder la section turbine seulement, il faut parvenir l'inspection de la voie du gaz chaud.



C.1) Inspection de la combustion :

La zone d'inspection de la combustion est présentée dans la figure. Pendant cette inspection, l'état des composants suivants devrait être vérifié et toute réparation/substitution nécessaire doit être effectuée:

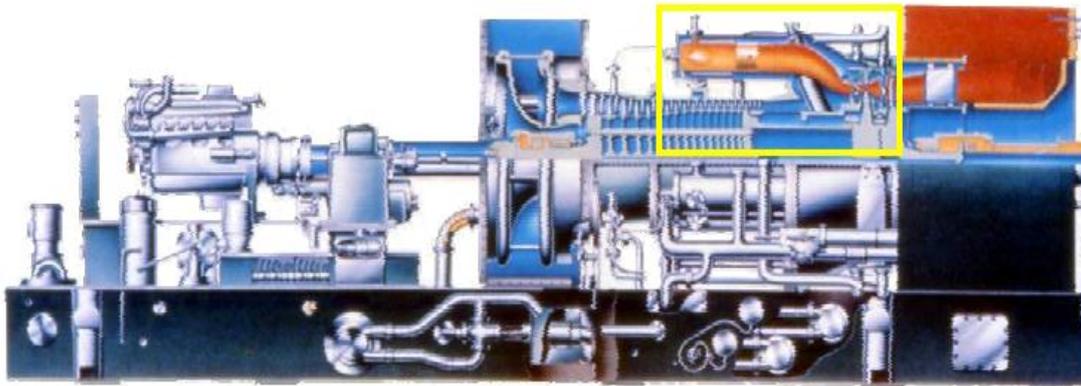


FIG. IV-1 INSPECTION DE LA COMBUSTION

Inspecter:

- les tuyères de combustible
- les composants de la chambre de combustion
- les pièces de transition
- les bougies d'allumage
- les détecteurs de flamme

L'inspection se fait par le démontage préalable de la tuyauterie de combustible en amont du système de combustion et les couvercles de la chambre de combustion, afin d'enlever les brûleurs.

L'inspection des injecteurs de combustible est nécessaire pour les nettoyer des dépôts de carbone résiduel de la combustion interne et réparer les fissures, ainsi que la chambre de combustion.

Normalement, l'inspection des fissures est effectuée en utilisant des colorants de pénétration pulvérisés sur les surfaces des composants.

Les détecteurs de flammes sont vérifiés pour éventuel endommagement électrique et dépôt de carbone sur la surface optique. [1]

Inspection des pièces de la voie du gaz chaud

La zone d'inspection des pièces de la voie du gaz chaud est présentée dans la figure. Pendant cette inspection l'état des composants suivants de la section de la turbine à gaz



devrait être exécuté et toute réparation/substitution nécessaire doit être effectuée au cas du fonctionnement au gaz naturel combustible ou au combustible distillat léger:

- Chemises de combustion
- Raccords de réduction

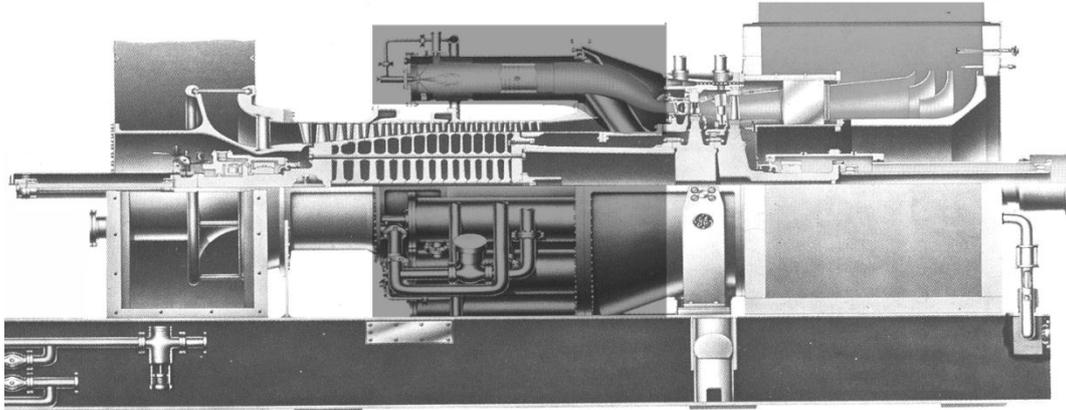


FIG. IV-2 INSPECTION DES PIÈCES DE LA VOIE DU GAZ CHAUD

En cas de combustibles pesants ou résiduels, les intervalles d'inspection de la voie du gaz chaud deviennent les mêmes que les intervalles d'inspection des chemises de combustion. Ceci est dû à la corrosion, oxydation et tension thermique plus sévères des pièces, résultant de la combustion de ces combustibles. [1]

Le tableau suivant détermine les pièces à inspecter, la nature des anomalies et la solution à prendre :

Composants	Inspecter pour découvrir	Action
Chemise de combustion	Corps étrangers	Réparation/Remplacement
Couvercle combustion	Usure normale	<u>Chambre de combustion</u>
Tuyères de combustible	Fissures	Fissures/Erosion/Usure/déformation ✓ Réparation par soudure/remplissage
Pièces de transition	Bouchonnement des trous De refroidissement	<u>Pièces de transition</u> Fissures/Erosion/Usure/déformation ✓ Réparation par soudure/remplissage
 Tubes de raccordement	Etat TBC	<u>Tuyères de combustible</u> Bouchonnement/Usure/Erosion ✓ Nettoyage/Remplacement
Valves de purge du combustible	Oxydation/Corrosion/Erosion	<u>Bougie d'allumage</u> Usure ✓ Nettoyage/Remplacement
Tuyauterie combustible	Température excessive locale	<u>Tuyauterie et soupapes combustible</u> Usure/Dépôt de charbon
Bougies d'allumage	Matériel manquant	✓ Nettoyage/Remplacement
Détecteur de flamme	Limites du jeu	

TBC : revêtement en barrière thermique = protection de la surface de la chambre de combustion et des pièces de transition

TABLEAU IV-3 INSPECTION DE LA COMBUSTION



C.2) Inspection à l'endoscope :

La turbine à gaz inclut des espaces dans les carters de la turbine et du compresseur également pour inspection visuelle de l'étage ou étages intermédiaires du compresseur, des aubes du premier et deuxième étage et partage des tuyères par l'intermédiaire de l'endoscope optique.

Ces espaces qui consistent dans des trous alignés radialement à travers le carter et les flasques internes stationnaires de la turbine, sont conçus pour permettre la pénétration d'un endoscope optique dans les régions de gaz ou de flux d'air d'une turbine qui n'est pas en marche. Les endoscopes optiques sont utilisés pour fournir une inspection visuelle des parties en rotation et statique sans enlever les carters supérieurs du compresseur et de la turbine.

Zones d'inspection :

Dans les mains d'un technicien qualifié, l'endoscope permet une inspection rapide des zones suivantes avec un temps d'indisponibilité, main d'œuvre et perte de production minimales:

1. Section Turbine
2. Compresseur à flux axial
3. Système de combustion

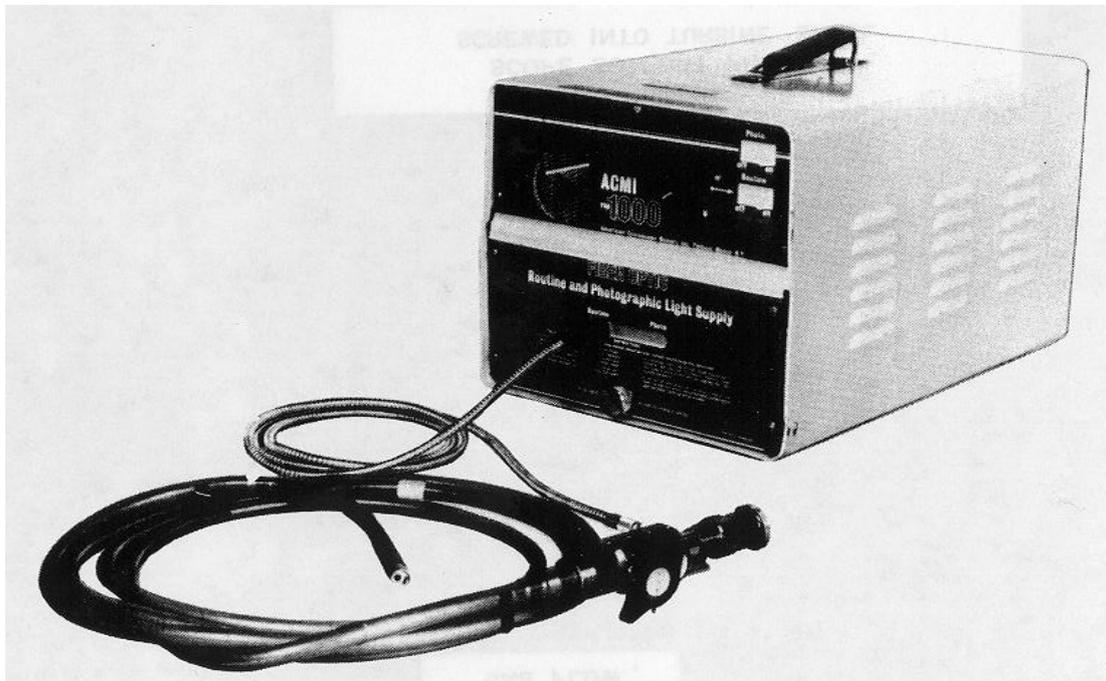


FIG IV-3 ENDOSCOPE FLEXIBLE



Le tableau suivant détermine les organes à inspecter et les anomalies probables qui doivent être impérativement vérifiés :

ZONE D'ACCES	INSPECTER POUR
<p>Pales du compresseur</p>	<p>Dommages par des corps étrangers Accumulation des impuretés Corrosion Erosion du bout Amincissement du bord de fuite Erosion de l'emplanture de pale du stator Jeu radial</p>
<p>Combustion (Chemise & raccord de réduction)</p>	<p>Accumulation du carbone Points chauds Fissuration Gonflage Usure Métal manquant ou TBC</p>
<p>Tuyères de la turbine</p>	<p>Dommages par des corps étrangers Corrosion Trous de refroidissement bloqués Fissures Cambrure du bord de fuite Erosion Brûlage</p>
<p>Aubes de la turbine</p>	<p>Dommages par des corps étrangers Corrosion Cloques Erosion Fissures Jeu radial Métal manquant</p>

TABLEAU IV-4 MS7001 – CRITERES D'INSPECTION



EMPLACEMENT DE L'ACCESS	ZONE D'INSPECTION	NOMBRE DES TROUS
Carter compresseur	Treizième étage Rotor & Stator	1
Carter turbine	Tuyère du premier étage Bord de fuite & Aube de premier étage Bord d'attaque	4
Carter turbine	Aube de premier étage Bord de fuite	1
Carter turbine	Tuyère du deuxième étage Bord de fuite & Aube de deuxième étage Bord d'attaque	4
Tuyères de combustible Trous de montage	Chemise, Raccord de réduction & Tuyère du bord d'attaque du premier étage	10

TABLEAU IV-5 EMPLACEMENT DES TROUS D'ACCES POUR L'ENDOSCOPE

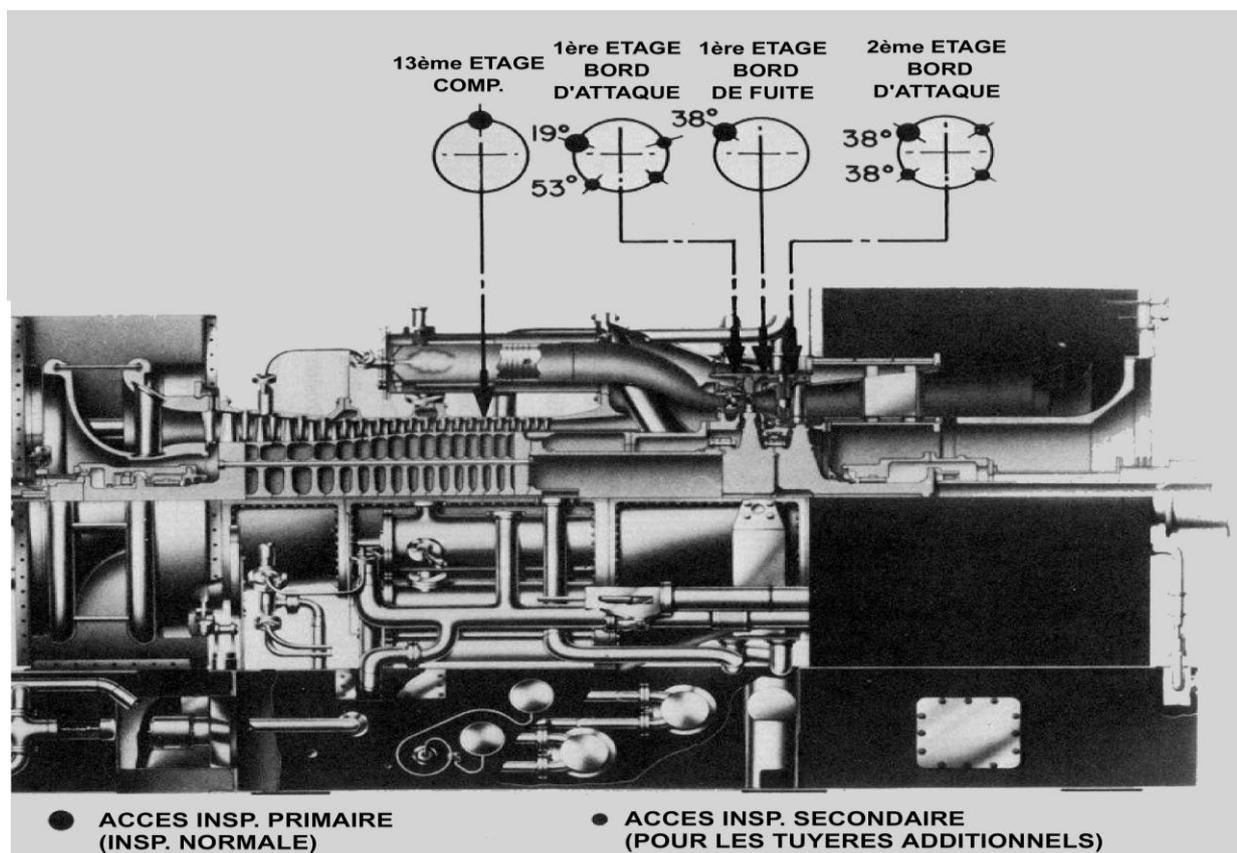


FIG.IV-4 EMPLACEMENT DES TROUS D'ACCES DE L'ENDOSCOPE



C.3) INSPECTION MAJEURE :

La zone d'inspection majeure/remise en état est présentée dans la figure Pendant cette inspection, l'état des composants suivants devrait être vérifié et toute réparation/substitution nécessaire dit être effectuée:

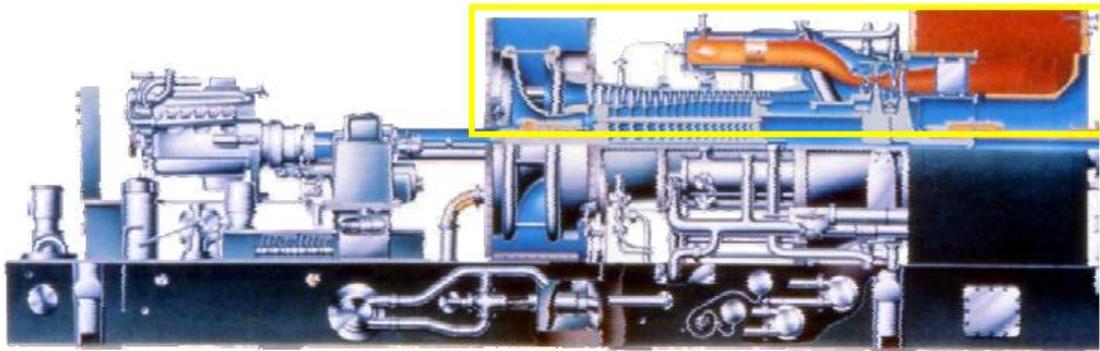


FIG.IV-5 INSPECTION MAJEURE

Le but de cette inspection majeure consiste dans la vérification complète de l'unité turbo, y compris les suivants:

- La combustion
- Les parties statoriques et de rotor du compresseur axial
- Système d'aspiration
- Système d'échappement
- Boîtes a engrenages
- Paliers et accouplements
- Equipement entraine
- D'autres équipements auxiliaires
- Les aubes statoriques de la section turbine (tuyères)
- Les aubes de rotor de la section turbine (aubes)
- Les segments statoriques de la section turbine (flasques)

Pour effectuer les inspections ci-dessus il est nécessaire d'ouvrir complètement le côté supérieur et d'enlever les rotors.

Pendant cette inspection c'est très important de vérifier l'état d'encrassement du compresseur axial, pour établir la planification future de lavage en ligne et hors ligne du compresseur axial pour optimiser le rendement de la turbine à gaz et les coûts d'exploitation. [1]

Le tableau suivant détermine les pièces à inspecter, la nature des anomalies et la solution à prendre :



Composants	Inspecter pour découvrir	Action
Combustion	Endommagement provoqué par un corps étrangers	<u>Aubes statoriques/ de rotor de la Turbine</u>
Tuyère et aubes	Usure anormale	Détérioration du revêtement
Flasques	Fissures	Frottement
Aubes de compresseur	Traces de fuites internes	Fissures
Disque de turbine	Oxydation/Corrosion/Erosion	Détérioration par ingestion de corps étrangers
Racines des aubes	Ferrures manquantes	Limite de durée de vie des fluages de roulement
Paliers lisses des arbres	Limites du jeu	✓ Réparation par soudure/remplissage/réusinage
Joint à labyrinthe		<u>Flasque de stator</u>
Système d'aspiration		Fissures/Erosion/Oxydation
Système d'échappement		✓ soudure/remplissage/réusinage
D'autre équipement auxiliaire		<u>Bougie d'allumage</u>
		Eraillures/Usure
		✓ Réparation par Remplacement
		<u>Aubes de compresseur</u>
		Corrosion
		Erosion
		Frottements
		Détérioration par ingestion de corps étrangers
		✓ Réparation/Remplacement

TABLEAU IV-6 INSPECTION MAJEURE

D) PLANNIFICATION DES PIÈCES DE RECHANGE

Pour obtenir une planification réussie d'entretien et des résultats économiques fonctionnels il est très important de prendre en considération le temps de démontage du système turbine à gaz nécessaire pour accomplir toutes les actions d'entretien.

A cause de ceci, une bonne planification des pièces de rechange réduira le temps d'attente de la période de séquence de désassemblage à la période de séquence de réassemblage, pendant laquelle l'installation est hors fonction. [1]

D.1) CRITERES DE DISPONIBILITE DES PIÈCES DE RECHANGE

La disponibilité des pièces de rechange peut être obtenue Par deux voies

- En commandant les pièces essentielles ensemble avec le bon de commande de l'équipement principal.
- En rédigeant un contrat réciproque d'assistance après vente entre client et marché de l'équipement d'origine qui comprenne la disponibilité des pièces de rechange à tout moment pendant la durée de vie utile de la turbine. Ce type de



contrats est variable de cas à cas et les coûts en sont différents, en fonction des services requis.

Le choix de la solution la plus convenable dépend des résultats du calcul de rentabilité de l'installation, résultats qui devraient comprendre les paramètres suivants :

- La perte journalière de profit en cas d'unité turbo hors fonction.
- Expérience à retour d'informations des installations similaires.
- Heures totales de fonctionnement du même modèle de la turbine à gaz.
- La disponibilité des pièces de rechange et son pourcentage moyen de fiabilité pour le modèle turbine à gaz installé.

D.2) TEMPS NECESSAIRE POUR L'INSPECTION

Type d'inspection	Equipes travaillant 8 heures chacune
Combustion	15 heures
Voie du gaz chaud	20 heures
Majeure	40 heures

PRESSUPOSITION

- Pas de temps de réparation-remplacement seulement.
- Toutes parties disponibles.
- Tous outils nécessaires disponibles.
- Equipe avec des compétences professionnelles moyennes.
- Bride à bride turbine seulement.
- L'inspection a été planifiée à l'avance.

Conclusion générale

L'objectif principal souhaité par SONATRACH, est de baisser le taux de l'autoconsommation de cette usine afin de diminuer le prix du GNL. Pour cette raison, une usine telle que GL2K utilise une autonomie d'alimentation en électricité, qui la rend indépendante. Cette autonomie est disponible grâce à cinq (05) turbos – générateurs. En plus, tous les entraînements des compresseurs sont assurés par des turbines à gaz.

Le choix de ce projet m'a permis de me familiariser avec les turbines à gaz, grâce à l'étude détaillée de la partie descriptive ainsi que celle du principe de fonctionnement des turbines à gaz.

La recherche des performances optimales de fonctionnement des turbines à gaz a été menée par un calcul thermodynamique dont les principales déductions se résument à :

- l'évolution du rendement de la TAG en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution du travail de compression en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution du travail utile en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution de la quantité de chaleur en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution du travail de détente de la turbine en fonction de la température ambiante.

On remarque que les valeurs du rendement, du travail utile, de la quantité de chaleur et du travail de détente de la turbine diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.

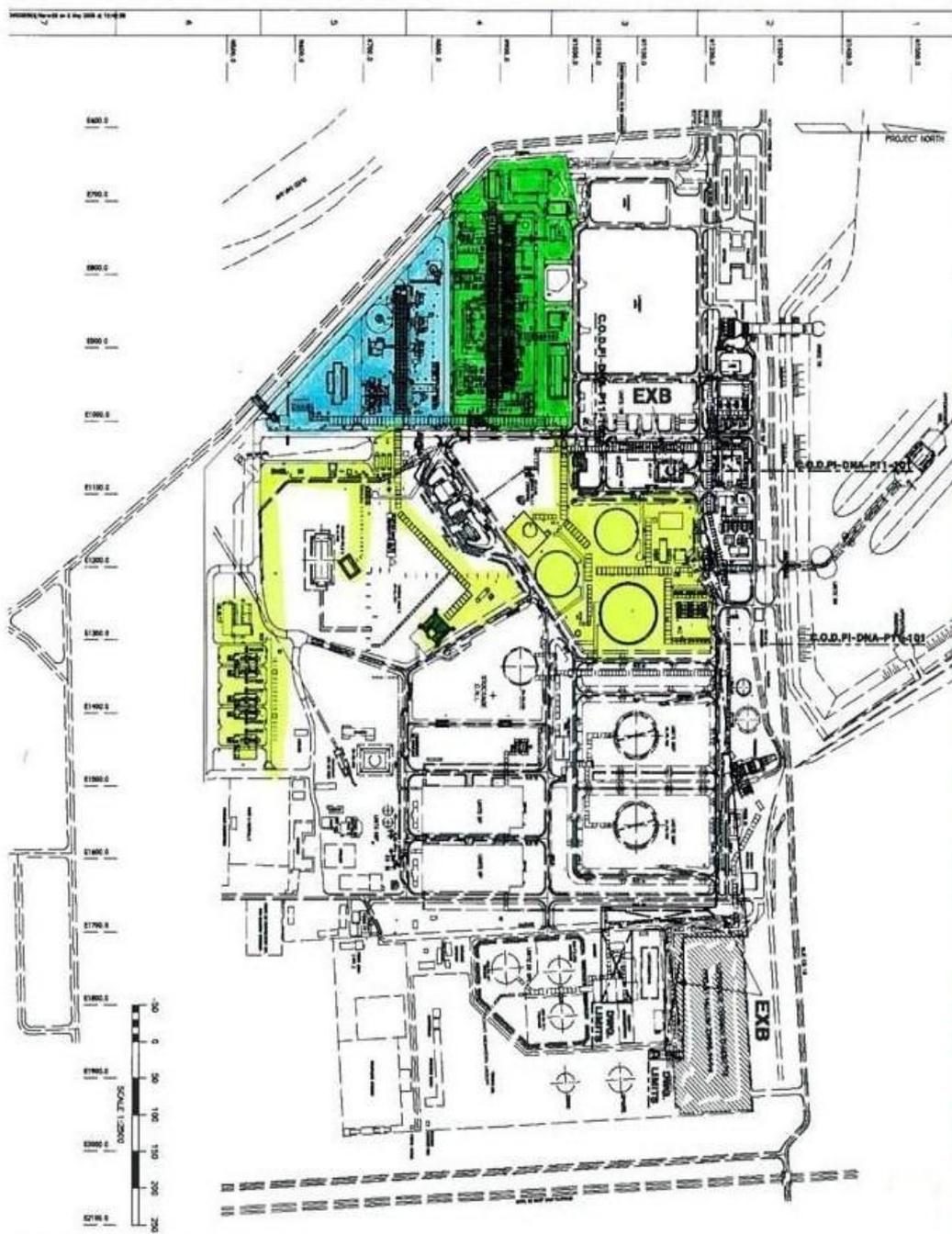
Et comme, savoir maintenir la machine en bon état de fonctionnement représente une importance primordiale dans la chaîne de production de l'usine, l'aspect maintenance des turbines à gaz a été également examiné lors de ce projet. Les différentes inspections :

- d'entretien ;
- la maintenance programmée de la turbine ;
- l'inspection de la combustion ;
- l'inspection majeure ;

Ont été étudiées et listées conformément aux instructions des constructeurs de la turbine à gaz MS7001AE.



IMPLANTATION DU NOUVEAU TRAIN DE GNL



OVERALL PLANT
 AA - OFFSITE - PLANTWORK
 OVERALL OFFSITE
 OA - OFFSITE - OFFSITE
 OB - OFFSITE - UNDERGROUND OFFSITE OVERALL
 OC - OFFSITE - OFFSITE
 OD - OFFSITE - OFFSITE FOR MACHS AND SERVICES - OFFSITE

WATER GROUPS (OFFSITE ONLY)
 W1 - OFFSITE SPEC. OFFSITE OFFSITE
 W2 - OFFSITE OFFSITE
 W3 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE
 W4 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE
 W5 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE
 W6 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE
 W7 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE
 W8 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE
 W9 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE
 W10 - OFFSITE OFFSITE OFFSITE OFFSITE

- FRACTIONATION
- LNG TRAIN
- OFFSITES
- REVAMP

REFERENCE DIMENSIONS

NO	DESCRIPTION	UNIT	VALUE
1	Overall width	m	100
2	Overall height	m	100
3	Overall length	m	100
4	Overall area	m ²	10000

KBR

SONATRACH
 New LNG Train Shipment Project
 Projet Nouveau Train de GNL de Shipment
 WBS PLOT PLAN
 OVERALL PLANT/OVERALL OFFSITE
 PLANT D'ENSEMBLE WBS
 PLAN GENERAL
 PI-AAA-P11-101

Annexe 1

GARANTIES DE PERFORMANCE

Annexe 2

TI AN	GNL	Ethane	Propane	Butane	Gazoline	Charge He (Nm3/An)
Avec extraction	4 500 000	164 700	207 600	171 400	108 700	163 100 000
Sans extraction	4 567 000				98 000	147 800 000

Base : 330 j/an
Temp ext : 24 °C

Autoconsommation: 10.8% quelquesoit le Cas de marche

Qualité des produits :

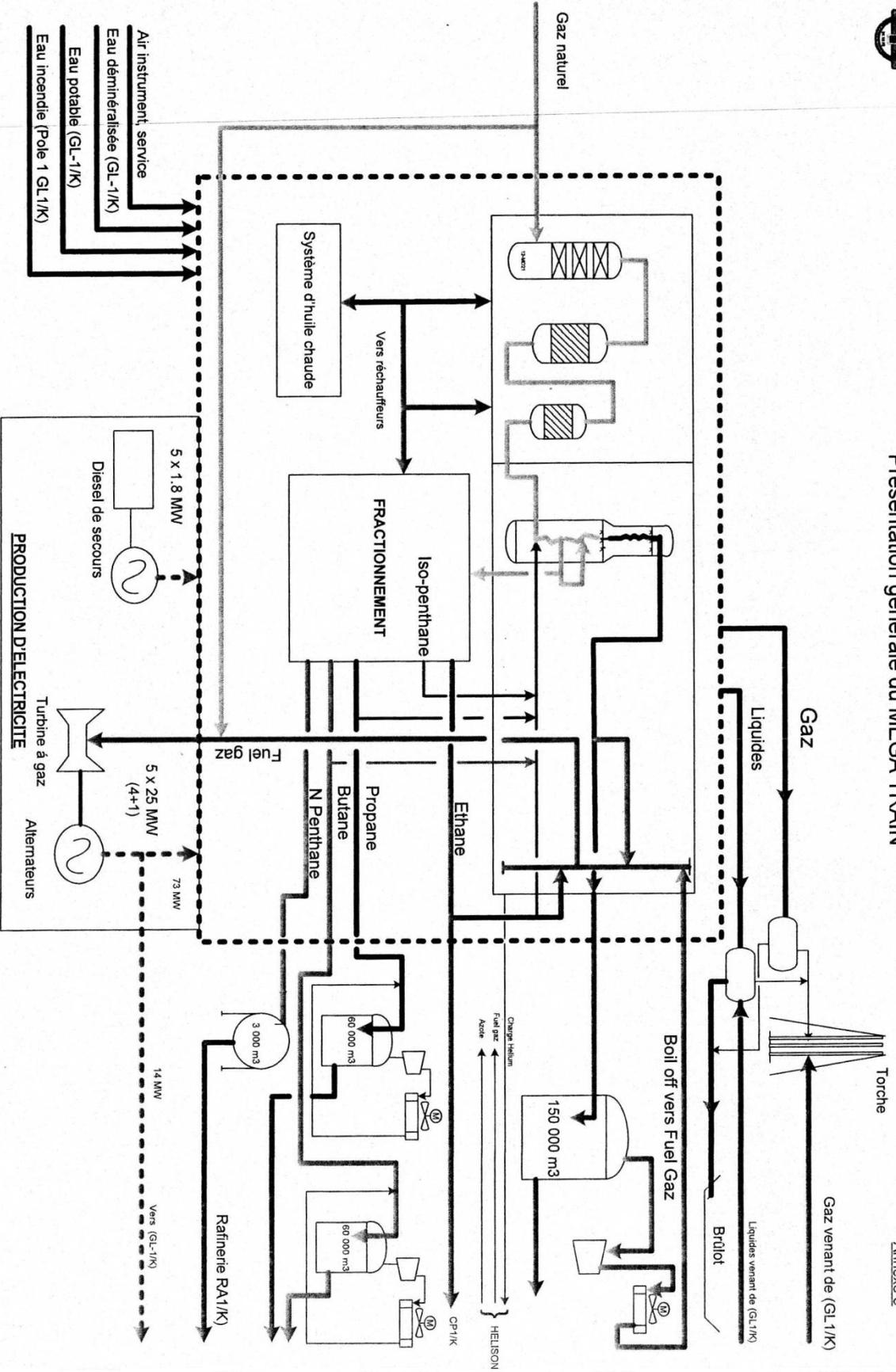
% Molaire	GNL		Ethane		Propane		Butane		Gazoline	Helium	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
He										7.886	8.5
N2										32.06	46.2
C1	85.65	96.60	0.00	1.46						46.2	59.9
C2	3.20	8.50	97.11	100.00	C2 -	0.0	2.5			0.0	0.05
C3	0.00	3.00	0.00	1.43	C3	95.0	100.0	C3 -	0.0	2.0	
lc4	0.00	0.52			C4 +	0.0	2.5	C4	94.0	100.0	0.01
Nc4	0.00	0.70									
C5+	0.00	0.23									
N2	0.20	1.40			TVR (37.8°)		14.60	C5+	0.0	2.5	
PCS (kcal/Nm3)	9.64	10.65			Volatilité à 95%		0.00				
					Teneur en S	Pass N° 1 Copper Strip	-38.3 °C				
								TVR (37.8°C)			0.77 ba
											max

Pression (bar g)
Température (° C)



Présentation générale du MEGA TRAIN

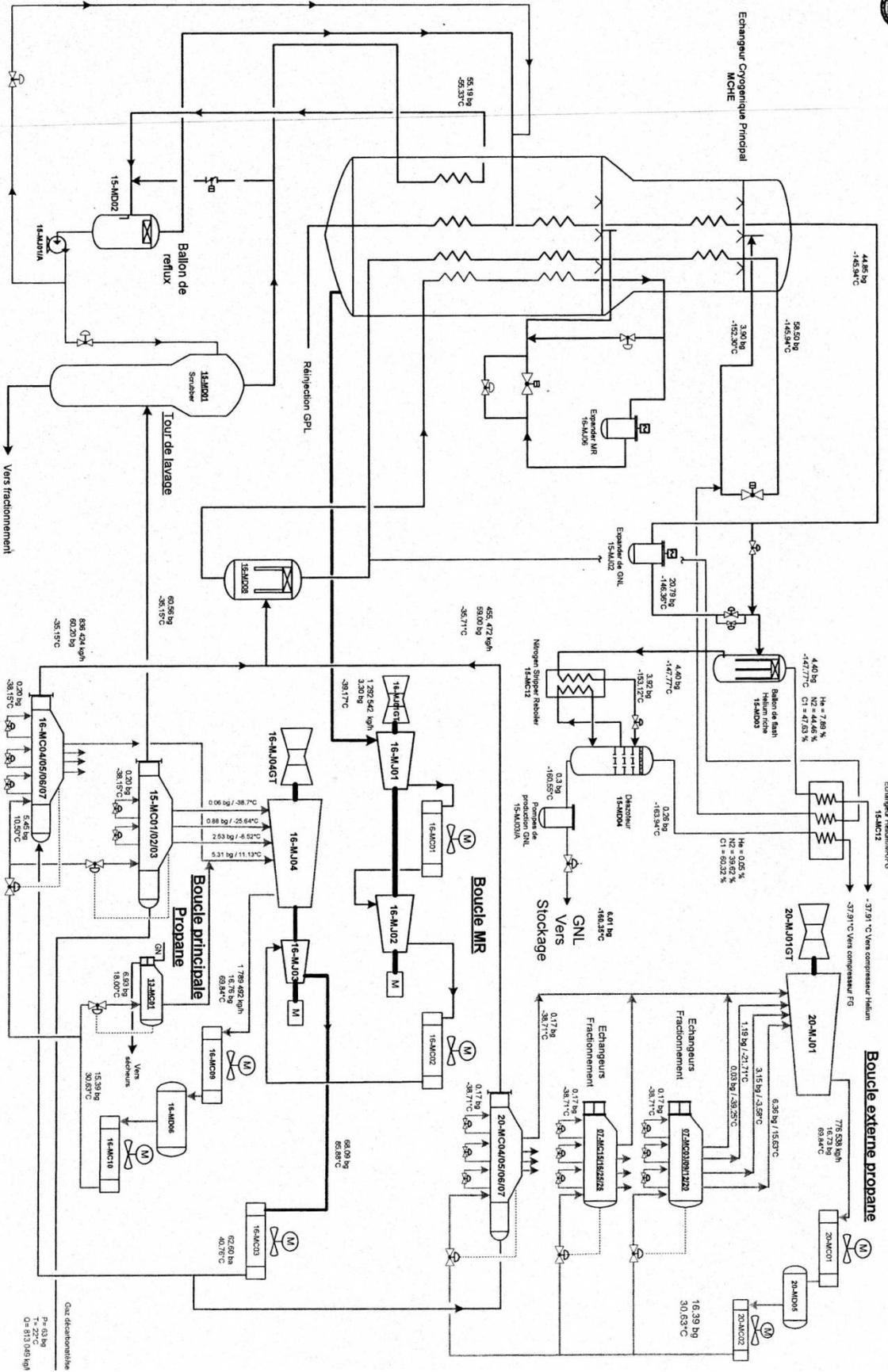
Annexe 3





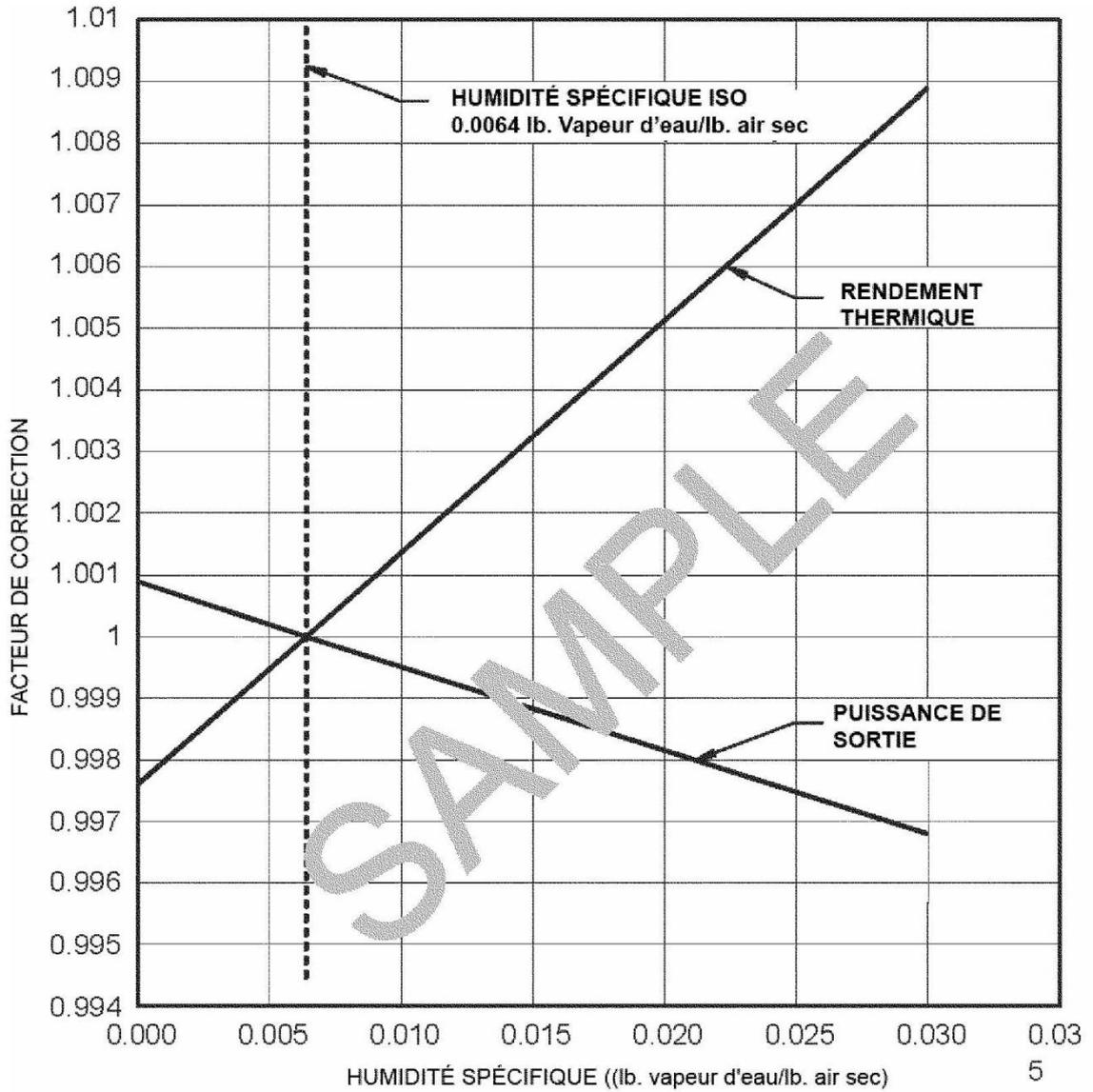
PRINCIPE DE PROCEDE DE LIQUEFACTION APCI

Annexe 4



Q₂ = 633 kg/h
T₂ = 20°C
Q₁ = 813,046 kg/h

**CORRECTIONS DE LA PUISSANCE DE SORTIE ET DU RENDEMENT THERMIQUE
 POUR LES CONDITIONS D'HUMIDITÉ SPÉCIFIQUE NON-ISO
 Pour le fonctionnement à la charge de base sur la courbe de contrôle
 de la température d'échappement**



10/10/89
 DA JAQUEWAY

498HA697
 REV B

FACTEUR DE CORRECTION DE L'ALTITUDE DE LA TURBINE À GAZ DE GENERAL ELECTRIC

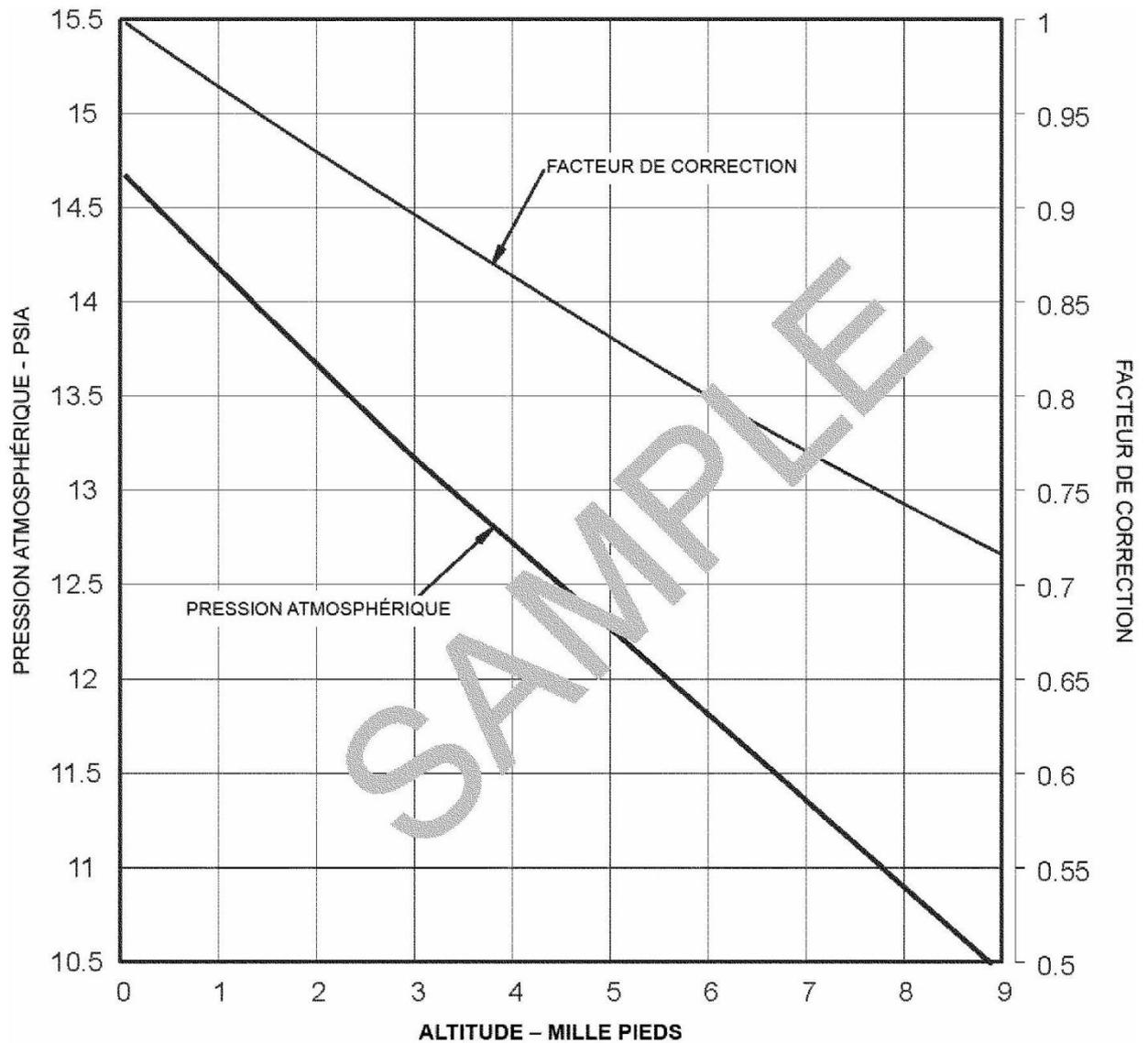
ALTITUDE / PRESSION ATMOSPHERIQUE

ET

ALTITUDE / FACTEUR DE CORRECTION POUR LA PUISSANCE DE SORTIE ET
LA CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE DE LA TURBINE À GAZ

REMARQUES:

1. Le rendement thermique et l'efficacité thermique ne sont pas influencés par l'altitude.
2. Facteur de correction = $P(\text{atm})/14.7$

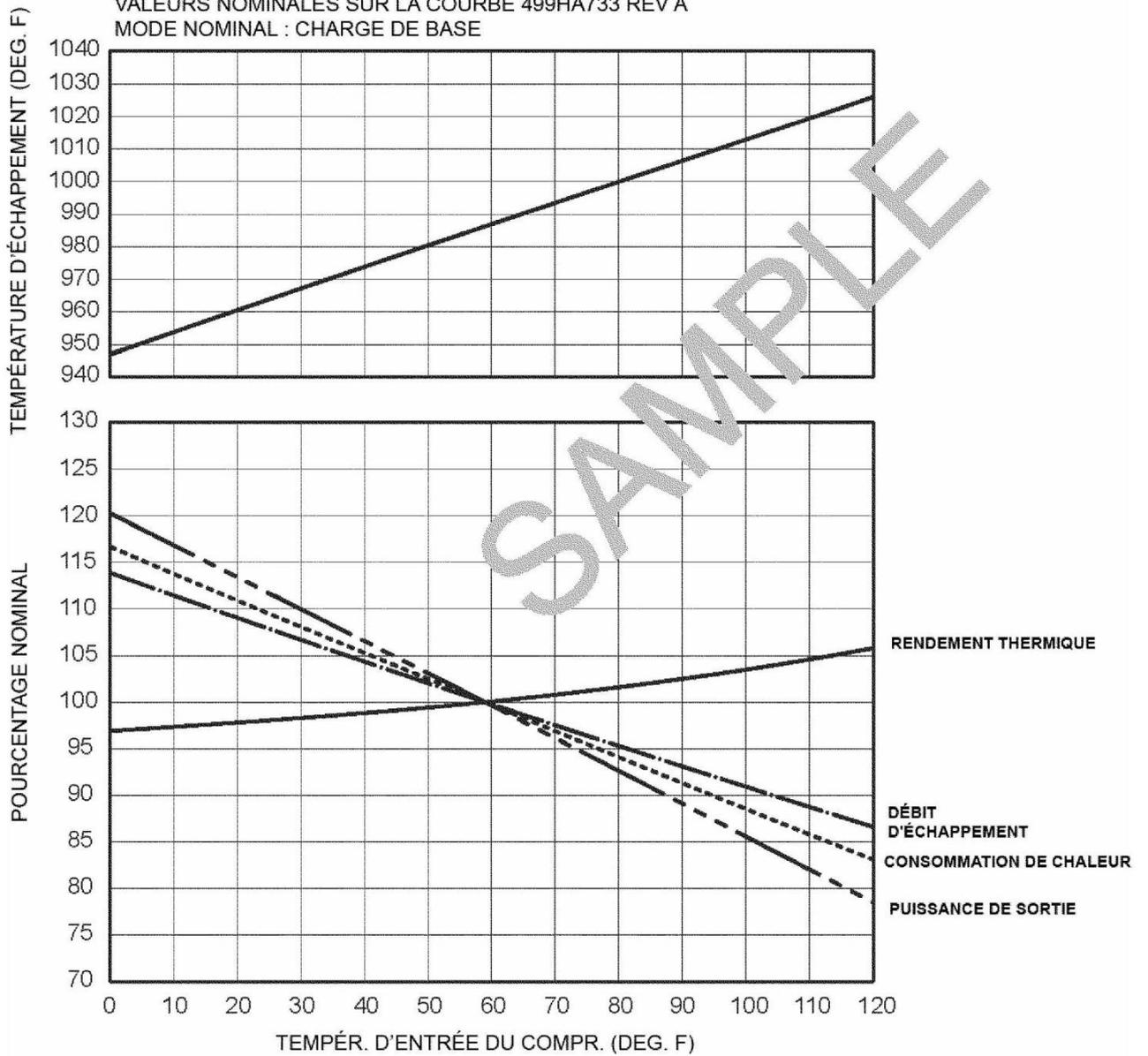


4/24/90
F.J. BROOKS

416HA662
REV A

**Effet de la Temperature d'Admission du Compresseur
sur la Puissance de Sortie, sur la Consommation de Chaleur, sur le Debit d'Echappement
et sur la Temperature d'Echappement à Vitesse 100%**

COMBUSTIBLE : GAZ NATUREL ET FUEL DISTILLÉ
VALEURS NOMINALES SUR LA COURBE 499HA733 REV A
MODE NOMINAL : CHARGE DE BASE



DATE 10/17/89
DA JAQUEWAY

499HA734
REV A

Introduction sur le programmer EES :

EES (prononcé ISE) est l'abréviation de Engineering Equation Solver ou Solveur d'équations pour l'ingénierie.

EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes.

EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité.

EES fonctionne à la fois sur des plates-formes PC Compatible ou APPLE Macintosh.

La version de EES développée pour les systèmes d'exploitation Windows 3.1, 95, et NT.

Il existe deux différences majeures entre EES et un solveur "classique" d'équations. Tout d'abord, EES identifie automatiquement et groupe des équations qui doivent être simultanément résolues.

Cette caractéristique simplifie le procédé pour l'utilisateur et assure que le logiciel opérera toujours avec une efficacité optimale. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables "vapeur" sont implémentées tel que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. De même, cette fonctionnalité est fournie pour la plupart des réfrigérants (y compris une partie de nouveaux mélanges), l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables d'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques ainsi que la table de JANAF applicable pour un grand nombre de gaz.

Enfin, des propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances

PROGRAMME DE CALCUL (EES) :

```
eta_c=0,87
eta_t=0,87
eta_m=0,98
k=1,4
cp=1,005
m_dot=2,79
"pts1"
"T1=ConvertTEMP(C;K;26,43)"
P1=1,013*Convert(Bar;Kpa)
h1=Enthalpy(Air;T=T1-273,15)
```

```
"pts2 T2 sortie de compresseur"
P2=10,17*Convert(Bar;Kpa)
Ts2=T1*(P2/P1)^((k-1)/k)
T2=((Ts2-T1)/eta_c)+T1
h2=Enthalpy(Air;T=T2-273,15)
```

```
"travail de compresseur"
w_c=cp*(T2-T1)/eta_m
```

```
"pts3 la pression P3"
delatP=0,24*Convert(Bar;Kpa)
T3=ConvertTEMP(C;K;1200)
P3=(P2-delatP) *Convert(Kpa;Bar)"
h3=Enthalpy(Air;T=T3-273,15)
```

```
"quantité de chaleur Qin"
cp_1=Cp(Air;T=(T3-T2)-237,15)
"cp_1=1,13"
Qin=cp_1*(T3-T2)/0,9
```

```

eta_c=0,87
eta_t=0,87
eta_m=0,98
k=1,4
cp=1,005
m_dot=2,79
"pts1"
T1=ConvertTEMP(C;K;26,43)"
P1=1,013*Convert(Bar,Kpa)
h1=Enthalpy(Air;T=T1-273,15)

```

```

"pts2 T2 sortie de compresseur"
P2=10,17*Convert(Bar;Kpa)
Ts2=T1*(P2/P1)^((k-1)/k)
T2=((Ts2-T1)/eta_c)+T1
h2=Enthalpy(Air;T=T2-273,15)

```

```

"travail de compresseur"
w_c=cp*(T2-T1)/eta_m

```

```

"pts3 la pression P3"
delatP=0,24*Convert(Bar;Kpa)
T3=ConvertTEMP(C;K;1200)
P3=(P2-delatP) ""*Convert(Kpa;Bar)"
h3=Enthalpy(Air;T=T3-273,15)

```

```

"quantité de chaleur Qin"
cp_1=cp(Air;T=(T3-T2)-237,15)
"cp_1=1,13"
Qin=cp_1*(T3-T2)/0,9

```

```

"pts4"
k1=1,4
P4=P1
Ts4=T3*(P4/P3)^((k1-1)/k1)
T4=T3-(eta_t*(T3-Ts4))

h4=Enthalpy(Air;T=T4-273,15)

```

```

"travail de la turbine wt"
w_t=cp_1*(T3-T4)*eta_m
"travail utile wu"
w_u=w_t-w_c

```

```

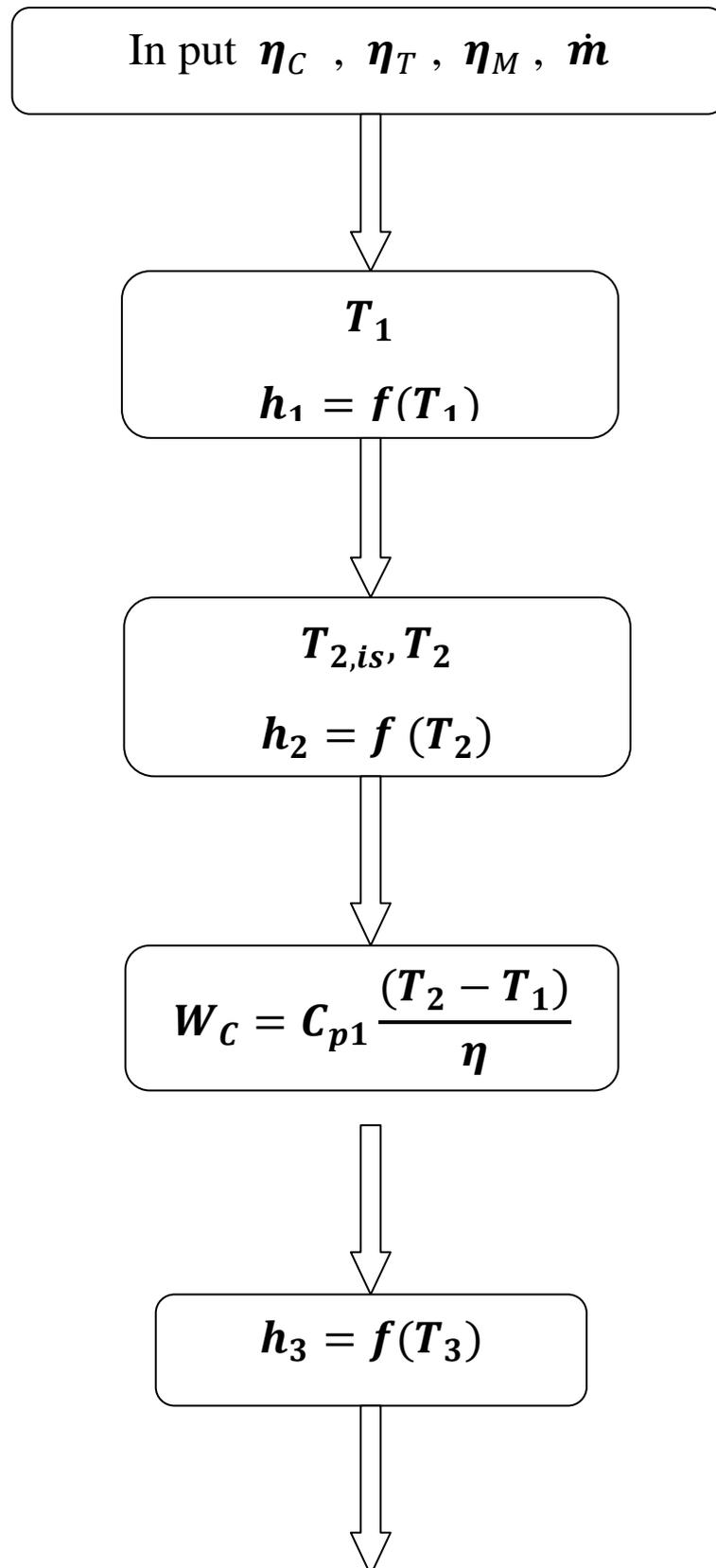
"le rendement "
eta=(w_u/Qin)*100

```

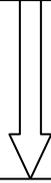
Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

cp = 1,005	cp_1 = 1,201 [kJ/kg-K]	delatP = 24 [Kpa]	$\eta_c = 36,56$	$\eta_t = 0,87$
$\eta_m = 0,98$	$\eta_t = 0,87$	h1 = -470,6 [kJ/kg]	h2 = 89,64 [kJ/kg]	h3 = 1803 [kJ/kg]
h4 = 887,4 [kJ/kg]	k = 1,4	k1 = 1,4	$\dot{m} = 2,79$	P1 = 101,3 [Kpa]
P2 = 1017 [Kpa]	P3 = 993	P4 = 101,3 [Kpa]	Qin = 1841	T1 = 45
T2 = 93,25	T3 = 1473	T4 = 859,1	Ts2 = 86,98	Ts4 = 767,4
w_c = 49,48	w_t = 722,7	w_u = 673,3		

L'organigramme du programmer EES :

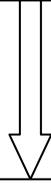


$$Q_{in} = C_{p2} \frac{(T_3 - T_2)}{\eta_m}$$

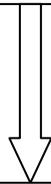


$$T_{4,is}, T_4$$

$$W_T = C_{p2}(T_4 - T_3)$$



$$W_u = W_T - W_C$$



$$\eta = \left(\frac{W_u}{Q_{in}} \right) * 100$$

Références bibliographiques

[1] Manuel opératoire du complexe GL1K Skikda

[2] Documentation du constructeur Italien Nuovo Pignone

(Manuel of Gas turbine MS7001).

[3] François Monchy : LA FONCTION DE LA MAINTENANCE, Editions Dunod 2015

[4] Wikipedia : Bibliothèque électronique.

[5] Document KBR (KELLOGG BROWN & ROOT International).

[6] Mémoire de fin d'études Master : Etude comparative entre deux procédés de liquéfaction du gaz (PRICO et APCI), Université Kasdi Merbah Ouargla (Juin 2013).

[7] Mémoire de fin d'études Master : Etude et rénovation de la turbine à gaz MS5002C de HASSI R'MEL 1, Université Abou Bakr Bellkaid Tlemcen (Juin 2014).

[8] Rapport du projet de fin d'étude partiellement présenté pour l'accomplissement de l'exigence de degré « d'Ingénieur Spécialisé en Mécanique » : Type, description et fonctionnement des turbines à gaz GNL2K, IAP Sonatrach 2010.

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY

جامعة باجي مختار - عنابه

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

**Contribution à l'amélioration des performances des
turbines à gaz du procédé de liquéfaction GL2K
Skikda**

DOMAINE: SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

Présenté par : LAIDI AMAR

Directeur du mémoire : A. HAOUAM MC-A

DEVANT LE JURY

Président: MERZOUG BACHIR

Pr

UBM-ANNABA

Examineurs:

BOUMARAF LATRA

Pr

UBM-ANNABA

HAOUAM ABDALLAH

MC-A

UBM-ANNABA

SARI MOHAMED RAFIK

MC-A

UBM-ANNABA

Remerciements

*En premier lieu, je tiens à remercier **ALLAH**,
Notre créateur, pour le courage et la patience qu'il
nous a donné pour accomplir ce travail.*

*Ma profonde gratitude à mon père et à ma mère pour
leur soutien moral indéfectible.*

*Je remercie mon encadreur **Dr Haouam Abdallah**
pour ses orientations et ses conseils.*

*Je tiens à notifier un remerciement spécial à tous les
travailleurs du complexe de liquéfaction du gaz naturel
GL2K de SKIKDA*

*Je tiens aussi à exprimer mes profonds remerciements à
mes enseignants de l'Université **Badji Mokhtar –**
Annaba, en particulier ceux du département de **Génie**
Mécanique.*

*Mes derniers remerciements et ce ne sont pas les
moindres, vont à tous ceux qui ont contribué de près ou
de loin pour l'aboutissement de ce travail.*

dédicace

Je dédie ce modeste travail aux deux êtres qui me sont très chers dans cette vie, à savoir mon père et ma mère. Je leur dis merci papa du fond de mon cœur pour ton éducation, ton sacrifice, ton assistance et pour ce tu m'as fait et qui m'a permis d'avoir cette réussite et ce bonheur.

Je te dis merci et mille fois merci maman pour ta patience, ton courage et ton sacrifice pour moi.

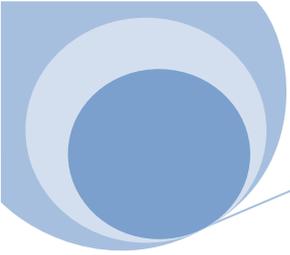
Avec toute ma fidélité et tout mon amour pour vous, mes parentes ma grande mère, je ne pourrai jamais égaler votre mérite.

A mes chères sœurs RANIA, DALIA, et la petite CHAIMA qui n'ont jamais cessés de m'encourager.

A mes amis, raouf, fateh.

*A Tout mes amis dans les différentes wilayas que je les visiter.
A la fin je dédie tout ce qu'ils ont m'aider dans mon parcours scolaire de proche ou de loin.*

AMAR



SOMMAIRE

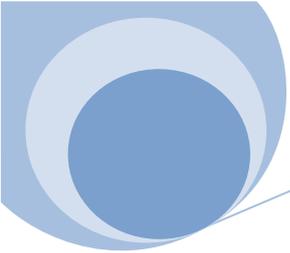
INTRODUCTION.....	1
-------------------	---

Chapitre I présentation GL2K

I-1 Le gaz naturel.....	2
I-2 But de la liquéfaction.....	3
I-3 Historique.....	3
I-4 Le nouveau train de GNL de Skikda.....	5
I-4.1 Situation géographique.....	5
I-4.2 Caractéristiques de production.....	5
I-4.3 Cas de marche prévus de l'usine.....	5
I-4.4 Procédé de liquéfaction utilisé.....	6
I-4.5 Présentation générale des installations du Nouveau Train de GNL.....	8
I-4.5.1 Les utilités.....	8
I-4.5.2 Le train de liquéfaction et de fractionnement.....	9
I-4.5.3 Le stockage des produits finis.....	9
I-4.5.4 Le système torche et brûlot.....	10
I-4.5.5 La salle de contrôle principale.....	10
I-4.5.6 Le système de contrôle et de sécurité.....	11
I-4.5.7 Le réseau incendie.....	11
I-4.5.8 Le système de détection feux et gaz.....	11

Chapitre II Description et fonctionnement de la Turbine à gaz MS7001EA

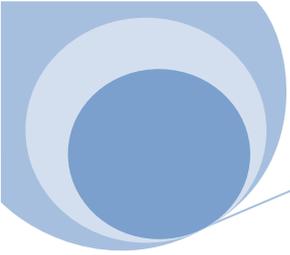
II-1 Généralités.....	12
II-2 Description du passage du gaz.....	13
II-3 Section du compresseur.....	15
II-3.1 Rotor.....	15
II-3.2 Stator.....	17
II-3.2.1 Carter d'admission.....	18
II-3.2.2 Carter du compresseur.....	18
II-3.2.3 Carter de refoulement du compresseur.....	19
II-4 Section de combustion.....	19
II-4.1 Chambres de combustion.....	20
II-4.2 Bougies d'allumage.....	21
II-4.3. Détecteurs de flammes à ultraviolet.....	22
II-5 Section de la Turbine.....	23
II-5.1 Rotor de la turbine.....	23
II-5.2 Refroidissement du rotor de la turbine.....	26
II-5.3 Stator de la turbine.....	27



II-5.3.1 Caisse de la turbine.....	27
II-5.3.2 Bâti d'échappement.....	27
II-6 Paliers.....	28
II-6.1 Paliers porteurs.....	29
II-6.2 Paliers de butée.....	30
II-6.3 lubrifications des paliers.....	31
II-6.4 Étanchéité de lubrifiants.....	32
II-7 Accouplements.....	33
II-7.1 Accouplement de charge.....	33
II-7.2 Pompe du combustible vers l'engrenage des accessoires.....	33
II-7.3 Accouplement de l'engrenage des accessoires.....	33
II-8 Engrenages.....	33
II-8.1 L'engrenage de transmission des accessoires.....	33
II-9. Système de lubrification.....	34
II-9.1 Description fonctionnelle.....	35
II-9.2 Réservoir et tuyauteries de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3 Pompe de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3.1 Pompe principale de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3.2 Pompe auxiliaire de l'huile de lubrification.....	37
II-9.3.3 Pompe d'urgence de l'huile de lubrification.....	37
II-10 Vannes.....	38
II-10.1 Vanne de vérification.....	39
II-10.2 Vanne de test – pression basse de l'huile.....	39
II-10.3 vanne de test –pression basse de l'huile de lubrification.....	39
II-10.4 vanne de réglage VPR2.....	39
II-11 La commande de la température de l'huile de lubrification.....	40
II-12 Filtre principale de l'huile.....	40
II-13 Refroidisseur de l'huile de lubrification.....	41
II-14 Séparateur des vapeurs d'huile.....	42
II-15 Système hydraulique.....	44
II-15.1 Système d'activation de l'aube variable directrice d'entrée.....	45
II-15.1.1 Fonctionnement.....	45
II-16 Système de ventilation.....	46

Chapitre 3 Calcul des performances des TAG

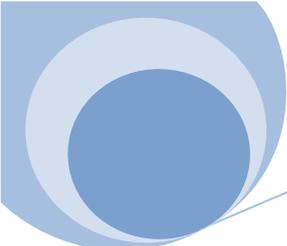
III.1 Introduction.....	48
III.2. Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz.....	48
III-2.1 Cycle idéal de Brayton.....	48
III.2.2 Cycle réel de Brayton.....	49
III.3. Etude thermodynamique du cycle.....	49
III.3.1 Rappel thermodynamique.....	50
III- 3.2 Travail de compression des gaz.....	51
III.3.3 Rendement thermodynamique d'un compresseur et la puissance.....	53
III.3.4 Turbine.....	55
III.3. Echangeur.....	56
III.4. Calcul thermodynamique -.....	59



III-4.1 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul thermodynamique.....	59
III.4.2 Calcul travail du compresseur.....	59
III.4.3 Calcul la puissance d'un compresseur.....	60
III.4.4 Calcul du travail et de la température à la sortie de la turbine.....	60
III.4.5 Travail utile	61
III.4.6 Calcul de la quantité de chaleur produite.....	61
III.4.7 Calcul de la puissance de l'échangeur à courants parallèles	61
III.5. Calcul thermodynamique des compresseurs (Hp, Mp, Bp).....	62

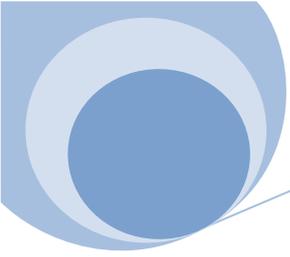
Chapitre 4 Maintenance et Entretien des TAG

IV-1 Les concepts de maintenance.....	71
IV-2 Les méthodes.....	71
IV-2.1 La maintenance corrective.....	72
IV-2.2 La maintenance préventive.....	72
IV-3 Les opérations de maintenance.....	73
IV-3.1 Les opérations de maintenance corrective.....	73
IV-3.2 Les opérations de maintenance préventive.....	74
IV-3.3 Autres opérations.....	74
IV-4 Echelons de maintenance.....	75
IV-5 Philosophie d'entretien Nouvo Pignon.....	78
IV-5.1 Critères d'entretien.....	78
IV-5.2 Maintenance programmée de la turbine.....	78
IV-5.2.1 Inspections d'entretien.....	78
CONCLUSION.....	89
ANNEXES	
Programme et l'organigramme	
BIBLIGRAPHIE	



NOMENCLATURE

Désignation	description	unités
C_p	Chaleur spécifique massique a pression constante	kJ/kg. K
γ	Exposant adiabatique	
z	Facteur de compressibilité	
p	Pression thermodynamique	Bar
τ	Taux de compression	
r	Constant spécifique des gaz parfaits	J/kg. K
R	Constant universelle des gaz parfaits	J/mole. K
\dot{m}_a	Débit massique de l'air	kg/s
h	Enthalpie	kJ/kg
η_{sT}	Rendement isentropique de la turbine	
η_{sc}	Rendement isentropique du compresseur	
η_m	Rendement mécanique	
\dot{m}_c	Débit massique du fluide chaud	kg/h
m_f	Débit massique du fluide froid	kg/h
k	Coefficient de transmission thermique surfacique moyen	w/m ²
w_c	Travail du compresseur	kJ/kg
w_T	Travail de la turbine	kJ/kg
w_u	Travail utile	kJ/kg
η_T	Rendement de la turbine	
Q_{c-c}	Quantité de chaleur produite dans la chambre de combustion	kJ/kg



APCI: Air Product and Chemicals Incorporation

CP-1/K: complexe pétrochimique de Skikda.

GL1K : complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda.

GN: gaz naturel.

GND: gaz naturel décarbonaté.

GNL : gaz naturel liquéfié

GNT: gaz naturel traité

GPL: gaz de pétrole liquéfié

Méga train: le nouveau train de liquéfaction de Skikda

MR: mixed réfrigérant

BP: basse pression

HP: haute pression

MP: moyenne pression

Pasp / Tasp : pression et température d'aspiration.

Pref / Tref: pression et température de refoulement

PR : propane

TAG: turbine à gaz.

Wad : travail adiabatique.

Wréel: travail réel

INTRODUCTION GENERALE

Une turbine à gaz est une machine thermodynamique tournante appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz combustible...) qui subissent une détente dans une turbine. Le comburant, le plus souvent de l'air ambiant, est généralement comprimé avant de pénétrer dans la chambre de combustion, en utilisant un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine.

Le mot « gaz » fait référence au caractère gazeux des produits de combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide. C'est durant la période de stage effectuée au sein du nouveau projet « Méga-Train » du GL2K Skikda en Mars 2016, que ce thème a été défini.

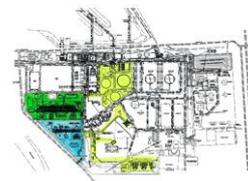
Le Nouveau Train de GNL a été conçu pour une capacité de production de 4,5 millions de tonnes de GNL par an, et peut fonctionner avec ou sans extraction des sous produits (Ethane, Propane, Butane, Gazoline).

L'objectif visé par ce projet de fin d'études est la détermination des performances des turbines à gaz du complexe GNL Skikda. Comme il existe une panoplie de turbines, il y a lieu de les décrire et maîtriser leur fonctionnement, précisément celles du nouveau projet « Megatrain » GL2K, lequel a été mis en service en 2012 en remplacement au GL1K, détruit suite au le tragique incident de 2004 ayant causé d'importantes pertes humaines et matérielles.

Le fait que toutes les turbines utilisées dans le projet GL2K sont semblables et ne diffèrent seulement que par leur dimensionnement, notre étude portera sur la turbine type MS7001AE.

Le projet comprend les parties suivantes :

- Introduction générale
- Chapitre I : Description du nouveau train GL2K Skikda
- Chapitre II : Fonctionnement et description des turbines à gaz
- Chapitre III : Calcul des performances de la turbine type MS7001AE
- Chapitre IV : Maintenance des TAG
- Conclusion générale.



I-1. Le gaz naturel

Le gaz naturel s'est formé il y a des millions d'années à partir des dépôts organiques au fond des océans ou des lacs.

On le trouve en gisement sec (accompagné parfois de gouttelettes dispersées de pétrole parce que le pétrole 'fuit' ailleurs, ou parce qu'il ne s'est pas formé en quantité suffisante). On peut le trouver également en gisement humide (associé au pétrole). Le plus souvent, le gaz (moins lourd) occupe la partie supérieure de la cavité appelée 'roche magasin', le pétrole occupe la partie moyenne, et de l'eau salée occupe la partie basse.

Il arrive aussi que le gaz naturel soit seul. Il est épuré et traité avant d'être utilisé.

Souvent, il faut le séparer des gouttelettes d'hydrocarbure liquide se trouvant en suspension dans le gaz (dégazolinage et extraction des GPL). On donne quelques éléments d'appréciation des principales réserves prouvées de gaz naturel dans le monde (en m³)

1. Russie	47, 570, 000, 000,000
2. Iran	26, 370, 000, 000,000
3. Qatar	25, 790, 000, 000,000
4. Arabie saoudite	6, 568, 000, 000,000
5. Emirats arabes unis	5, 823, 000, 000,000
6. Etats-Unis	5, 551, 000, 000,000
7. Nigeria	5, 01 5, 000, 000,000
8. Algérie	4, 359, 000, 000,000
9. Venezuela	4, 112, 000, 000,000
10. Iraq	3, 170, 000, 000,000
I 1. Turkménistan	2, 860, 000, 000,000
12. Indonésie	2, 630, 000, 000,000
13. Chine	2, 450, 000, 000,000



I.2 But de la liquéfaction :

Le but de la liquéfaction du gaz naturel est de réduire son volume dans un rapport de environ 600 à 1 afin de faciliter son transport dans des conditions optimum aussi bien sur le plan économique que sur celui de la sécurité.

Le gaz naturel liquéfié est par la suite stocké puis transporté par des méthaniers, vers les terminaux de réception où il sera vaporisé puis distribué aux clients sous forme gazeuse. Durant le transport, une partie de la cargaison s'évapore, du fait de l'entrée de chaleur à partir l'atmosphère. Cette quantité de gaz est récupérée pour être utilisée comme combustible sur le navire (chaudière ou turbine gaz).

I.3 Historique

La première usine de GNL a été construite en Virginie (USA) en 1912. Cette usine était du type Peak shaving.

A la différence des usines à flux continu, ce type d'usine liquéfie le gaz naturel pendant les périodes de basse consommation pour le vaporiser et le réinjecter dans le réseau de distribution pendant les périodes de consommation de pointe.

En 1941 : à Cleveland (USA) a mis en service un autre "peak shaving" qui fut malheureusement le siège d'un accident important qui s'est traduit par la mort de 128 personnes en 1944.

Par la suite, au début des années 50, aux USA, il a été envisagé de transporter du gaz naturel, liquéfié en Louisiane et transporté sur le Mississippi par barges. Ce GNL était destiné à être utilisé comme réfrigérant dans les abattoirs de Chicago.

Des 1954, la France et l'Angleterre s'engagèrent dans la recherche de solutions pour permettre de transporter du GNL par voie maritime, dans la perspective d'importer du gaz du Moyen Orient.

Compte tenu des basses températures, les recherches se sont concentrées sur deux préoccupations:

- Le choix des matériaux constituant les cuves.
- Les isolants (protection de la cuve des navires et limitation des déperditions de chaleur).

En 1959 : Conversion du cargo Méthane Pioneer pour transporter du GNL dans des cuves en alliage d'aluminium entre les Etats Unis et la Grande Bretagne, ce qui a donné le jour au transport commercial du GNL. Sept traversées ont été réalisées.



En France, c'est un liberty ship, le Beauvais, qui a été converti pour tester différents types de cuves. (Les liberty ship sont des cargos construits en masse aux USA durant la seconde guerre mondiale pour ravitailler les forces alliées).

En 1962 : Premières commandes (Méthane Pionner et Méthane Progress en Grande Bretagne, Jules Verne en France):

En 1964-1965 : Démarrage de la première chaîne commerciale de GNL à grande échelle comprenant:

- Le gisement de gaz de Hassi R'Mel dans le Sahara algérien (HRI découvert en 1956).
- L'usine de liquéfaction de la CAMEL (Arzew Algérie).
- 3 méthaniers (Méthane Princess, Méthane Progress, Jules Verne, rebaptisé CINDERELLA et qui est en service à ce jour).
- Les terminaux de Canvey Island (Grande Bretagne) et Havre (France) pour réceptionner et regazéifier le GNL avant expédition sur le réseau des consommateurs.

En 1969 : Démarrage de l'usine de Kenai (Alaska).

A partir du début des années 1970, démarrage d'usines en Afrique (Libye, Algérie) et en Asie du sud Est (Indonésie).

En 1977 : Démarrage de la première usine de GNL au Moyen Orient (Das Island à Abu Dhabi).

A partir de la fin des années 1970, augmentation progressive des capacités de production avec le démarrage d'usines en :

- Asie du Sud est (Indonésie, Malaisie, Brunei)
- Australie
- Afrique (Algérie, Nigeria, Egypte)
- Au Moyen Orient (Abu Dhabi, Qatar, Oman)
- Amérique du Sud (Trin et Tobago).

Aujourd'hui, la grande majorité des usines de liquéfaction dans le monde utilisent le procédé APCI (Air Product and Chemicals Incorporation)



I.4 LE NOUVEAU TRAIN DE GNL DE SKIKDA

I.4.1 Situation géographique (Annexe 1)

Le Nouveau Train de GNL (MEGA TRAIN) est situé à l'intérieur de l'enceinte du complexe GL1K, au Nord Ouest des trains de liquéfaction existants. [4]

I.4.2 Caractéristiques de production :

Les caractéristiques de fonctionnement avec ou sans extraction de sous produits sont données dans le tableau en **annexe 2**.

Le Nouveau Train de GNL a été conçu pour une capacité de production de 4,5 millions de tonnes de GNL par an, et peut fonctionner avec ou sans extraction des sous produits (Ethane, Propane, Butane, Gazoline).

Une charge de gaz riche en Hélium est également produite pour alimenter l'usine de production d'Hélium mitoyenne (HELISON). En retour, Helison renvoie de l'azote gazeux et du Fuel Gas (48% azote, 52% méthane).

Etant donné que l'usine Helison est aussi alimentée en gaz riche en hélium par les unités existantes de GL1K, l'azote et le Fuel Gas retournés sont aussi utilisés par ces unités.

I.4.3 Cas de marche prévus:

Le Nouveau Train de GNL est conçu pour fonctionner selon 8 cas de marche:

- Cas de marche 1: Charge lourde avec extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 2: Charge lourde sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 3 : Charge lourde avec extraction des GPL à une température ambiante de 40°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 4 : Charge légère avec extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 5 : Charge de Hassi R'mel 2007 sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.



- Cas de marche 6 : Charge de Hassi R'mel 2017 sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 7 : Charge de Hassi R'mel 2007 sans extraction des GPL à une température ambiante de 24°C et avec chargement de GNL.
- Cas de marche 8 : Charge lourde sans extraction des GPL à une température ambiante de 40°C et avec chargement de GNL.

Le Nouveau Train de GNL est conçu pour un fonctionnement en flux continu garanti (24h/24, pendant 330 jours / an).

I.4.4 Procédé de liquéfaction utilisé : (annexes 3 & 4)

Procédé BASF (Air Product and Chemicals Incorporation) qui utilise:

- Une boucle de réfrigération (pré refroidissement) au propane comprenant:
 - Un compresseur principal de propane (15-MJO4) à 4 étages (51,8 MW) entraîné par une turbine à gaz FRAME 7 (819 MVV). Sur le même arbre est attelé un moteur d'assistance au démarrage (helper motor) de 17 MW.
 - Une batterie d'évaporateurs.
 - Une batterie d'aéro-réfrigérants.

Le rôle de cette boucle de réfrigération est de :

- Pré refroidir environ 2/3 du réfrigérant principal de +40°C à -36°C avant son utilisation dans l'échangeur cryogénique principal où il va refroidir le gaz naturel.
- Pré refroidir le gaz naturel décarbonaté et sec de + 22°C à -35°C avant son entrée dans l'échangeur principal cryogénique.
- Une boucle de réfrigération au réfrigérant mixte (MR), comprenant:



- Un compresseur à 3 corps (16-MJOI-02-03) entraîné par une turbine à gaz. FRAME 7 (83.3 MW). Sur le même arbre est attelé un moteur d'assistance au démarrage (helper motor) de 17 MW.
- Une batterie d'évaporateurs.
- Une batterie d'aéro-réfrigérants.

Le rôle de cette boucle de réfrigération est de refroidir et liquéfier le gaz naturel dans l'échangeur principal cryogénique. Les différents constituants du réfrigérant mixte (MR) sont obtenus à partir du gaz naturel.

NB : Le troisième corps (16-MJO3, 28.6 MW) du compresseur MR est entraîné par la turbine du compresseur principal de propane.

➤ Une boucle externe de réfrigération au propane comprenant:

- Un compresseur de propane (20-MJOI) à 4 étages (22 MW) entraîné par une turbine a gaz FRAME 5 (31 MW).
- Une batterie d'évaporateurs.
- Une batterie d'aéro-réfrigérants

Le rôle de cette boucle de réfrigération est de:

- Pré refroidir environ 1/3 du réfrigérant principal de +40°C a -36°C avant son utilisation dans l'échangeur cryogénique principal où il va refroidir le gaz naturel.
 - Assurer la réfrigération pour les échangeurs de l'unité de fractionnement.
- Un échangeur principal de type bobiné pour la liquéfaction. Cet échangeur est constitué d'une calandre en aluminium et de plusieurs faisceaux de tubes en aluminium enroulés autour d'un noyau central (mandrin).



Remarque générale : Le Nouveau Train de GNL n'utilise pas d'eau de mer (sauf pour le réseau incendie). Il n'utilise pas non plus de la vapeur. Les échangeurs (rebouilleurs et réchauffeurs) utilisent de l'huile comme fluide de chauffage: Cette huile est elle-même chauffée par les gaz d'échappement de la turbine d'entraînement du compresseur principal de propane.

I.4.5 Présentation générale des installations du Nouveau Train de GNL.

Les installations du Nouveau Train de GNL sont essentiellement constituées des unités suivantes :

I.4.5.1 Les utilités :

Ces installations fournissent les utilités nécessaires au fonctionnement du Nouveau Train de GNL.

➤ L'énergie électrique

- (05) Diesel Générateur d'une puissance unitaire de 1.8 MW, Ces équipements servent à fournir l'énergie électrique nécessaire pour le démarrage et pour l'arrêt sécurisé des installations.
- (05) turbo générateurs (turbines a gaz entrainant des alternateurs) d'une puissance unitaire de 25 MW.

Ces équipements servent à fournir l'énergie électrique pour tous les consommateurs du Nouveau Train de GNL et, après raccordement, aux installations existantes (GL1K).

- (06) sous stations pour la distribution électrique.
- La production d'air instrument et d'air service comprenant : (03) compresseurs d'une capacité unitaire de 3300 Nm³/heure, munis d'une batterie de sècheurs et de ballons de recette associés.

Cette unité produit de l'air instrument sec pour les besoins de l'instrumentation (vannes, positionneurs, etc.) ainsi que de l'air service non séché pour les besoins utilitaires des installations (nettoyage par exemple).



La production d'eau potable à partir du réseau d'eau industrielle (d'eau barrage) est fournie par le complexe GL1K. Cette eau est traitée dans un package spécial pour être amenée aux conditions sanitaires exigées avant sa mise à la consommation [4].

NB : Le reste des utilités est assuré par le complexe GL1K existant:

- L'azote qui sera utilisé durant les opérations de mise sous atmosphère inerte des installations lors des opérations de maintenance ou de préparation de démarrage.
- L'eau déminéralisée, utilisée pour les circuits de réfrigération de l'huile des machines tournantes et pour la préparation et le maintien de la concentration d'eau à solution MDEA utilisée pour la décarbonatation du gaz naturel.

I.4.5.2 Le train de liquéfaction et de fractionnement comprend les unités suivantes:

- L'unité de comptage du gaz naturel.
- L'unité de compression du gaz naturel.
- L'unité de décarbonatation du gaz naturel.
- L'unité de déshydratation du gaz naturel.
- L'unité de démercurisation du gaz naturel.
- L'unité de liquéfaction du gaz naturel et d'extraction de la charge de gaz riche en Hélium.
- L'unité de fractionnement des sous produits (Ethane, Propane, Butane, Gazoline).
- L'unité de stockage et de chauffage d'huile pour les échangeurs.

NB : Le combustible (Fuel Gas) qui alimente les turbines a gaz des générateurs électriques et des compresseurs du train de liquéfaction a pour origine:

- Le ballon de flash de flash du GNL en fin de liquéfaction.
- Un appoint de gaz naturel.
- Le retour de Fuel Gas de l'usine Helison mitoyenne.



I.4.5.3 Le stockage des produits finis comprend:

- Un bac de stockage de GNL de 150 000 m³. Il est du type confinement intégral avec une structure extérieure en béton armé précontraint à toit suspendu et une cuve interne en acier à 9% de nickel.
- Les gaz d'évaporation des bacs (boil off) et de retour des méthaniers durant le chargement sont repris par des compresseurs et envoyés dans le réseau Fuel Gas et/ou recyclés à l'entrée de l'unité de liquéfaction du Nouveau Train de GNL.
- Un bac de stockage de propane de capacité totale de 66 000 m³ (type confinement intégral).
- Un bac de stockage de butane de capacité totale de 66 000 m³ (type confinement intégral).
- Une unité de réfrigération de GPL (propane et butane). Cette unité reçoit:
 - Les gaz d'évaporation des bacs de propane et de butane du Nouveau Train. Ce boil off est liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.
 - Le retour gaz des navires GPL durant les chargements. Ce boil off est liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.
 - Le butane et le propane chauds venant de la Raffinerie de Skikda (RA1K). Ces produits sont sous-refroidis puis renvoyés au stockage dans les bacs du Nouveau Train de GNL.
- Une sphère de stockage de gazoline de capacité totale de 3 760 m³.

I.4.5.4 Le système torche et brûlot comprend:

- Une torche recevant les effluents gazeux des unités du Nouveau Train de GNL et du complexe existant. La hauteur de cette torche est de 150 m. Elle est montée sur un seul derrick comprenant 3 futs (2 pour le Nouveau Train et 1 pour les unités existantes de GL1K).



- Une torche basse pression (torche confinée) recevant le torchage de boil off du nouveau Train de GNL et du complexe GL1K existant.
- Un brûlot recevant les liquides torches à partir du Nouveau Train de GNL et du complexe existant.

I.4.5.5 La salle de contrôle principale comprend:

- Les postes de conduite et les équipements associés.
- Les salles engineering et maintenance.
- La salle de formation OTS (simulateur).
- La salle de réunion, cuisine, vestiaires...

I.4.5.6 Le système de contrôle et de sécurité

- il comprend un ensemble de systèmes regroupés à le sein de l'ICS (Instrument Control System).
- Le système de contrôle utilisé est le DCS EPKS (Experion Process Knowledge System R310). I
- Il fait partie de l'ICS qui communique avec tous les autres systèmes de contrôle et de sécurité.

I.4.5.7 Le réseau incendie :

Le réseau incendie du Nouveau Train de GNL est alimenté par une pompe électrique située à la pomperie eau de mer du complexe GL1K. Ce réseau est interconnecté à celui de GL1K en trois points. En marche normale, ce réseau est maintenu en pression par de l'eau industrielle (de barrage).

I.4.5.8 Le système de détection feux et gaz :

Le Nouveau Train de GNL est équipé de systèmes de détection feux et gaz répartis sur l'ensemble du Train. Les alarmes sont reportées en salle de contrôle. En cas de feu ou fuite de gaz sur une zone du Train, et en cas de nécessité, l'opérateur dispose d'un système d'isolement et de dépressurisation de la zone concernée. [4]



Le groupe propulseur est composé par l'unité de la turbine à gaz à un seul arbre et un alternateur ou un compresseur centrifuge ainsi que leurs équipements auxiliaires, l'équipement de commande nécessaire et les autres pièces auxiliaires hors base qui sont essentielles pour le fonctionnement de l'ensemble [3].

II-1 Généralités

Le modèle MS7001EA est une turbine à gaz mono-arbre équipée de 10 chambres de combustion à écoulement inversé.

Les caractéristiques principales de la turbine sont décrites dans les spécifications suivantes :

Température sèche	40 °C
Humidité relative	72 %
Pression d'admission	1 013 mbar
Puissance normale ISO	82 100 kW
Vitesse de rotation	3 600 RPM
Température d'échappement	555 °C
Débit d'échappement	972. 10 ³ kg / h
Sortie nette	75 000 KW
Consommation spécifique de chaleur	11 270 kJ / kWh

L'ensemble de la turbine à gaz MS7001EA comprend six sections ou groupes principaux :

- L'entrée d'air
- Le compresseur
- Le système de combustion
- La turbine
- L'échappement
- Les systèmes de support



II-2 Description du passage du gaz

Le passage du gaz est la voie par laquelle les gaz circulent à travers la turbine à gaz de l'entrée d'air à l'échappement de la turbine en passant par le compresseur, la section de combustion et la turbine, comme indiqué sur le schéma du flux, **Figure II-1**.

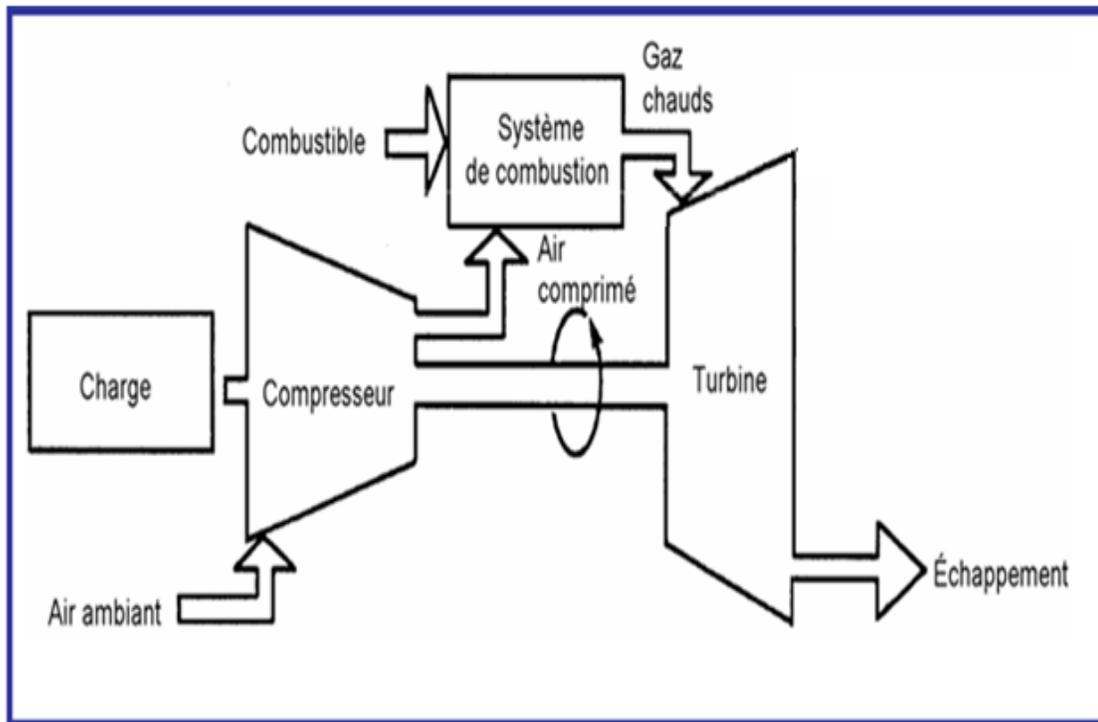


FIG II-1 Description du système du passage de gaz

Sur des unités de turbine à gaz équipées de régénérateur facultatif, le passage du gaz est prévu du compresseur au régénérateur, à travers la tuyauterie externe, pour un réchauffement supplémentaire, puis il retourne vers la chambre de combustion. Les rapports fonctionnels et les positions des sections principales de la turbine à gaz MS7001EA sont présentés sur la **Figure II-2**.

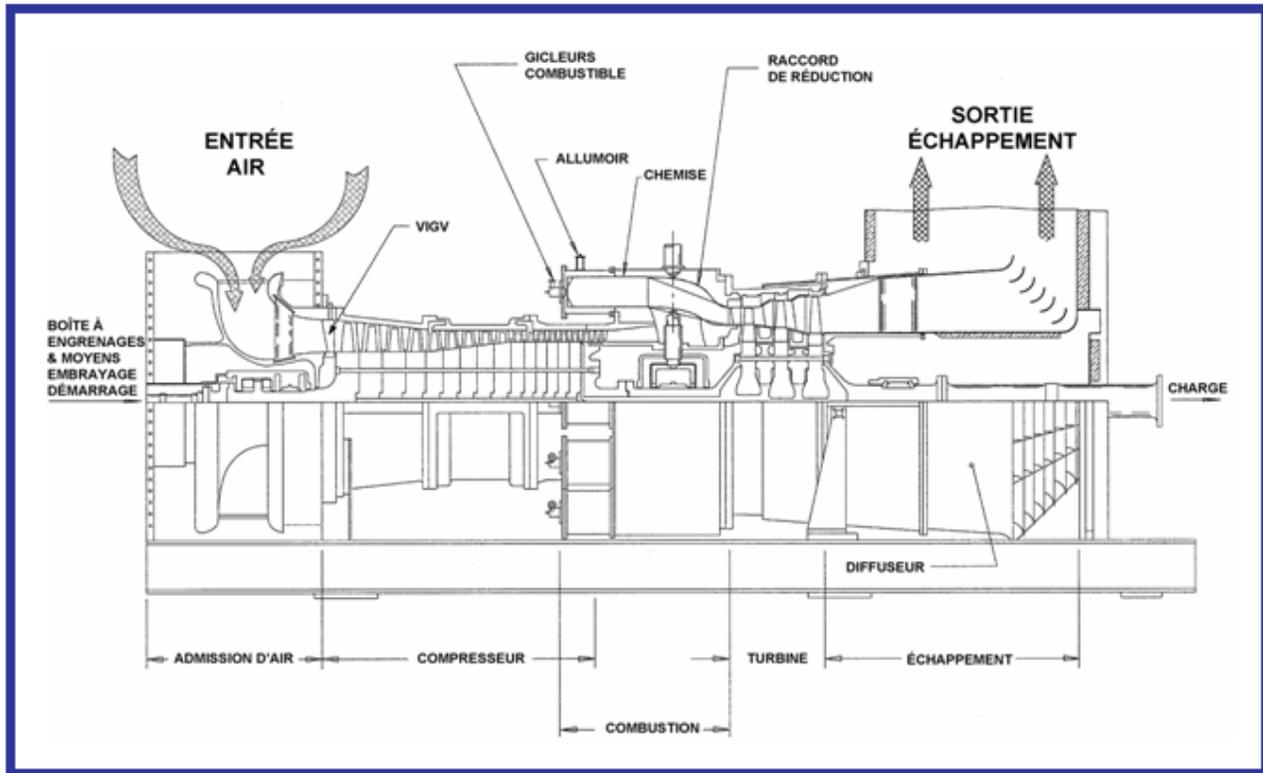


Figure II-2. Sections principales de l'ensemble de la Turbine à gaz MS7001EA

Lorsque le système de démarrage de la turbine est actionné et l'embrayage est engagé, l'air ambiant est aspiré à travers l'ensemble du plénum d'admission d'air, filtré et comprimé dans le compresseur à plusieurs étages et à flux axial.

Pour la protection contre les pulsations pendant le démarrage, les vannes de décharge du compresseur sont ouvertes et les aubes directrices en position fermée.

L'air comprimé provenant du compresseur passe dans l'espace annulaire environnant les chemises de combustion, à partir duquel il passe dans les espaces entre les carters de combustion externes et les chemises de combustion, puis il entre dans la zone de combustion à travers des orifices de mesure dans chacune des chemises de combustion [1].



Lorsque le combustible est enflammé dans une chambre de combustion, la flamme se propage à travers les tubes de raccordement et se dirige vers toutes les autres chambres de combustion.

Les gaz chauds des chambres de combustion passent à travers des raccords de réduction séparés, joints à l'extrémité arrière des chemises de la chambre de combustion, puis ils coulent depuis ce point-là jusqu'à la section du troisième étage de la turbine.

Après le passage dans les aubes du troisième étage, les gaz sont dirigés vers le diffuseur d'échappement. Les gaz passent ensuite dans le plénum d'échappement et sont envoyés dans l'atmosphère à travers la cheminée d'échappement.

II-3 Section du compresseur

La section du compresseur se compose du rotor et du stator (la caisse du compresseur). À l'intérieur de la caisse du compresseur, il y a les aubes orientables à entrée variable, les différents étages du rotor, les aubes du stator et les aubes directrices de sortie.

Dans le compresseur, l'air est enfermé dans l'espace entre le rotor et le stator, où il est comprimé en étages par une série d'alternances des aubes rotatives (rotor) et stationnaires (stator) à profil aérodynamique.

Les aubes du rotor fournissent la puissance nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage et les aubes du stator dirigent l'air de sorte qu'il entre dans l'étage du rotor suivant par l'angle correct.

L'air comprimé sort par le refoulement du compresseur vers les chambres de combustion.

L'air est extrait du compresseur pour un refroidissement de la turbine, l'étanchéité du palier [1].

II-3.1 Rotor

Le rotor du compresseur de la turbine à gaz est un ensemble de roues, deux (02) faux arbres, chacun avec des roues intégrales, une bague de vitesse, des tirants, et des aubes du rotor du compresseur, (Figure II-3.1).

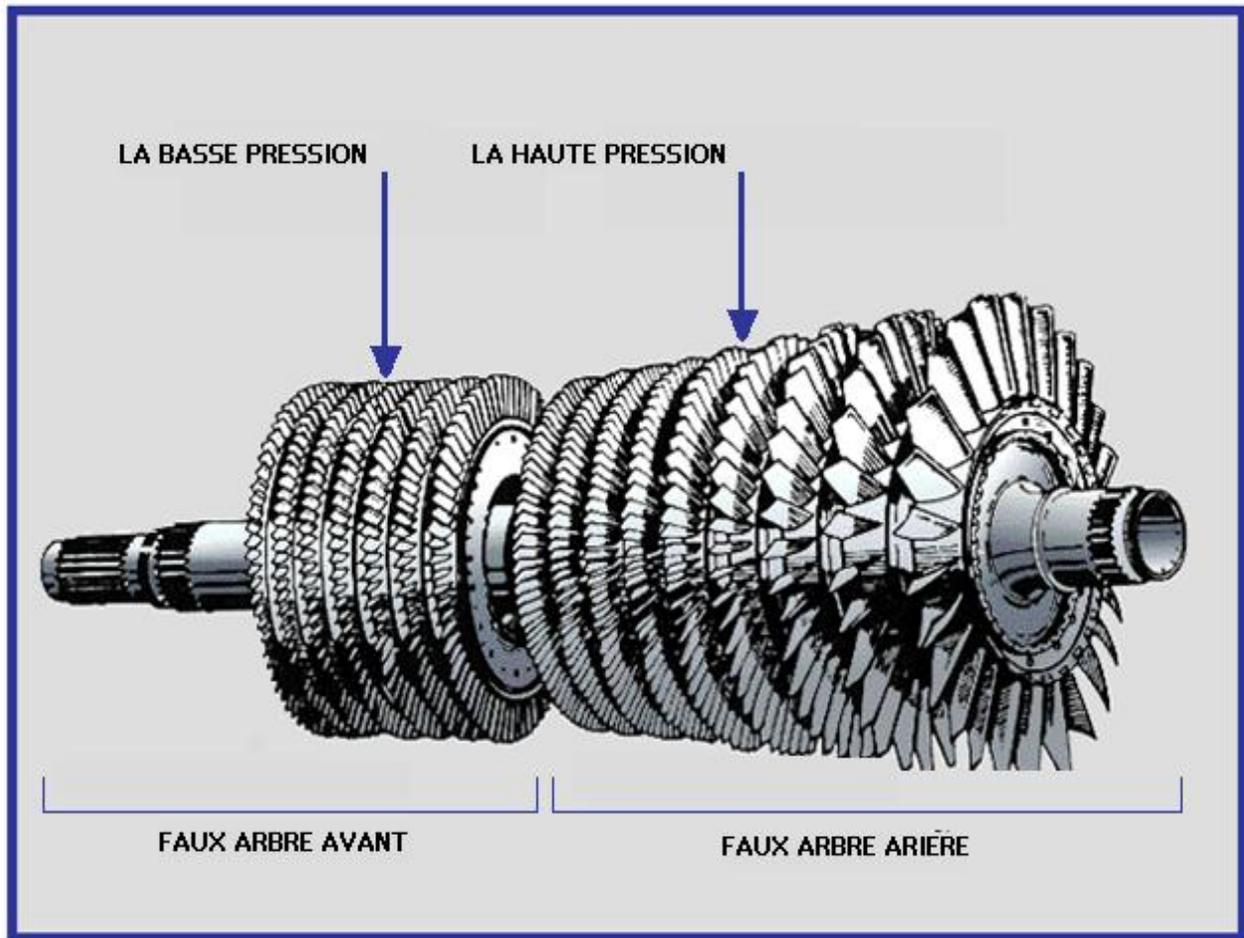


Figure II-3.1. Rotor de la turbine à gaz avec deux faux arbres

Chaque roue et chaque partie de roue du faux arbre, disposent de fentes brochées autour de leur périphérie (**Figure II-3.2**).



Figure II-3.2 Ensemble des aubes du rotor insérées dans les roues intégrales



Les aubes et les entretoises du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par un resserrant à chaque extrémité de la fente.

Les roues et les faux arbres sont assemblés par des feuillures paires en vue du contrôle de la concentricité et ils sont maintenus ensemble par des tirants.

Le faux arbre avant est usiné pour servir de collet de butée qui supporte les charges de butée avant et arrière. Il sert également de porteur pour le palier N°1, la surface d'étanchéité des joints d'huile du palier N°1 et le joint d'étanchéité à l'air de faible pression du compresseur [1].

II-3.2 Stator

La zone du stator « carter » de la section du compresseur se compose de trois sections principales

- Le carter d'admission
- Le carter du compresseur
- Le carter de refoulement du compresseur (**Figure II-4**)

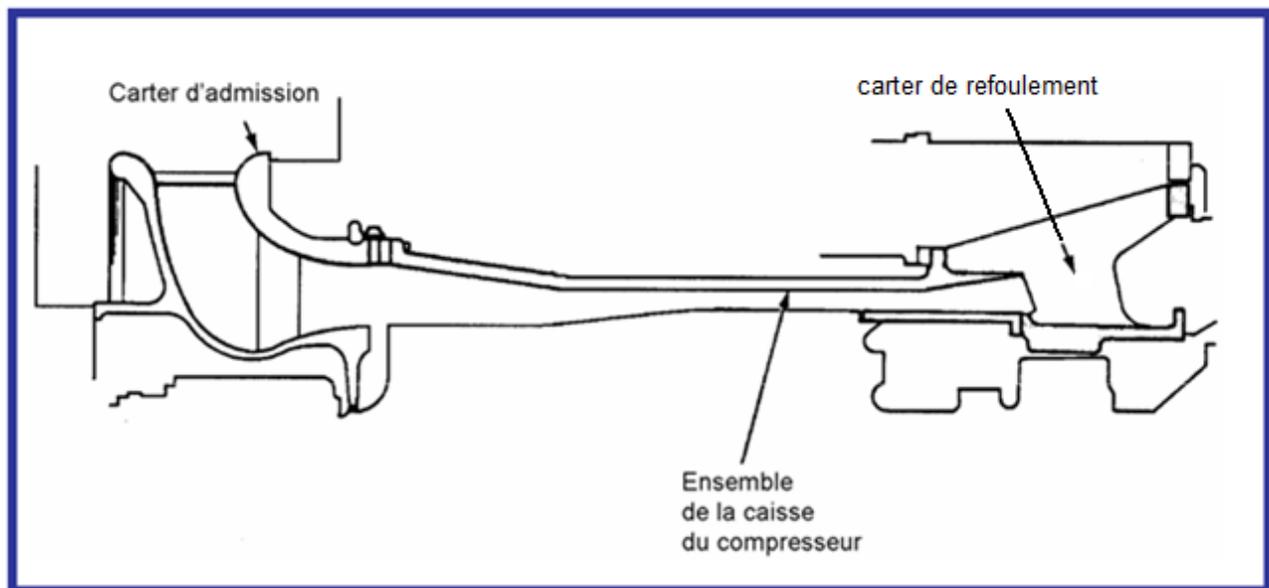


Figure II-4 Stator du compresseur – Vue en coupe.

Ces sections, conjointement avec la coque de la turbine, constituent la structure principale de la turbine à gaz. Elles servent de support au rotor au niveau des paliers et constituent la paroi externe de l'espace annulaire pour le passage du gaz. Tous ces carters sont divisés horizontalement pour faciliter l'entretien [1].



II-3.2.1 Carter d'admission

Le carter d'admission (**Figure II-5**) se trouve à l'avant de la turbine à gaz dont sa fonction principale est de :

- diriger uniformément l'air dans le compresseur ;
- supporter également le palier N°1.

Les aubes orientables à entrée variable sont situées sur l'extrémité arrière du carter d'admission. Elles sont positionnées, d'une façon mécanique, par un anneau de commande et un pignon d'engrenage connectés à un actionneur hydraulique et un bras de raccordement. La position de ces aubes a un impact sur le débit d'air d'entrée du compresseur.

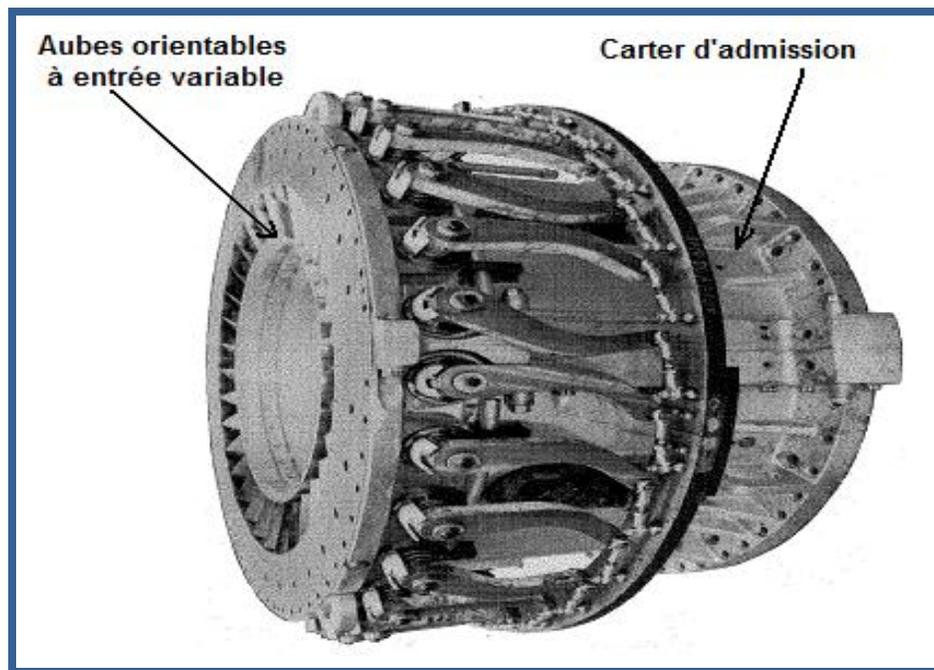


Figure II-5 Carter d'admission d'air avec aubes orientables à entrée variable.

II-3.2.2 Carter du compresseur

Le carter du compresseur comprend les dix (10) premiers étages du stator du compresseur.

Il transfère également les charges structurelles du carter adjacent au support avant, qui est boulonné et chevillé à cette bride antérieure du carter du compresseur.

Le carter du compresseur est muni de deux tourillons entièrement joints servant à soulever la turbine à gaz lorsqu'elle est séparée de son socle.



Il Contient des ports d'extraction qui permettent d'extraire l'air du compresseur (le refroidissement et d'étanchéité) [1].

II-3.2.3 Carter de refoulement du compresseur

Le carter de refoulement du compresseur est la partie finale de la section du compresseur, il contient les derniers étages du compresseur, pour former à la fois les parois interne et externe du diffuseur du compresseur, ainsi que pour unir les stators du compresseur et de la turbine.

Il sert également de support à l'extrémité avant du boîtier de combustion et de support interne au gicleur de la turbine du premier étage.

Il se compose de deux cylindres, l'un étant un prolongement du carter du compresseur et l'autre un cylindre interne autour du rotor du compresseur.

II-4 Section de combustion

Le système de combustion est du type à écoulement inversé avec les chambres de combustion disposées autour de la périphérie du carter de refoulement du compresseur. Elles sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre lorsqu'on les regarde en aval et depuis le sommet de la machine (**Figure II-6**).

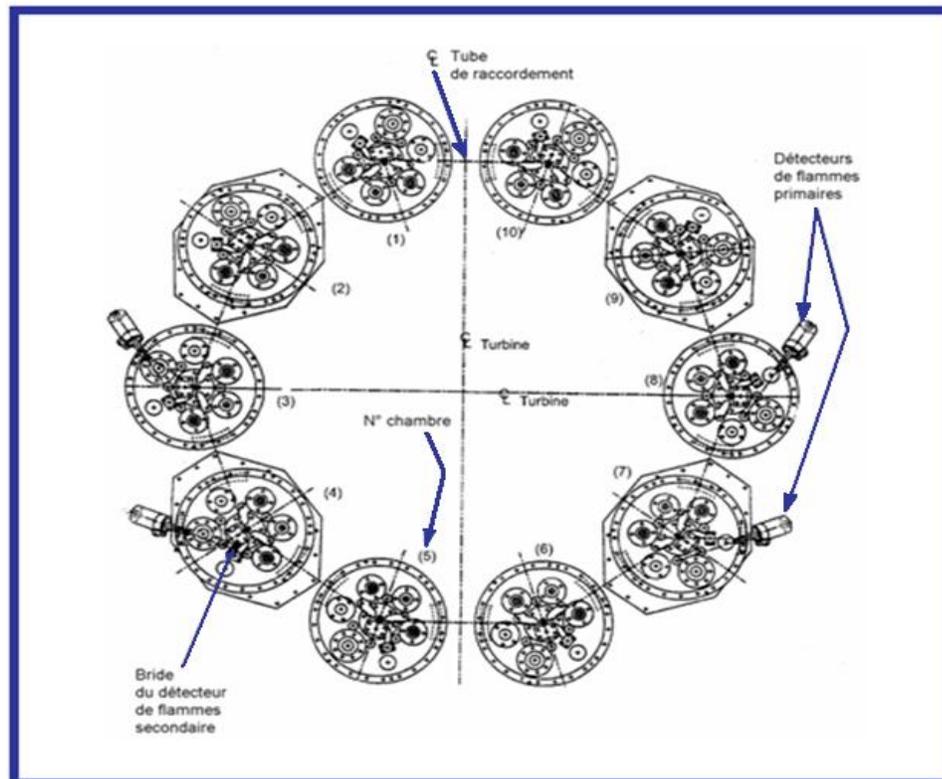


Figure II-6. Disposition du carter de combustion MS7001E/EA.



Ce système comporte également : des gicleurs de combustible, un système d'allumage de bougies, des détecteurs de flammes et des tubes de raccordement.

II-4.1 Chambres de combustion

L'air de refoulement du compresseur passe en amont, le long de la partie externe de la chemise de combustion, vers le couvercle de la chemise (**Figure II-7.1**).

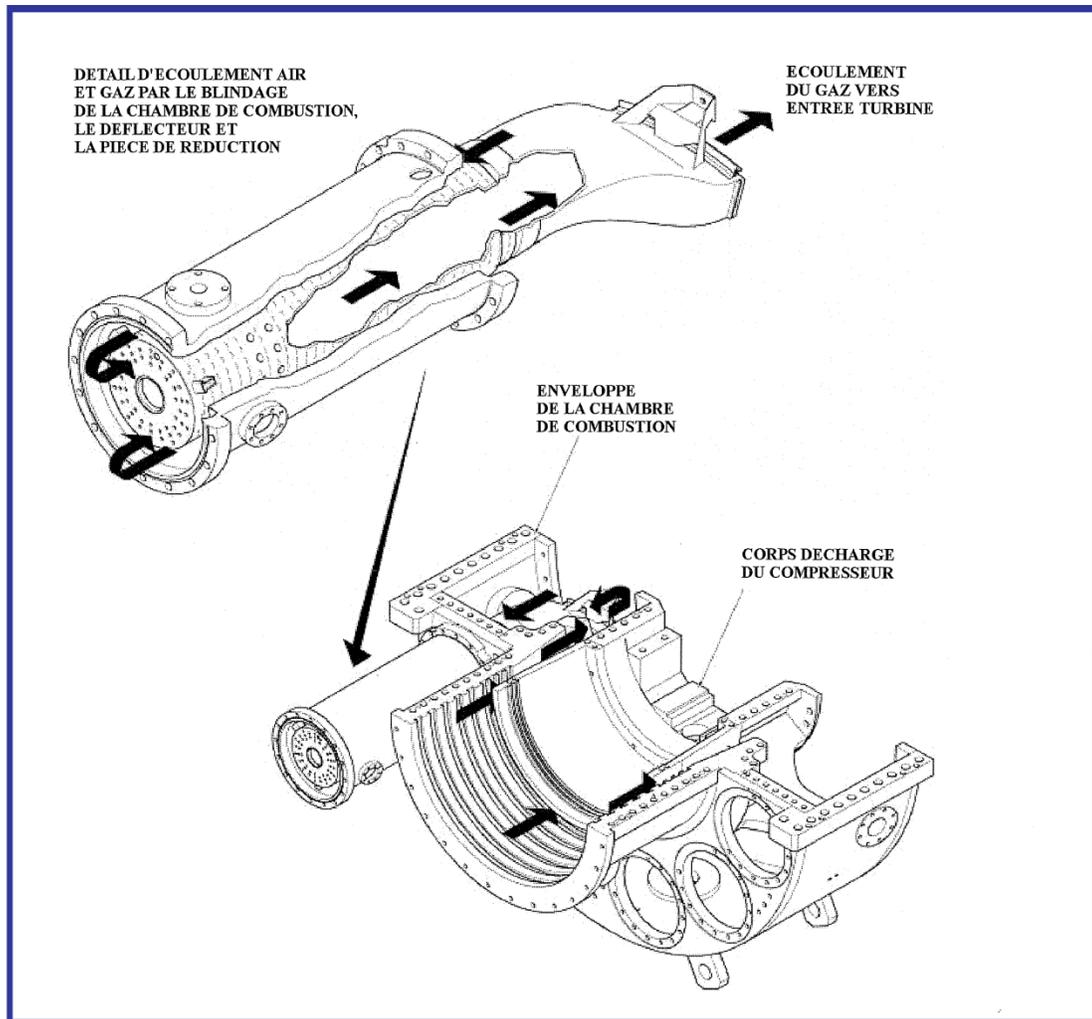


Figure II-7.1. Ecoulement de l'air comprimé par la section de combustion de la TAG

Cet air entre dans les zones de réaction de la chambre de combustion, à travers les extrémités primaire et secondaire du tourbillon du gicleur de combustible, puis à travers les orifices de mesure, dans la chemise et le couvercle.



Les gaz chauds de combustion provenant des zones de réaction passent dans la zone de dilution, où de l'air supplémentaire est mélangé avec les gaz de combustion.

Les orifices de mesure, situés dans la zone de dilution, permettent à une quantité correcte d'air d'entrer et de refroidir les gaz, en fonction de la température souhaitée.

Le long de la chemise de combustion et dans le couvercle de la chemise, il y a des ouvertures qui ont la fonction de fournir un peu d'air pour refroidir les parois de la chemise et du couvercle.

Les raccords de réduction dirigent les gaz chauds depuis les chemises jusqu'aux gicleurs de la turbine (**Figure II-7.2**).

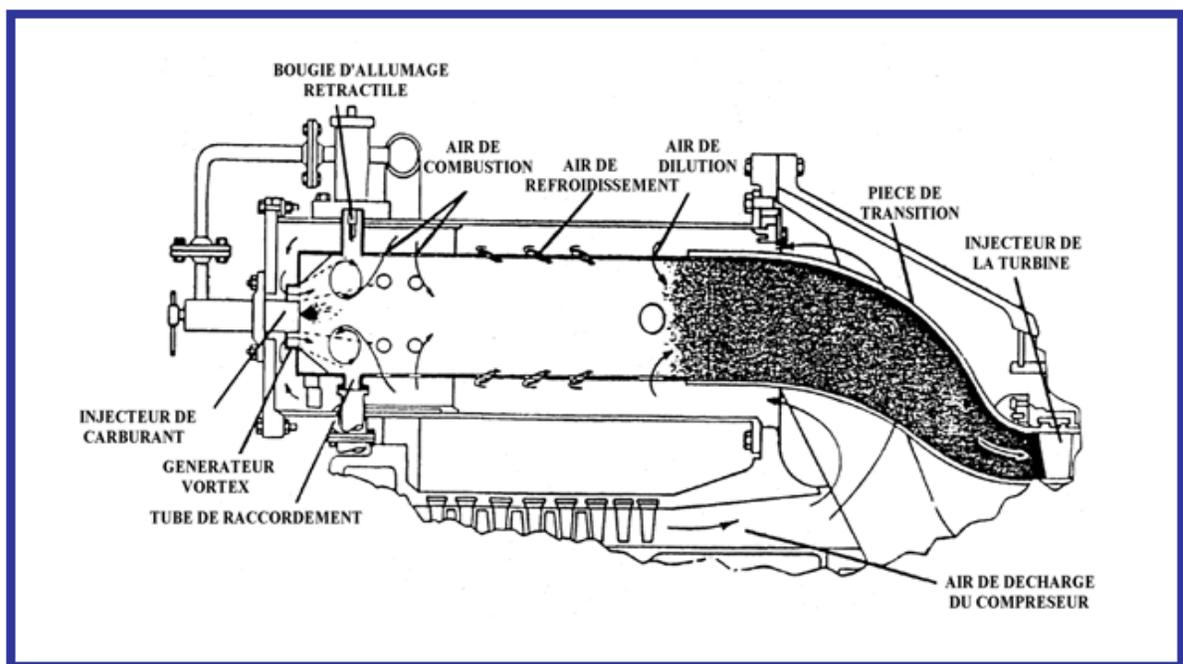


Figure II-7.2. Disposition du système de combustion MS7001E/EA

II-4.2 Bougies d'allumage

La combustion est lancée grâce aux bougies d'allumage (**Figure II-8**). Pendant l'alimentation, une étincelle de l'une ou plusieurs de ces bougies enflamme le mélange de GN/air dans une chambre, les autres chambres s'enflamment par feux croisés à travers les tubes interconnectant la zone de réaction de ces chambres.

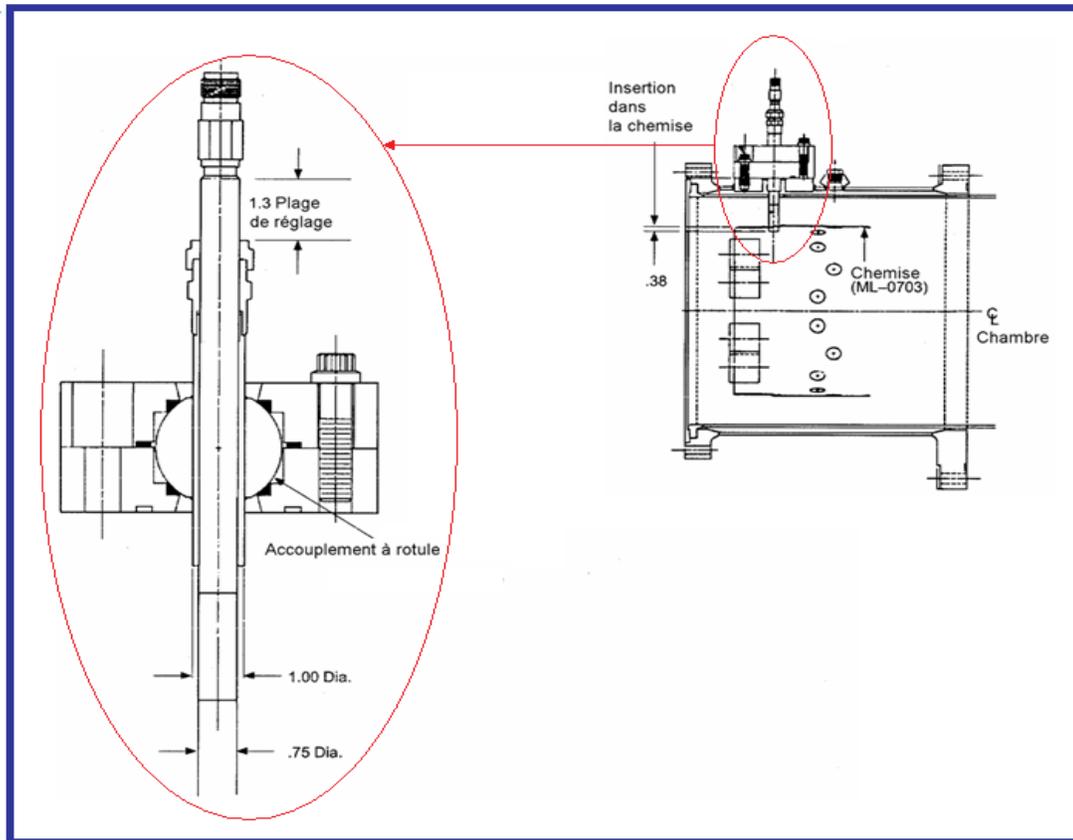


Figure II-8. Bougie d'allumage avec accouplement à rotule.

II-4.3. Détecteurs de flammes à ultraviolet

Lors de la séquence de démarrage, il est important qu'une indication de la présence ou de l'absence de flammes soit transmise au système de commande ; raison pour laquelle un système de surveillance de flammes est utilisé. Il s'agit de plusieurs capteurs installés sur des chambres adjacentes de combustion et d'un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Les détecteurs de flammes sont équipés de chemises de refroidissement d'eau (**Figures II-9**), afin d'obtenir des températures acceptables.

Le capteur de flammes à ultraviolet contient un détecteur rempli de gaz. Le gaz à l'intérieur de ce détecteur est sensible à la présence de radiations ultraviolettes émises par une flamme d'hydrocarbure. La tension à courant continu, fournie par l'amplificateur, est imprimée à travers les bornes du détecteur. S'il y a une flamme, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la conduction dans le circuit, ce qui entraîne les électroniques à indiquer une sortie de flamme [1].

Réciproquement, l'absence de flamme génère une sortie indiquant l'absence de flamme.

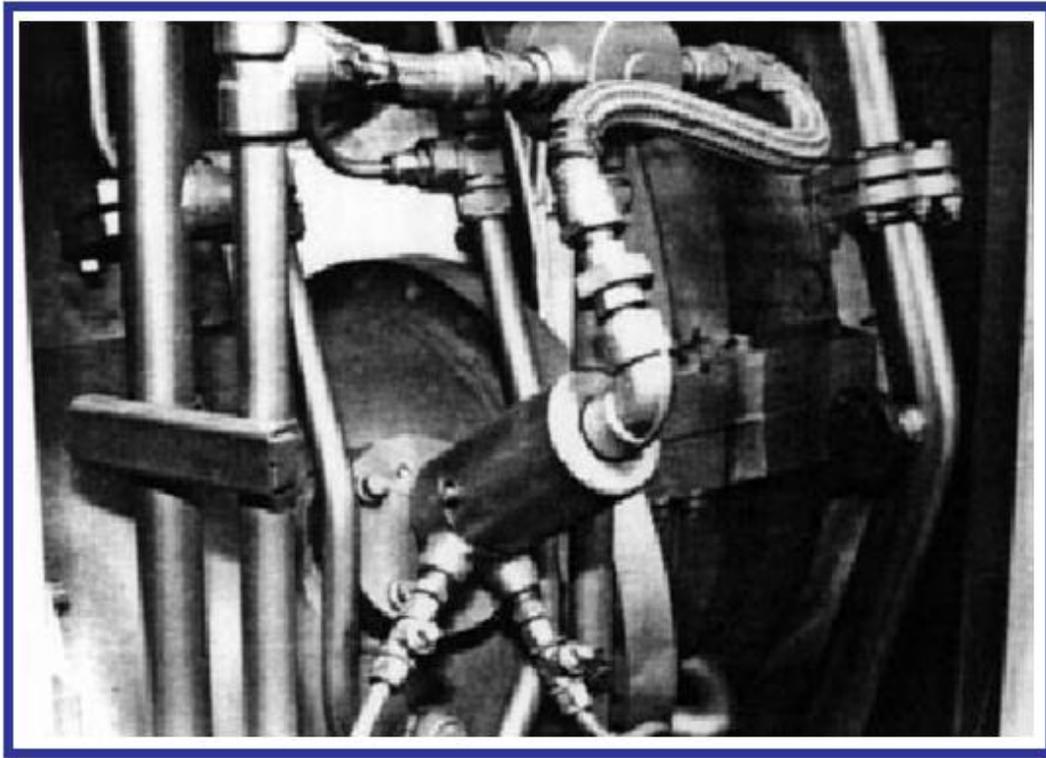


Figure II-9 Détecteur de flammes refroidi à l'eau

II-5 Section de la Turbine

La section de la turbine à trois étages est la zone dans laquelle l'énergie, sous forme de gaz pressurisé à haute température, produite par les sections du compresseur et de la combustion, est convertie en énergie mécanique.

La section de la turbine à gaz MS-7001 comprend le rotor de la turbine, le bâti d'échappement du corps de la turbine, le diffuseur d'échappement, les gicleurs et les capots.

II-5.1 Rotor de la turbine

Le rotor de la turbine, représenté sur la **Figure II-10**, se compose des arbres de roues de turbine avant et arrière, des roues de turbine du premier, deuxième et troisième étage, avec des entretoises et des aubes de la turbine.

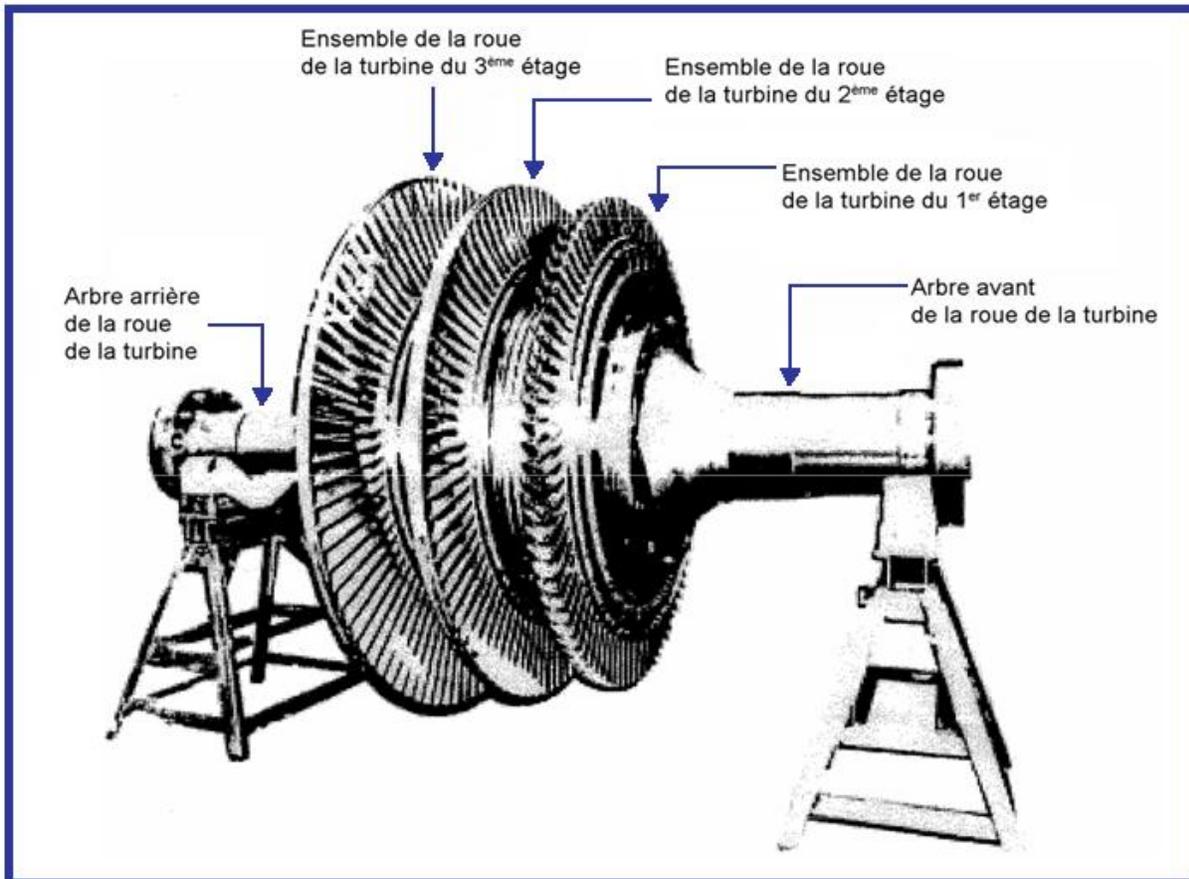


Figure II-10. Ensemble du rotor de la turbine

II-5.1.1 Arbres de roues

L'arbre de roues avant s'étend de la roue de la turbine du premier étage à la bride arrière du rotor du compresseur. Le porteur pour le palier N°2 est une pièce de l'arbre de roue avant.

L'arbre de roue arrière relie la roue de la turbine du troisième étage pour l'accouplement de la charge. Il comprend le palier porteur N°3.

II-5.1.2 Roues

Les aubes de la turbine sont assemblées dans les roues avec des queues d'aronde axiales, et en forme de sapin, introduites dans des découpes correspondantes, dans les couronnes des roues de la turbine.

Tous les trois étages de la turbine ont un moulage de précision et ils disposent d'aubes à bras long. La conception des aubes à bras long permet de protéger efficacement les couronnes des roues et les fixations du fond des aubes contre les hautes températures dans le passage du gaz chaud, en permettant également d'amortir mécaniquement les vibrations des aubes [1].



Les aubes des deuxième et troisième étages disposent d'épaulements de verrouillage à leurs extrémités, ce qui permet également d'amortir les vibrations. Ces épaulements permettent également de renforcer l'efficacité de la turbine, en minimisant la fuite aux extrémités.

La **Figure II-11** présente des aubes de turbine du premier, deuxième et troisième étage pour le modèle MS7001E/EA.

L'augmentation de la taille des aubes du premier au troisième étage est nécessaire compte tenu de la réduction de la pression résultant de la conversion de l'énergie à chaque étage, ce qui exige un élargissement de l'espace annulaire, afin de satisfaire le débit de gaz.

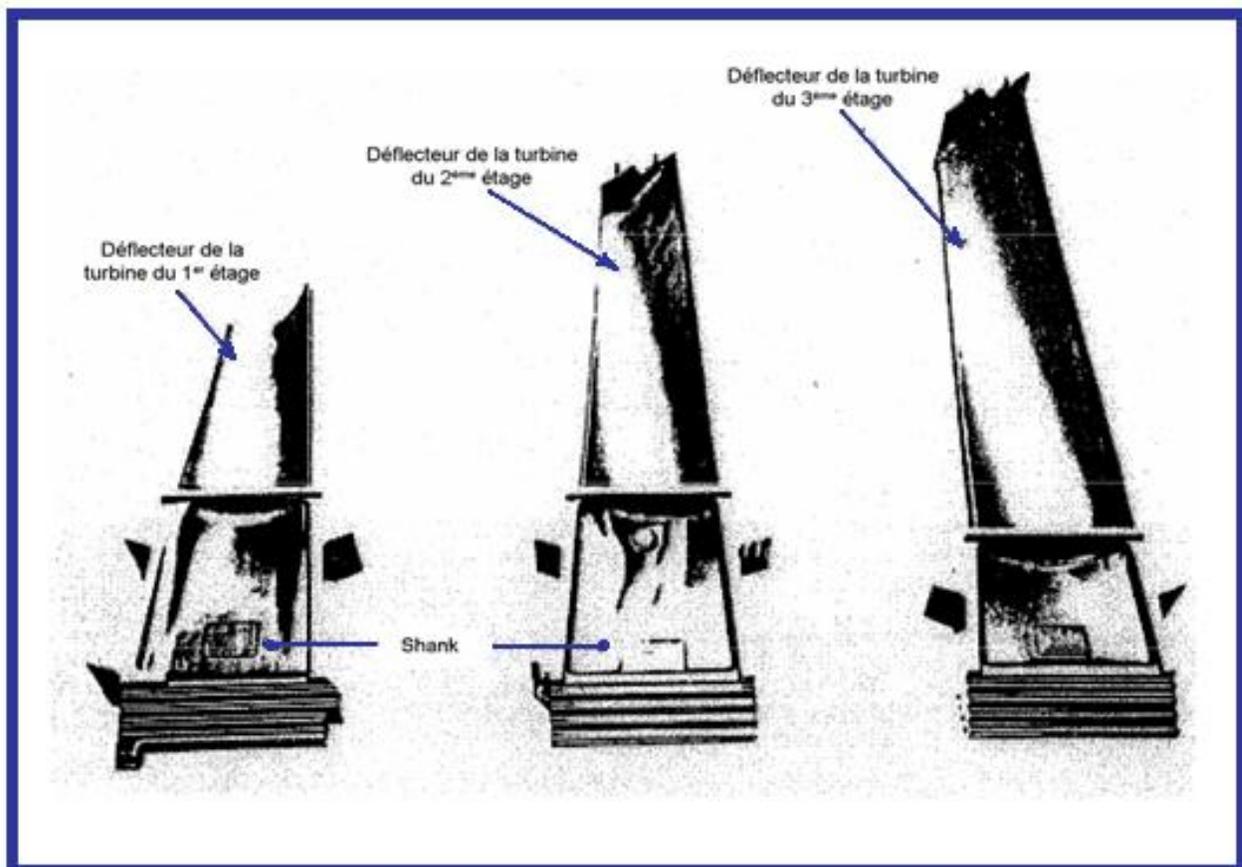


Figure II-11. Aubes de turbine du premier, deuxième et troisième étage de MS7001E.



II-5.2 Refroidissement du rotor de la turbine

Le rotor de la turbine est refroidi afin de maintenir la température de fonctionnement à des niveaux raisonnables et, par conséquent, garantir une longue durée de vie de la turbine.

Le refroidissement est effectué grâce à une circulation normale de l'air froid extrait depuis l'extrémité du compresseur et refoulé radialement vers l'extérieur par un espace entre la roue de la turbine et le stator, et des extrémités des augets de la queue d'aronde de la turbine en direction du flux gazeux principal. Cette zone est appelée le couloir de passage des roues. Voir **Figure II.12**

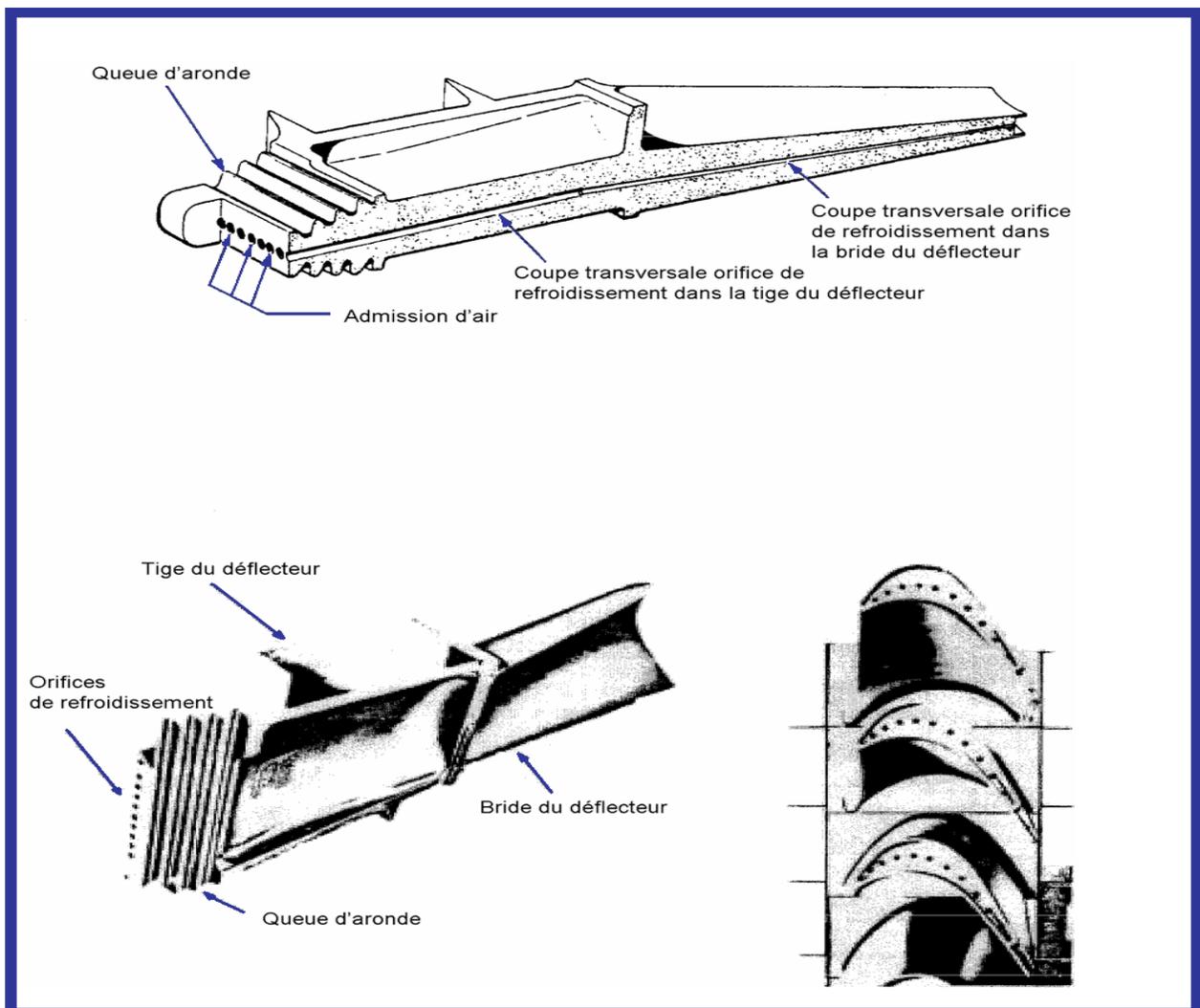


Figure II-12. Détails de l'aube d'air de refroidissement du premier étage du MS7001E.



II-5.3 Stator de la turbine

La coque de la turbine et le bâti d'échappement constituent la partie principale de la structure du stator de la turbine à gaz MS7001. Les gicleurs de la turbine, les épaulements et le diffuseur d'échappement de la turbine sont supportés intérieurement à partir de ces composants [1].

II-5.3.1 Caisse de la turbine (Coque)

Pour le fonctionnement adéquat de la machine, La coque de la turbine commande les positions axiales et radiales des épaulements et des gicleurs dont elle détermine les passages de la turbine et les positions correspondantes des gicleurs par rapport aux augets de la turbine.

Pour contrôler le diamètre de la coque, il est important de réduire le flux de chaleur dans la caisse de la turbine et de limiter sa température.

La surface externe de la coque comprend des passages d'air de refroidissement. Le flux à travers ses passages est généré par un ventilateur hors base.

La bride avant de la coque où le boîtier de combustion est également branché est boulonnée à des brides sur l'extrémité arrière du carter de refoulement du compresseur.

La bride arrière de la coque est boulonnée à la bride avant du bâti d'échappement. Des tourillons aux côtés de la coque sont utilisés avec des tourillons similaires à l'avant de la caisse du compresseur, pour soulever la turbine de gaz lorsqu'elle est séparée de son socle [1].

II-5.3.2 Bâti d'échappement

Le bâti d'échappement (**Figure II-13**), est boulonné sur la bride arrière de la coque de la turbine. Structurellement, le bâti se compose d'un cylindre externe et d'un cylindre interne interconnectés par les plaquettes radiales. Le palier N°3 est supporté depuis le cylindre interne.

Le diffuseur d'échappement situé à l'arrière de la turbine, est boulonné au bâti d'échappement. Les gaz échappés du troisième étage de la turbine entrent dans le diffuseur, où leur vitesse est réduite par diffusion et où il y a un retour de pression.

À la sortie du diffuseur, des aubes directrices dirigent les gaz dans le plénum d'échappement.

Les plaquettes radiales du bâti d'échappement traversent le débit d'échappement. Elles positionnent le cylindre interne et le palier N°3 par rapport à la caisse externe de la turbine de gaz.

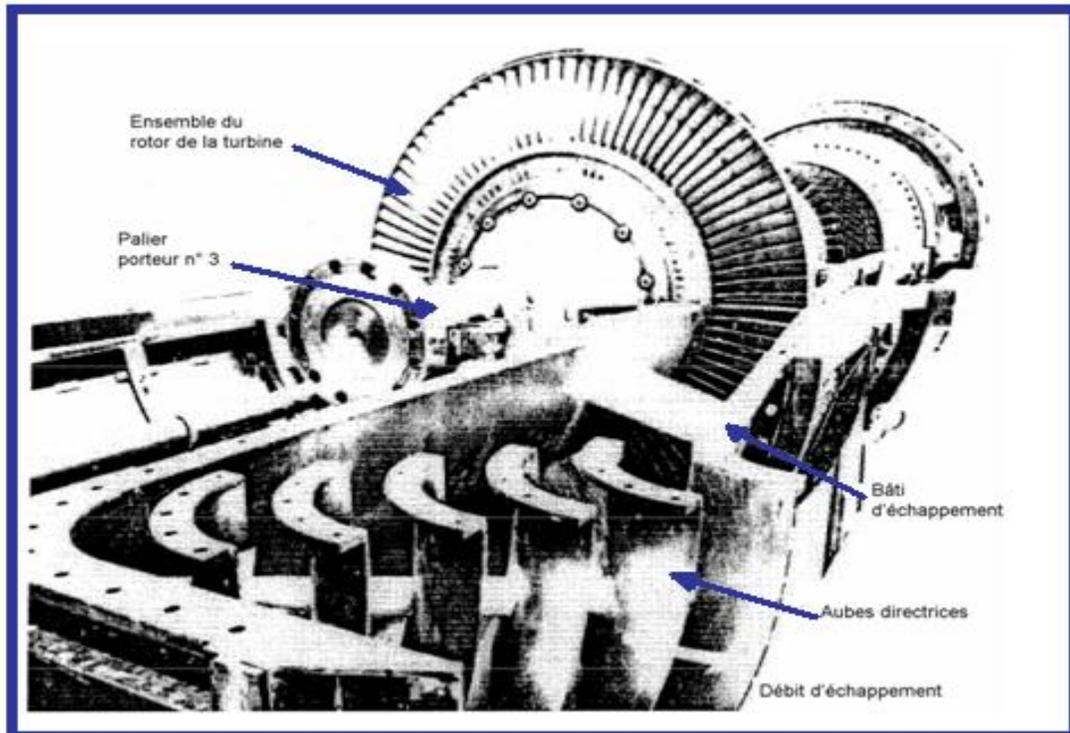


Figure II-13. Ensemble de la turbine à gaz – Vue de face.

II-6 Paliers

La turbine à gaz MS7001EA dispose de trois principaux paliers porteurs utilisés comme support du rotor de la turbine à gaz. L'équipement se compose également de paliers de butée permettant de maintenir la position axiale du rotor et stator.

Ces paliers, ainsi que les joints, sont incorporés dans trois logements : un au carter d'admission, un au carter de refoulement, et un au carter d'échappement. Ces principaux paliers sont lubrifiés sous pression par un liquide provenant du système principal de lubrification. L'huile circule à travers les conduites de dérivation vers une entrée, dans chaque logement du palier [1].



II-6.1 Paliers porteurs

II-6.1.1 Palier N°1

Le sous-ensemble du palier N°1 est situé au centre de l'ensemble du carter d'admission et il comprend :

- Un palier de butée actif (chargé),
- Un palier de butée inactif (déchargé),
- Un palier porteur.
- Deux bagues d'étanchéité,
- Deux joints à labyrinthe,
- Un logement, dans lequel les composants sont installés.

Les composants sont branchés au logement pour empêcher la rotation. La partie inférieure du logement fait partie du carter d'admission. La partie supérieure du logement est une caisse à part, elle est bridée et boulonnée à la moitié inférieure.

Les joints à labyrinthe à chaque extrémité du logement sont pressurisés avec de l'air extrait depuis le compresseur du 5ème étage. Les bagues d'étanchéité, placées à chaque extrémité de la cavité du palier de butée, limitent l'entrée de l'air et de l'huile dans la cavité.

II-6.1.2 Palier N°2

Le sous-ensemble du palier N°2 est supporté axialement par le cylindre interne du carter de refoulement du compresseur. Ce support comprend des cornes d'emboutissage sur le plan horizontal et une clavette à nez sur l'axe inférieur. Ceci permet une croissance correspondante résultant des différences de températures, alors que le palier reste centré dans le carter d'échappement.

L'ensemble du palier N°2 comprend :

- Une chemise de palier.
- Des joints à labyrinthe et un logement de palier.

Cet ensemble se situe dans un espace pressurisé (la cuve interne) entre la turbine et le compresseur.

Une tige anti-rotation, située dans la moitié inférieure de la chemise du palier, empêche la chemise du palier N°2 de tourner avec l'arbre.



II-6.1.3 Palier N°3

Le sous-ensemble du palier N°3 se situe à l'extrémité arrière de l'arbre de la turbine, au centre de l'ensemble du bâti d'échappement. Il comprend :

- Un palier à patin oscillant,
- Trois joints à labyrinthe,
- Deux bagues d'étanchéité flottantes
- Un logement de palier.

Des patins individuels sont conçus et assemblés de sorte d'une pression élevée de couche d'huile soit générée entre chaque patin et la surface du palier. Ceci produit une charge symétrique ou un effet « encastré » sur la surface du palier, qui aide à maintenir la stabilité de l'arbre.

Étant donné que les patins sont libres de bouger dans deux dimensions, ils supportent un certain degré de désalignement de l'arbre.

II-6.2 Paliers de butée

Des paliers de butée sont prévus dans le logement du palier N°1, dans le but de supporter les charges de butée du rotor de la turbine à gaz.

Un palier de butée est constitué d'une membrure d'arbre, appelée collet de butée, et d'une membrure fixe ou d'un palier. Lors du fonctionnement normal d'une turbine à gaz, la charge de butée d'un rotor est unidirectionnelle. Toutefois, lors du démarrage et l'arrêt de la machine, la direction de la charge de butée sera inversée.

Par conséquent, les paliers de butée sont montés dans le logement du palier N°1, afin de supporter les charges de butée imposées dans l'une ou l'autre des directions. Le palier qui reçoit la charge de butée pendant le fonctionnement normal est appelé le palier de butée chargé (actif), par opposition à celui qui reçoit la charge de butée pendant le démarrage et l'arrêt de la machine, appelé le palier de butée déchargé (inactif) [1].

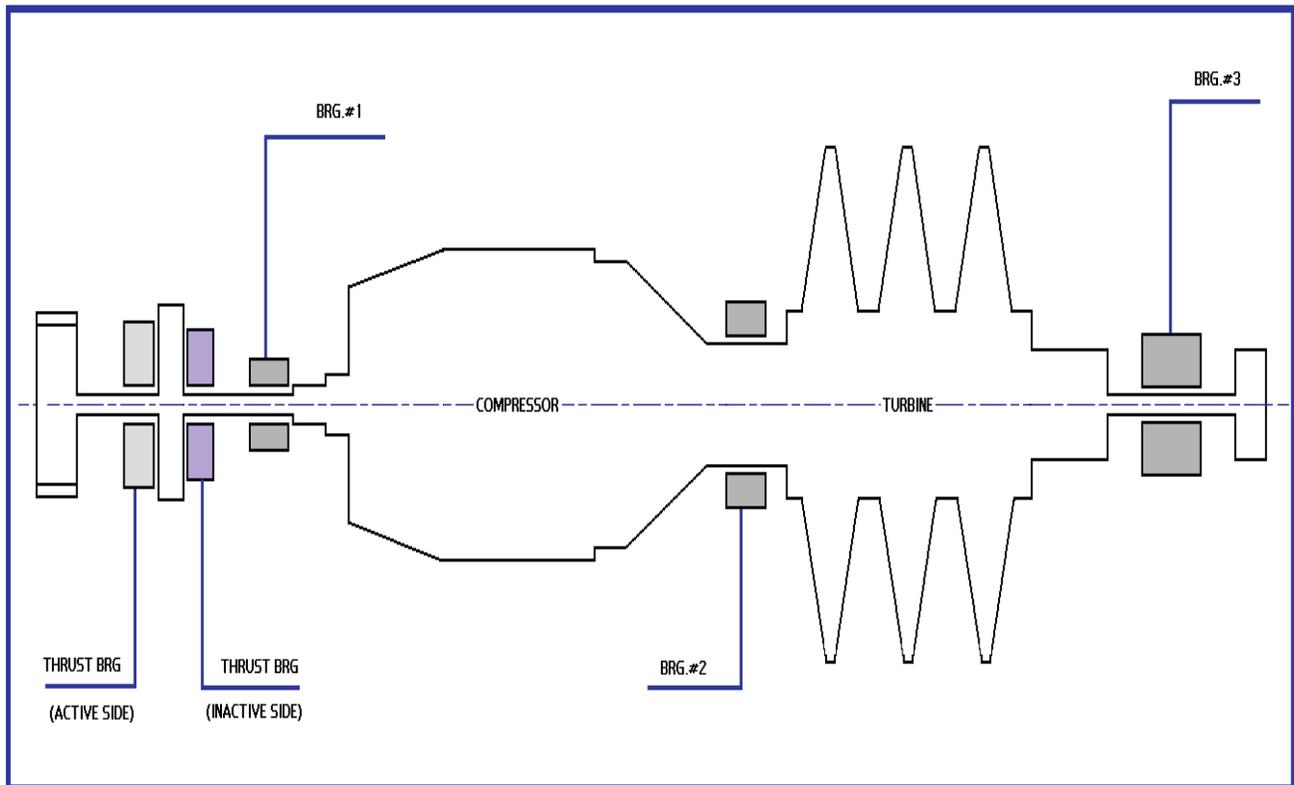


Figure II-14 L'ensemble des paliers dans la TAG

II-6.3 lubrifications des paliers

Les paliers principaux de la turbine sont lubrifiés sous pression avec de l'huile provenant du réservoir d'huile. La tuyauterie d'alimentation de l'huile, fonctionne avec la conduite de drainage du réservoir du liquide ou avec des canaux de drainage, en tant que mesure de protection. En cas de fuite dans la conduite d'alimentation, l'huile ne devra pas être vaporisée sur l'équipement environnant, en éliminant ainsi tout risque potentiel.

Lorsque l'huile entre dans le logement, il coule dans un espace annulaire autour du palier. Depuis l'espace annulaire, l'huile coule à travers des fentes ou des orifices usinés vers l'interface du rotor du palier.

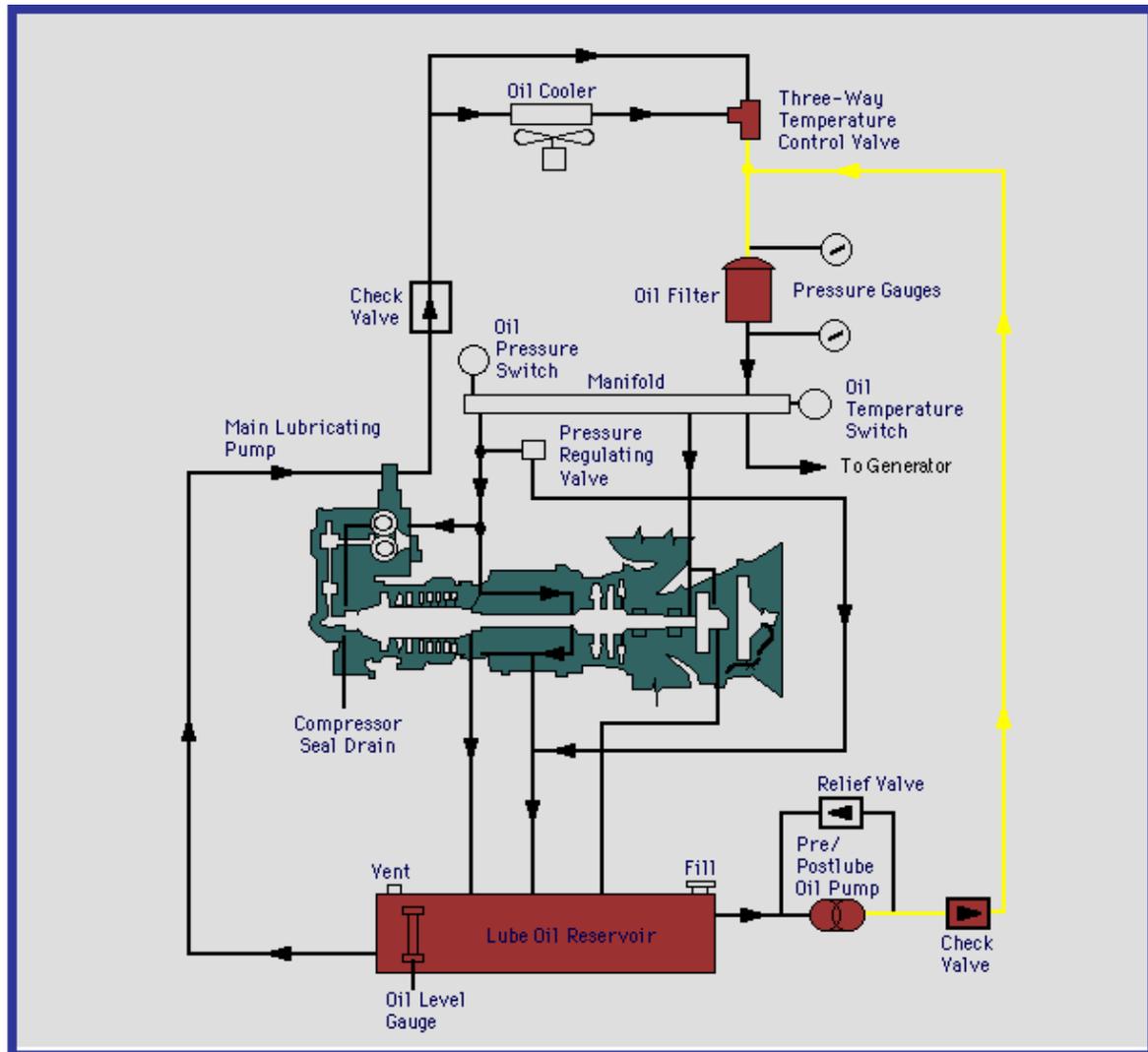


Figure II-15. Lubrification des paliers de la TAG

II-6.4 Étanchéité de lubrifiants

L'huile sur la surface de l'arbre de la turbine ne peut couler le long de l'arbre car des joints sont utilisés dans chacun des trois logements du palier. Ces joints à labyrinthe sont montés aux extrémités des paliers, où le contrôle de l'huile est requis. Une surface lisse est usinée sur l'arbre et les joints sont assemblés de sorte qu'il ne puisse exister qu'un seul petit passage entre l'étanchéité d'huile et l'arbre [1].

Les étanchéités d'huile sont conçues avec deux rangées de dents et un espace annulaire entre elles. L'air pressurisé d'étanchéité est admis dans cet espace pour empêcher la vapeur de l'huile lubrifiante



de sortir du logement du palier. L'air qui retourne avec l'huile vers le réservoir principal de l'huile lubrifiante est ventilé dans l'atmosphère.

II-7 Accouplements

II-7.1 Accouplement de charge

- Un accouplement rigide et creux relie l'arbre du rotor de la turbine au générateur.
- Un raccordement à bride boulonné forme le joint à chaque extrémité de l'accouplement.

II-7.2 Pompe du combustible vers l'engrenage des accessoires

Un accouplement flexible du moyeu divisé et du type bague laminée est utilisé pour relier la pompe principale de l'huile combustible au relais des accessoires.

II-7.3 Accouplement de l'engrenage des accessoires

Un accouplement flexible est utilisé pour relier le relais d'accessoires à l'arbre de la turbine à gaz, à l'extrémité du compresseur.

L'accouplement est projeté pour transmettre le couple de serrage et démarrage correspondant à cet accouplement de relais, puis pour fournir une flexibilité d'adaptation au désalignement nominal et un mouvement axial du rotor de la turbine relatif à la boîte à engrenages des accessoires.

Il permet l'adaptation de trois types de désalignements : angulaire, parallèle et une combinaison des deux.

II-8 Engrenages

Les engrenages sont utilisés pour augmenter ou diminuer les tours/minute (rpm) de l'arbre, comme requis par l'équipement de charge ou les accessoires.

II-8.1 L'engrenage de transmission des accessoires

L'engrenage de transmission des accessoires, situé à l'extrémité du compresseur de la turbine à gaz, est un ensemble d'engrenages accouplés directement à travers un accouplement flexible au rotor de la turbine. Sa fonction est de commander chaque accessoire de la turbine à gaz à sa vitesse correcte et de brancher la turbine à son dispositif de démarrage. En outre, il contient la pompe principale d'huile lubrifiante du système, ainsi que le mécanisme de déclenchement et le boulon de survitesse de la turbine [1]. Dans la caisse d'engrenages, il y a les trains d'engrenages qui fournissent les démultiplications correctes pour commander les dispositifs accessoires à la vitesse requise avec les valeurs de couple exactes.



II-9. SYSTEME DE LUBRIFICATION :

Le système de lubrification de la TAG fournit une alimentation vaste de lubrifiant filtré, à la température et la pression adéquates pour l'exploitation de la turbine et l'équipement associé. Le système de lubrification, avec toutes les composantes majeures, est montré dans le diagramme schématique du système «voir **Figure II-16** ».

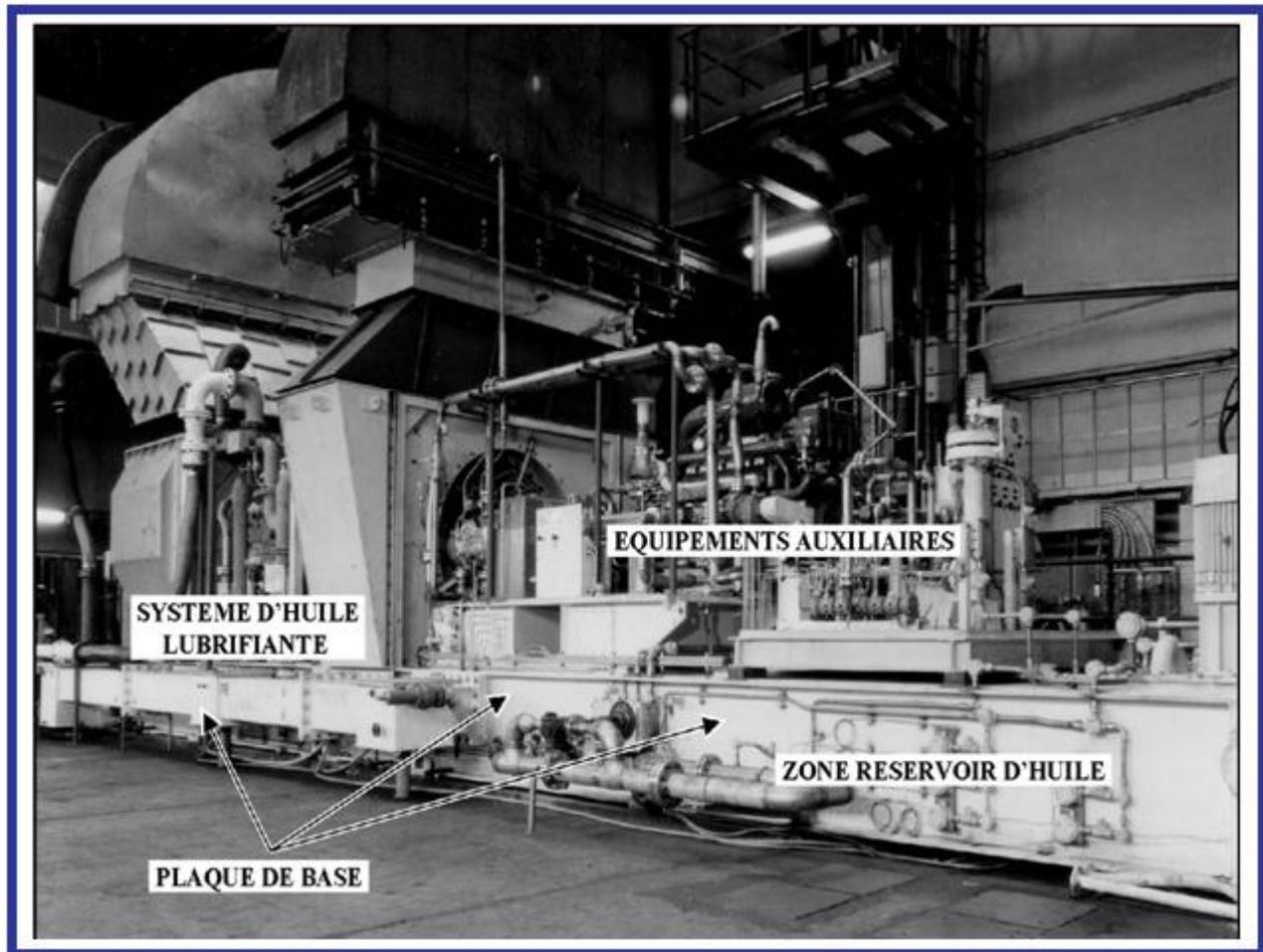


Figure II-16 Diagramme schématique du système d'huile lubrifiante pour la TAG



Les composantes majeures du système de lubrification, sont:

1. Réservoir de l'huile dans la base auxiliaire.
2. Pompe principale du lubrifiant (commandé par l'arbre de l'engrenage auxiliaire)
3. Pompe auxiliaire du lubrifiant.
4. Pompe d'urgence du lubrifiant.
5. vanne de décharge de la pression VR1 à l'évacuation de la pompe principale.
6. Mécanisme de refroidissement de l'huile de lubrification hors -base
7. Filtres de l'huile de lubrification.
8. Dispositif de réglage de la pression du collecteur du palier VPR2.
9. Séparateur des vapeurs d'huile

Le système de lubrification complet avec réservoir, pompes, mécanisme de refroidissement, filtres, soupapes et différents dispositifs de commande et de protection, assure la lubrification normale et l'absorption de la chaleur dégagée [1].

Le fluide de lubrification circule aux : **trois paliers de la turbine principale, aux paliers du générateur (compresseur) et à l'engrenage auxiliaire de la turbine.**

En plus, une partie du fluide sous pression est déviée et filtrée de nouveau pour que les dispositifs de commande hydraulique, l'utilisent en tant que fluide de commande et source d'alimentation pour les autres systèmes.

II-9.1 Description fonctionnelle:

Le système est une boucle fermée, à distribution forcée. Les pompes extraient l'huile de lubrification du réservoir d'huile et la poussent à travers les échangeurs de chaleur, les filtres d'huile et le collecteur du palier, aux paliers.

Ce Lubrifiant doit être réglé à la pression adéquate, préétablie, afin de répondre aux exigences des paliers principaux et du système auxiliaire de lubrifiant, de même qu'à la commande hydraulique et aux circuits de déclenchement.



La pression est réglée à 1,72 bar pour le collecteur du palier. Les dispositifs de protection sont installés dans les systèmes de lubrification, où il est nécessaire de protéger l'équipement contre l'alimentation pauvre à lubrifiant, la pression basse du lubrifiant et la température.

Le fluide de lubrification pour les pompes principale, auxiliaire et d'urgence est fourni du réservoir, pendant que le fluide de lubrification pour la commande est alimenté du collecteur du palier.

L'huile de lubrification choisie par le constructeur de cette machine est légère, ses propriétés sont données dans le tableau suivant :

Propriété	Unité	Légère	Moyenne	Lourde	Légère avec additif anti- usure	Moyenne avec additif anti-usure	Lourde avec additif anti-usure	Légère Point bas d'écoulement	Hydrocarbure Synthétique point bas d'écoulement
Viscosité à 100°F (min) (max)	Secondes Saybolt universel	140	270	380	140	270	380	140	140
		170	325	560	170	325	560	170	170
Viscosité A 210°F (min)	Secondes Saybolt	43	47	55	43	47	55	43	43
Point d'écoulement (max)	universel	20	25	30	20	25	30	-25	-65
Point éclair (min)	°F	330	350	360	330	350	360	330	450
Point de feu	°F	370	390	400	370	390	400	370	490
Indice d'acidité TAN (max)	mg KOH/g	0.20	0.20	0.20	1.60	1.60	1.60	0.20	0.20
Caractéristiques anti rouille	-	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté	accepté
Caractéristiques d'oxydation (min)		1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Force portante (min)	Livre/pousse	*	*	*	1750	2000	2000	*	*



II-9.2 Réservoir et tuyauteries de l'huile de lubrification :

Le réservoir de l'huile de lubrification est fabriqué comme partie intégrale de la base auxiliaire, au-dessous de la section des accessoires. Les pompes du lubrifiant, les filtres du lubrifiant et les différents dispositifs de commande et de protection, sont installés dans le réservoir et montés sur le couvercle [1].

II-9.3 Pompe de l'huile de lubrification :

Le système de l'huile de lubrification utilise trois pompes d'huile:

II-9.3.1 Pompe principale de l'huile de lubrification (commandée par l'engrenage auxiliaire)

La pompe principale d'huile est placée sur la base de l'engrenage auxiliaire. Elle assure la pression adéquate et nécessaire à un fonctionnement normal de la TAG.

II-9.3.2 Pompe auxiliaire de l'huile de lubrification (commandée par un moteur à courant alternatif)

La pompe d'huile auxiliaire centrifuge assure la pression pendant le démarrage et les séquences d'arrêt de la turbine à gaz, quand la pompe principale ne peut pas fournir la pression nécessaire à un fonctionnement fiable.

La pompe fonctionne jusqu'à ce que la turbine arrive à la vitesse d'exploitation, même si le collecteur de l'huile de lubrification est à la pression nominale et les contacts des transmetteurs de pression sont ouverts.

Si la vitesse d'exploitation est atteinte et la pression de l'huile n'est pas établie dans le système, la pompe va continuer à fonctionner.

II-9.3.3 Pompe d'urgence de l'huile de lubrification (commandée par un moteur à courant continu)

La pompe d'huile de lubrification d'urgence centrifuge intervient, afin de fournir de l'huile de lubrification au collecteur principal du palier, pendant l'arrêt d'urgence, quand la pompe principale a été forcement mise hors de fonction ou elle est incapable de maintenir la pression adéquate de l'huile [1].



La pompe d'urgence est utilisée seulement pendant l'arrêt de la turbine, quand la dimension de la pompe et le moteur sont incapables de fournir la quantité adéquate d'huile pour l'exploitation normale de la turbine.

Les pompes auxiliaires et d'urgence sont montées sur le couvercle du réservoir d'huile. Voir **Figure II-17**

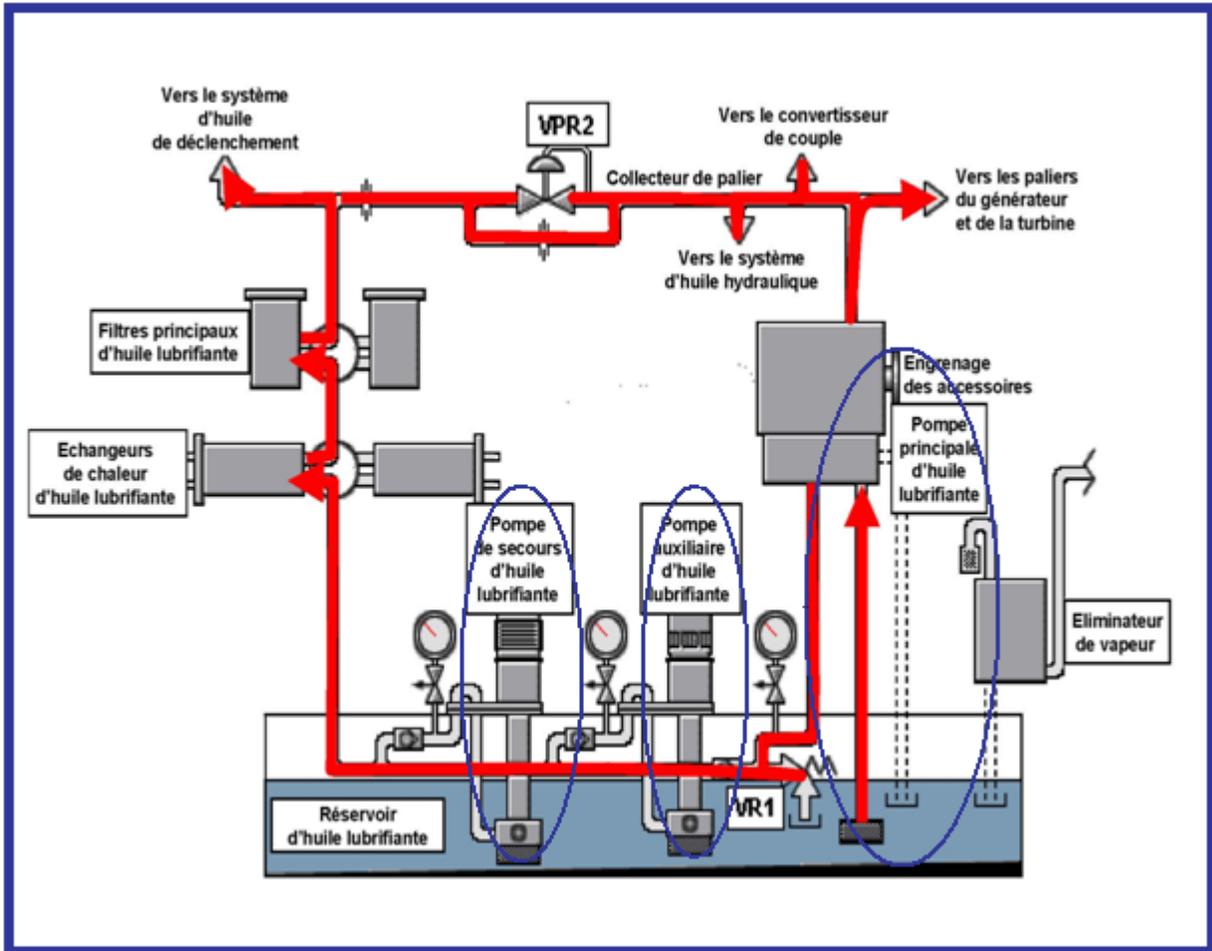


Figure II-17 Pompes de l'huile de lubrification

II-10 Vannes :

Ce système utilise de types variables de vannes qui règlent la pression et commandent l'écoulement de l'huile de lubrification.



II-10.1 Vannes de vérification

Les vannes de vérification sont présentes dans la tuyauterie de décharge de chaque pompe d'huile de lubrification. Elles sont aussi installées dans la tuyauterie de décharge des pompes auxiliaire et d'urgence pour prévenir le retour de l'huile dans le réservoir par les pompes centrifuges en repos.

II-10.2 Vanne de test – pression basse de l'huile – démarrage de la pompe auxiliaire

Une vanne de test, monté dans le cabinet du manomètre, a le rôle de tester le démarrage automatique de la pompe auxiliaire d'huile à l'intermédiaire des signaux générés par les transmetteurs de pression de démarrage de la pompe, pendant que l'unité fonctionne normalement avec la pompe principale d'huile [1].

II-10.3 Vanne de test – basse pression de l'huile de lubrification – démarrage de la pompe d'urgence

Une vanne de test, monté dans le cabinet du manomètre, a le rôle de tester le démarrage automatique de la pompe d'urgence d'huile à l'intermédiaire des transmetteurs de pression qui démarrent la pompe et qui signalent une alarme au collecteur du palier.

II-10.4 Vanne de réglage VPR2 :

La vanne de réglage VPR2, voir **Figure II-18**, maintient la pression de l'huile de lubrification dans le collecteur principal de l'huile à **1.72 Bars (24.5 PSI)**. Cette vanne est installée dans la ligne de décharge de l'huile qui part des filtres d'huile, en aval de l'orifice de test. Le diaphragme de la vanne, connecté avec le collecteur du lubrifiant, met en marche la vanne selon les exigences, afin de maintenir le niveau nécessaire de la pression du système.

Un orifice de by-pass est aussi présent dans le corps de la vanne de réglage VPR2, pour assurer l'écoulement de l'huile au collecteur dans le cas de panne et arrêt de la vanne VPR2.

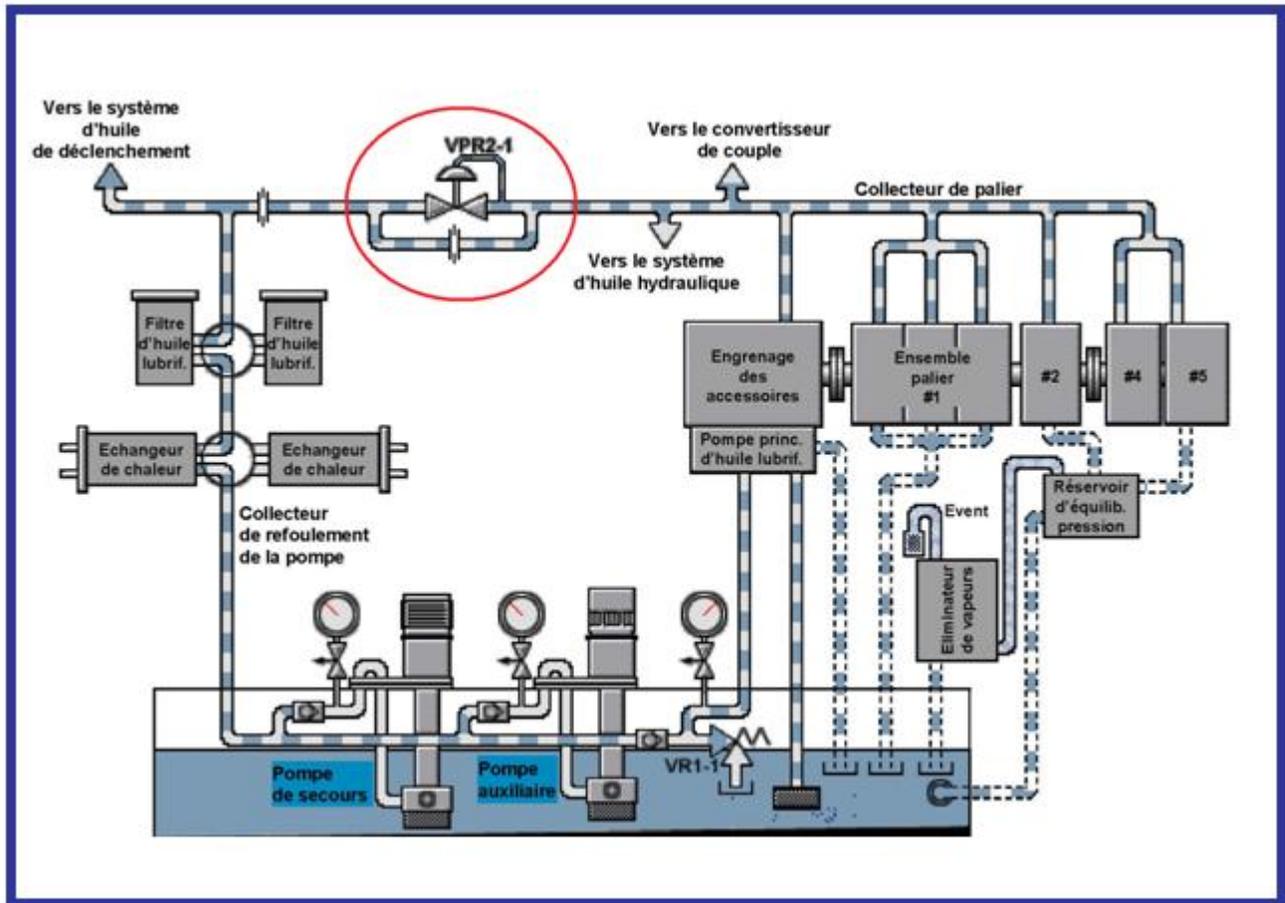


Figure II-18 Vanne de réglage VPR2

II-11 La commande de la température de l'huile de lubrification « Réchauffeurs de repos »

Pendant les périodes de repos, les réchauffeurs d'immersion, installés dans le réservoir de l'huile, maintiennent le lubrifiant à la viscosité adéquate pour le démarrage de la turbine.

Les thermostats commutent les réchauffeurs.

La pompe auxiliaire d'huile commandée par le moteur à CA fonctionne pendant les périodes de chauffage en repos afin de faire circuler l'huile dans le système [1].

II-12 Filtre principal de l'huile

Le filtre principal de l'huile est un filtre en fibre inorganique de 12 microns installé dans le système de lubrification après le refroidisseur de l'huile. Deux filtres à vanne de transfert, installée entre les



filtres, dirige l'écoulement de l'huile à travers l'un des filtres et dans le collecteur de l'huile de lubrification.

Les filtres doubles sont disposés côté à côté dans le réservoir. Ils sont connectés avec le collecteur de décharge de la pompe par une vanne de transfert manuel. Seulement un filtre agit à un moment donné, ainsi il est possible de nettoyer, inspecter et entretenir le deuxième sans interrompre l'écoulement de l'huile ou fermer la turbine à gaz.

A l'aide de la vanne manuelle de transfert, il est possible de mettre en marche un filtre et d'enlever l'autre filtre, sans interrompre l'écoulement de l'huile au collecteur principal de l'huile.

Il est recommandable de changer les filtres avant que le manomètre de la pression différentielle indique une pression différentielle de "24 Psi" quand l'indicateur de pression différentielle signale une alarme [1].

II-13 Refroidisseur de l'huile de lubrification

L'huile de lubrification envoyée au collecteur de l'huile et aux unités engrenées doit avoir une température qui garantit sa viscosité correcte.

C'est pour quoi le système de l'huile de lubrification comprend un refroidisseur d'eau/d'huile ou un refroidisseur d'air/d'huile.

L'huile de lubrification est envoyée au refroidisseur installé en aval de la pompe et en amont des filtres d'huile.

Le refroidisseur d'eau/d'huile peut avoir un ou deux corps arrangés en parallèle et qui utilisent une vanne de transfert à écoulement incessant. Cette caractéristique permet soit l'interruption du fonctionnement du refroidisseur en vue de l'inspection ou de l'entretien sans interrompre l'écoulement de l'huile à l'unité. Le refroidisseur d'air/d'huile est un échangeur de chaleur à tube à ailettes, fourni avec les ventilateurs commandés par les moteurs électriques [1].

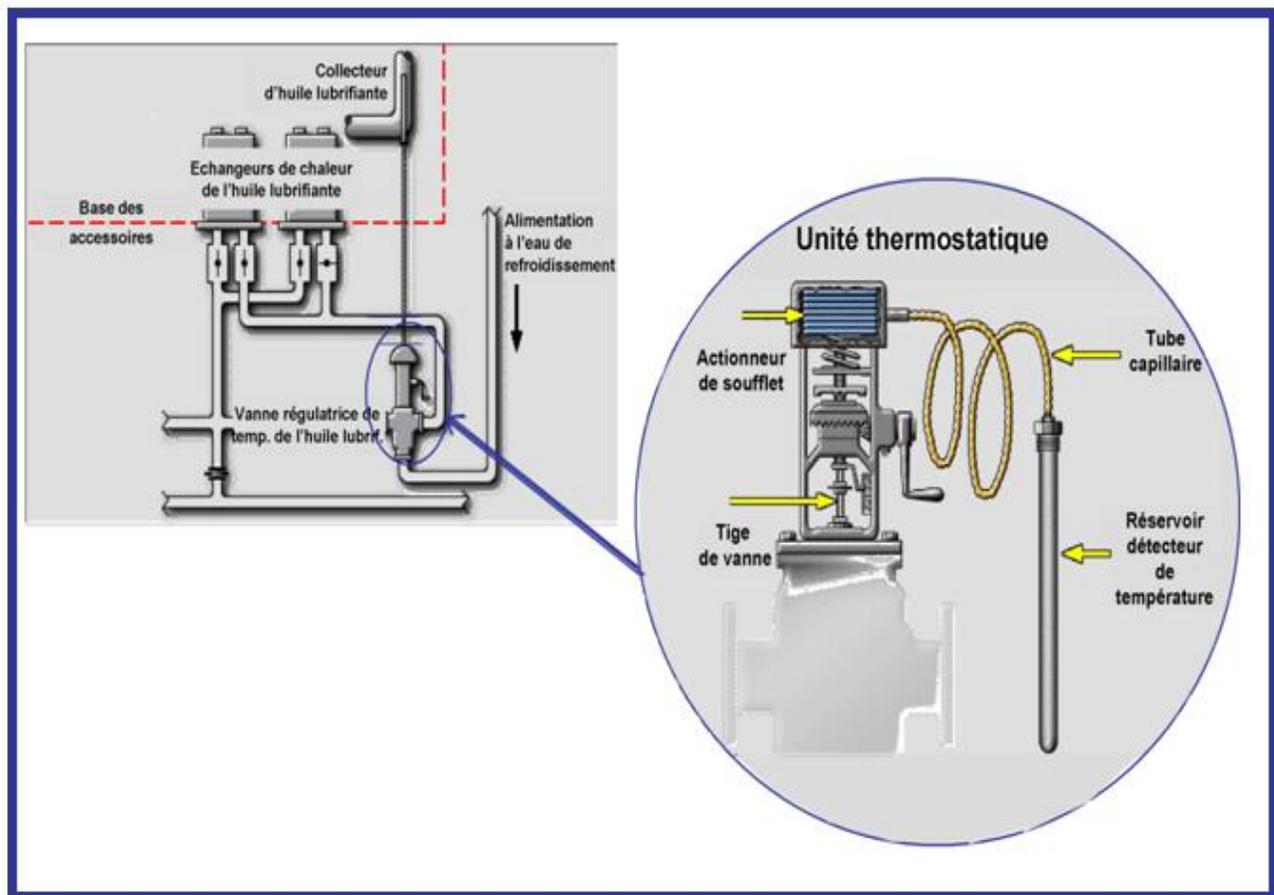


Figure II-19 Système de refroidissement de l'huile (refroidisseur eau/huile).

II-14 Séparateur des vapeurs d'huile

Les vapeurs produits par le chauffage de l'huile sont très dangereux, qu'ils soient émis dans l'atmosphère ou induits dans le circuit d'huile, car ils sont très inflammables. C'est pourquoi un séparateur des vapeurs est utilisé afin de condenser les particules volatiles de l'huile qui, par l'action de la force de gravitation, chutent de nouveau dans le carter de l'huile.



Le système est formé en principale des suivants éléments:

- Moteur électrique;
- Ventilateur centrifuge;
- Manomètre de niveau;
- Manomètre de pression différentielle.

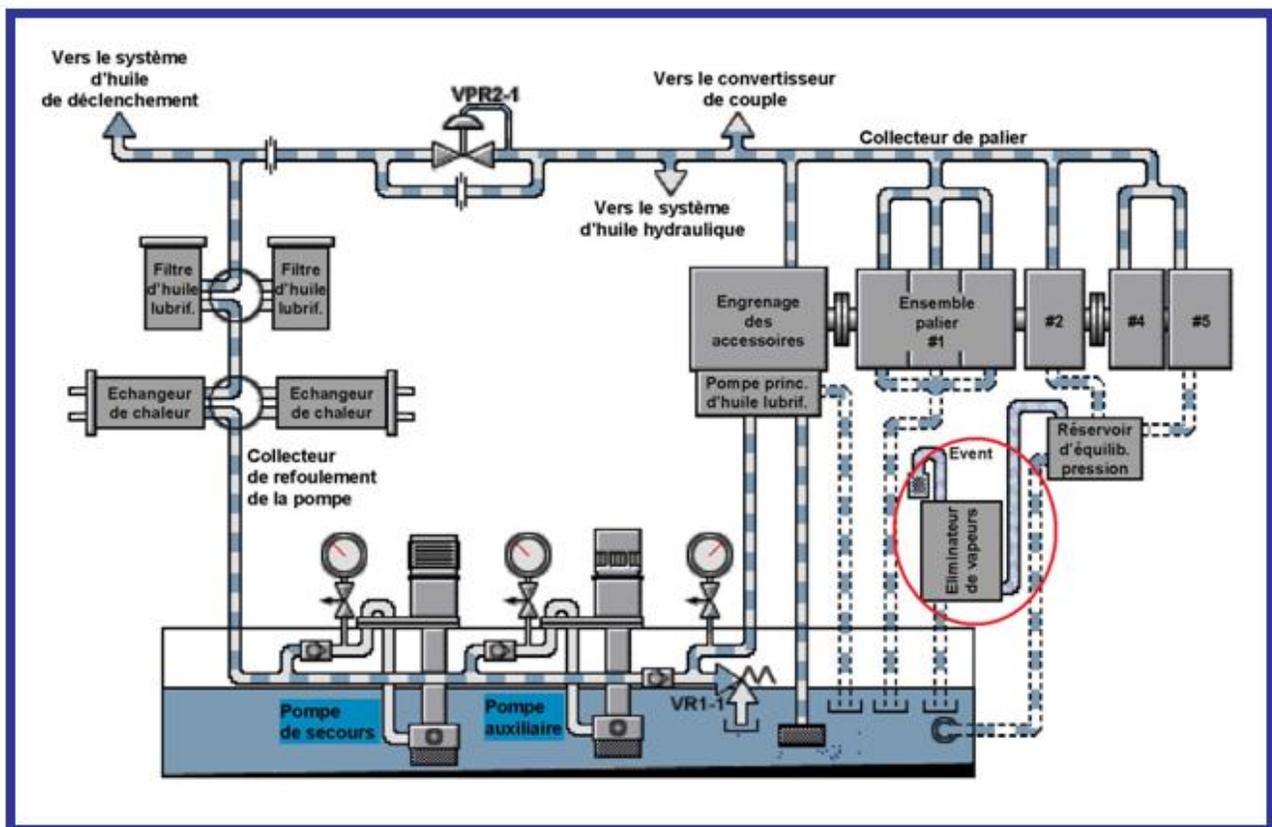


Figure II-20 Séparateur des vapeurs d'huile



II-15 SYSTEME HYDRAULIQUE

Le système d'alimentation hydraulique comprend le système de l'huile de lubrification, qui est utilisé en tant que source d'alimentation pour le fluide hydraulique. Il inclut la pompe d'alimentation hydraulique, le collecteur d'alimentation hydraulique et le mécanisme d'accès de l'aube variable directrice d'entrée (**Figure II-21**).

Les fonctions primaires du système hydraulique sont de fournir le fluide hydraulique en conditions de haute pression à :

- l'ensemble du collecteur d'alimentation hydraulique,
- les ensembles à cliquet/à embrayage,
- le système du combustible gazeux fuel gas
- l'ensemble des aubes variables directrices d'entrée.

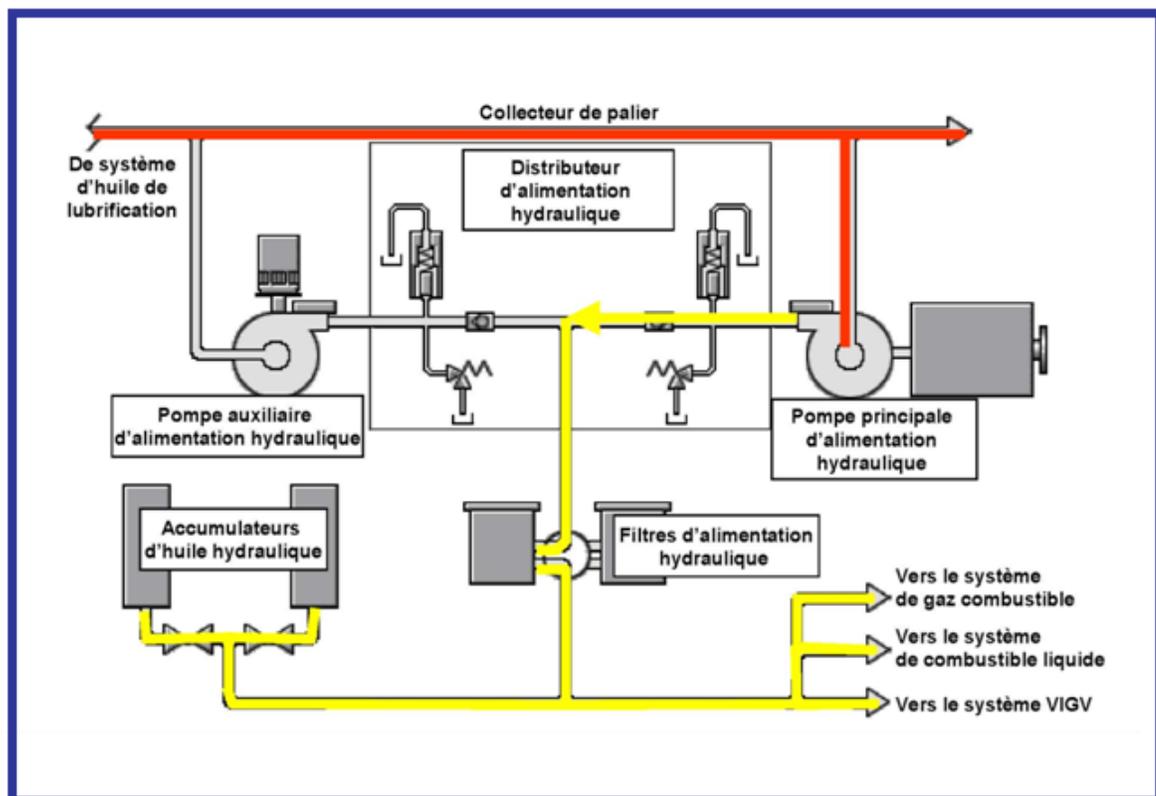


Figure II-21 Fonctionnement du système hydraulique



II-15.1 Système d'activation de l'aube variable directrice d'entrée

Les aubes directrice d'entrée variable ont pour but de :

- commander le débit d'air à travers le compresseur de la turbine à gaz.
- empêcher la pulsation du compresseur pendant la mise en marche et l'arrêt.
- maintenir une perte de pression minimale à travers les tuyères de combustion.
- maintenir de haute température d'échappement pendant le fonctionnement à charge partielle dans une application à cycle combiné [1].

II-15.1.1 Fonctionnement

Le système d'activation des aubes variables directrices d'entrée est formé de :

- La vanne solénoïdale directrice d'entrée 90TV,
- La vanne de commande de l'actionneur de l'aube directrice VC1,
- L'interrupteur de limite 33TV et le cylindre d'activation hydraulique.

Le collecteur commande l'écoulement (au puisard ou à la ligne) et règle la pression du fluide hydraulique.

La sortie du collecteur est alimentée par un filtre et conduite à la vanne solénoïdale à aube directrice d'entrée 90TV. L'activation de la vanne 90TV fournit la pression hydraulique pour l'exploitation de l'actionneur de l'aube variable directrice d'entrée.

Quand la vanne 90TV est excitée, les aubes directrices sont ouvertes afin de permettre le débit maximal de l'air dans le compresseur de la turbine (**Figure II-22**).

Quand la vanne est désexcitée, les aubes sont fermées et le débit de l'air par la turbine est minimisé.

L'arbre tournant de chaque aube individuelle directrice d'entrée s'étend dans le carter du compresseur et il est engrené dans un anneau circonférentiel de commande de l'aube directrice d'entrée.

La rotation de cet anneau de commande varie l'angle corde de chaque aube du compresseur. Ainsi, le débit de l'air d'admission de la turbine change en fonction de la position de l'angle de l'aube directrice d'entrée.

La commande de la séquence logique de démarrage et d'arrêt exige que l'anneau de commande de l'aube directrice d'entrée soit en position fermée avant d'allumer la turbine et qu'il reste dans cette position fermée jusqu'à ce que la turbine soit en vitesse.

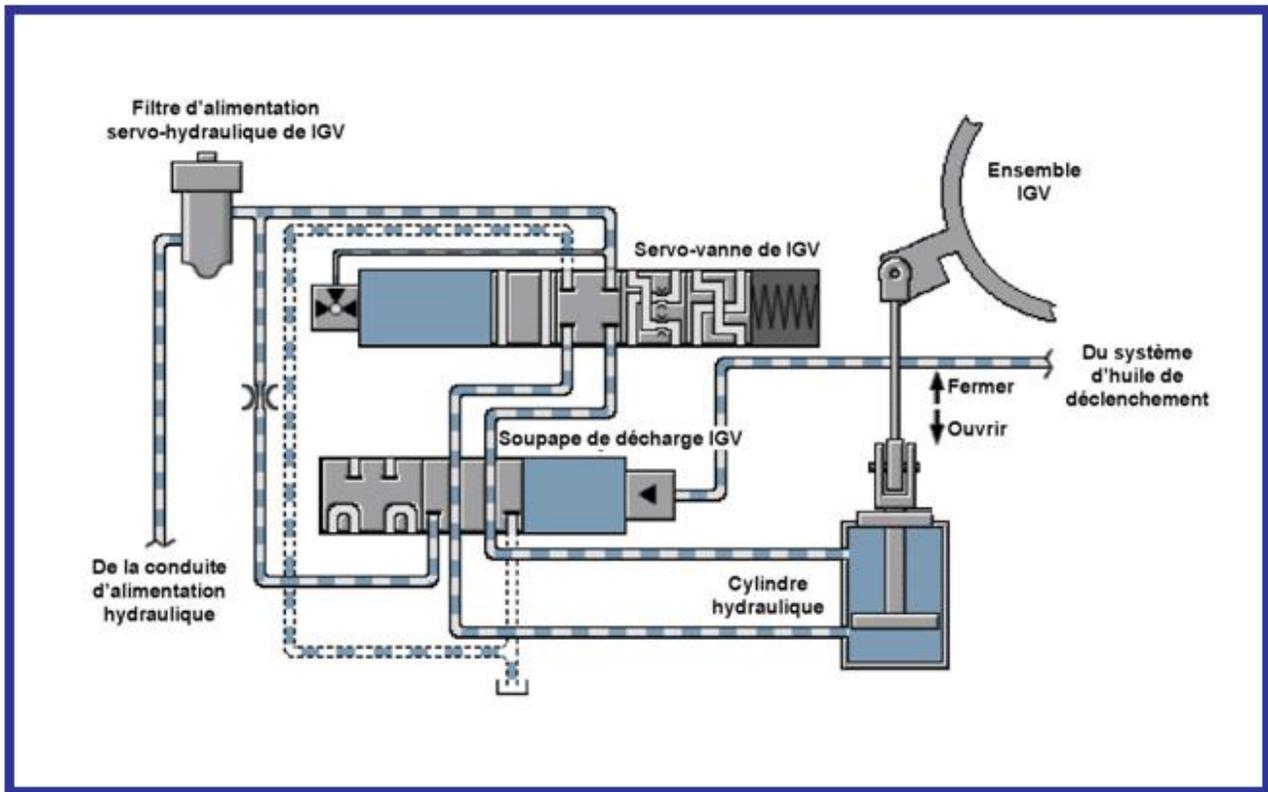


Figure II-22 Fonctionnement du système d'activation de l'aube variable directrice d'entrée

II-16 Système de ventilation

Le système de ventilation de la turbine à gaz est utilisé afin de refroidir l'ensemble des compartiments des accessoires de la turbine, qui sont prévus avec panneaux latéraux et toits à isolation thermique, et du manchon de charge.

Les compartiments des accessoires de la turbine et du manchon de charge, sont mis sous pression. Ils sont refroidis par des ventilateurs (88BA-1, 2) installés dans les conduits sous pression et les conduits de ventilation de refroidissement qui se trouvent après le compartiment à filtre d'entrée.

Le système de ventilation est formé de deux ventilateurs entraînés par des moteurs. Un ventilateur fournit l'air pendant l'exploitation normale de la turbine. L'autre agit comme ventilateur de réserve et il est mis en marche quand la température à l'intérieur du compartiment de la turbine s'accroît et atteint le point de consigne.



L'air de ventilation sort des compartiments de la turbine du manchon par l'ouverture supérieure de chaque compartiment.

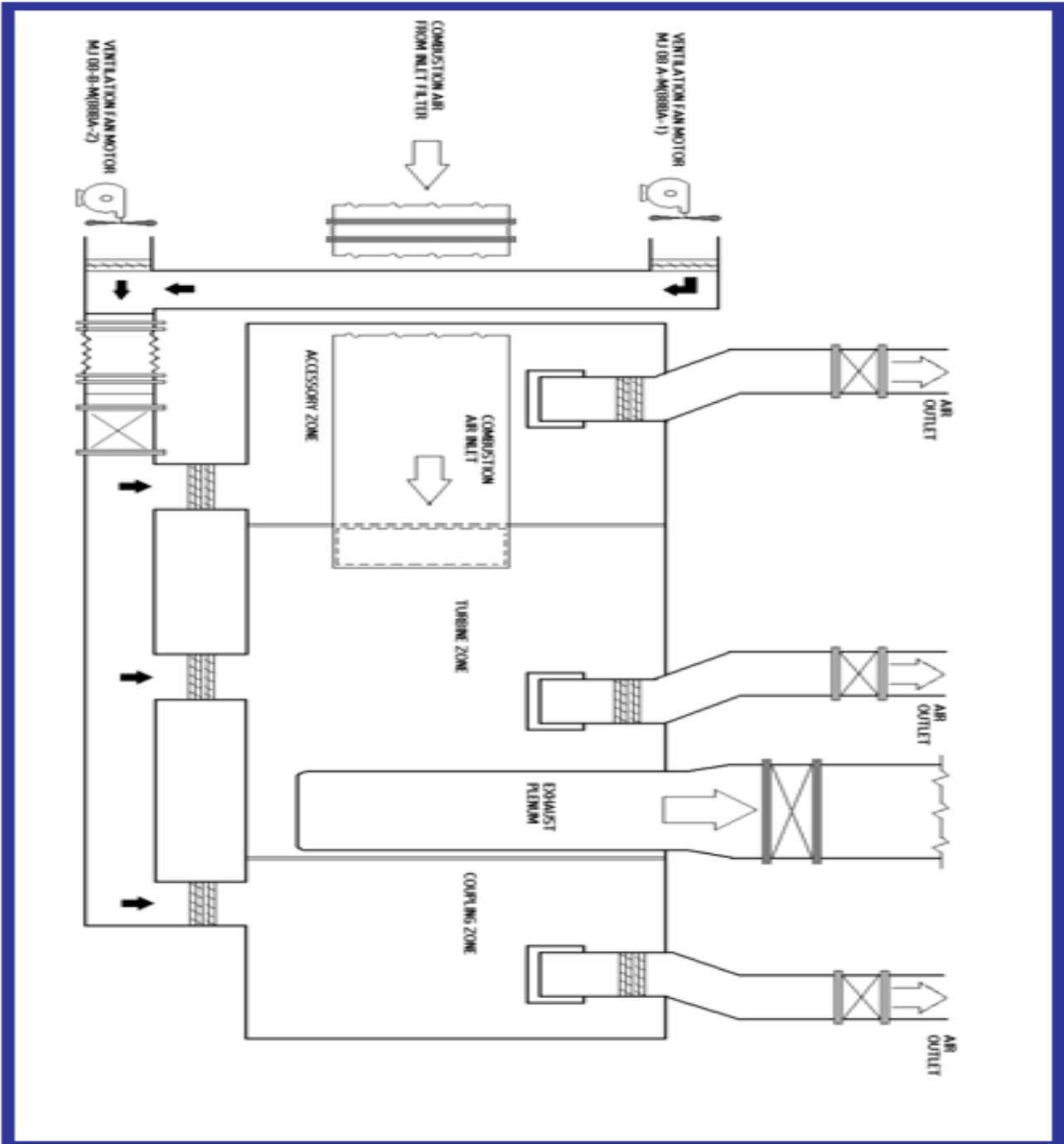


Figure II-23 Fonctionnement du système de ventilation



Calcul des performances de la turbine a gaz MS7001AE

III.1 Introduction

Les performances d'une turbine à gaz sont définies par les concepts classiques de la thermodynamique qui permettent une évaluation correcte du cycle théorique (Brayton) et de l'influence des paramètres tels que les pressions, les températures, les chaleurs spécifiques, les exposants polytropiques.

III.2 Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz

III.2.1 Cycle idéal de Brayton

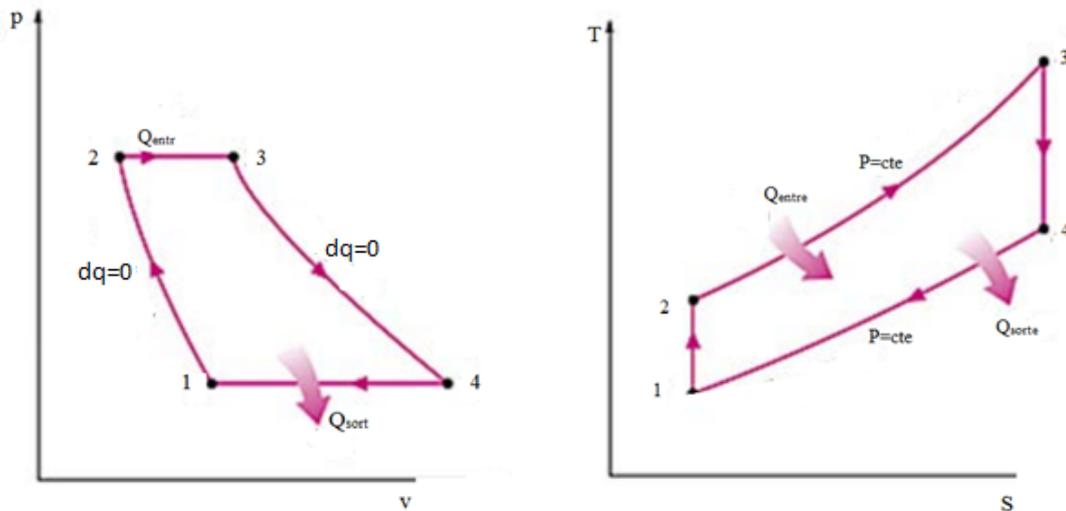


Figure III.1 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

Les transformations de ce cycle sont :

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air.
- 2 à 3 : combustion isobare.
- 3 à 4 : détente isentropique.



- 4 à 1 : refroidissement isobarique.

• **III.2.2 Cycle réel de Brayton**

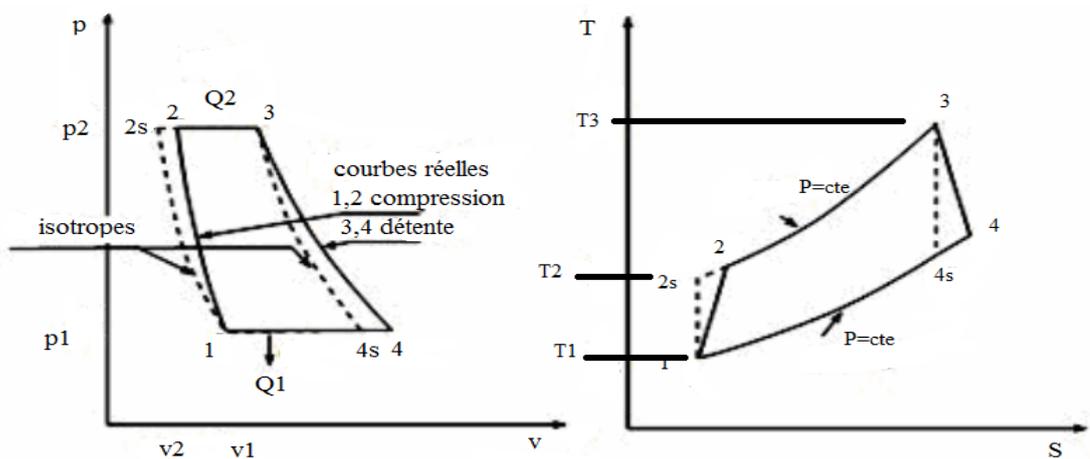


Figure III.2 : Cycle réel d'une turbine à gaz.

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_{sc} : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique et la transformation de compression n'est plus isentropique.

La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_T : en raison du frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isotropes.

III.3 Etude thermodynamique du cycle

III.3.1 Rappel thermodynamique

D'après la thermodynamique, la quantité de l'énergie fournie au gaz à savoir le travail "d W" et la quantité de chaleur "d Q" peuvent être exprimées par la variation de l'enthalpie " ΔH " et celle de l'énergie cinétique " d (C²/2) " pour l'unité de masse "m = 1kg".

$$dW + dQ = \Delta H + d (C^2/2) \text{ en: [J/Kg].} \tag{III.1}$$



Avec C : Vitesse en [m/s].

Cette équation représente une des formes de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

La chaleur est toujours négative pour les compresseurs puisque elle est contenue dans les machines (dynamo-thermique) et la variation de vitesse ($\Delta C = 0$) car la vitesse du gaz à l'entrée et celle de la sortie d'un compresseur sont approximativement égales et le travail nécessaire à la compression du gaz peut être calculé à partir de la formule suivante (premier principe de la thermodynamique):

$$\text{On a: } d\left(\frac{C^2}{2}\right) = 0 \text{ et donc : } \Delta H = dW + dQ \quad (\text{III.2})$$

$$dW = \Delta H - dQ \quad (\text{III.3})$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes ($H - S$) permet de déterminer la variation de l'enthalpie. ($\Delta H = H_2 - H_1$) dans le compresseur comme l'indique la figure (III-3).

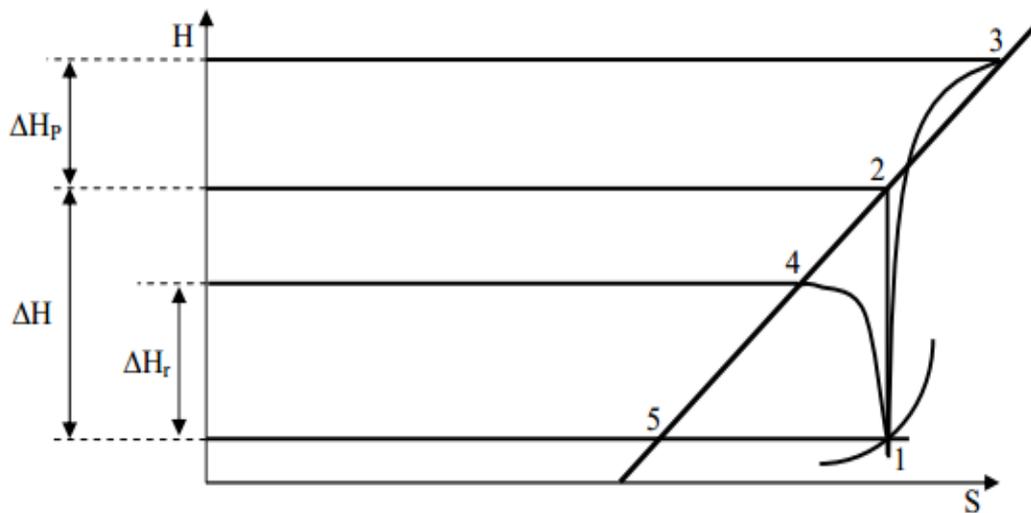


Figure III.3 : Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S .

La compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie est représentée par la droite (1-2) parce que dans ce cas ($\Delta Q = 0$) et la variation de l'entropie ($S_2 - S_1 = 0$) $\implies \Delta H = W$



La compression réelle sans refroidissement a eu lieu suivant la courbe (1-3) et elle est toujours accompagnée des pertes internes ΔH_p ainsi qu'une augmentation de l'entropie ($dS > 0$)

La compression avec refroidissement (1-4) pour laquelle d'après l'équation (2)

$$\Delta H_r = W - Q \quad (\text{III.4})$$

Pour les gaz parfaits ΔH se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante C_p .

$$W = \Delta H = C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{III.5})$$

Où T_1 : Température d'aspiration et T_2 : Température de refoulement.

Au cours de la compression isothermique des gaz parfaits:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = 0 \quad (\text{III.6})$$

L'enthalpie du gaz reste constante ($\Delta T = 0$), la droite (1-5) et le travail de compression est égal à la chaleur évacuée ($W = Q$).

III.3.2 Travail de compression des gaz

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression adiabatique sans refroidissement du corps de la machine, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (III.3) pour les gaz parfaits. Mais il est plus commode parfois d'exprimer la valeur de W en fonction de taux de compression (τ) qui est habituellement connu.

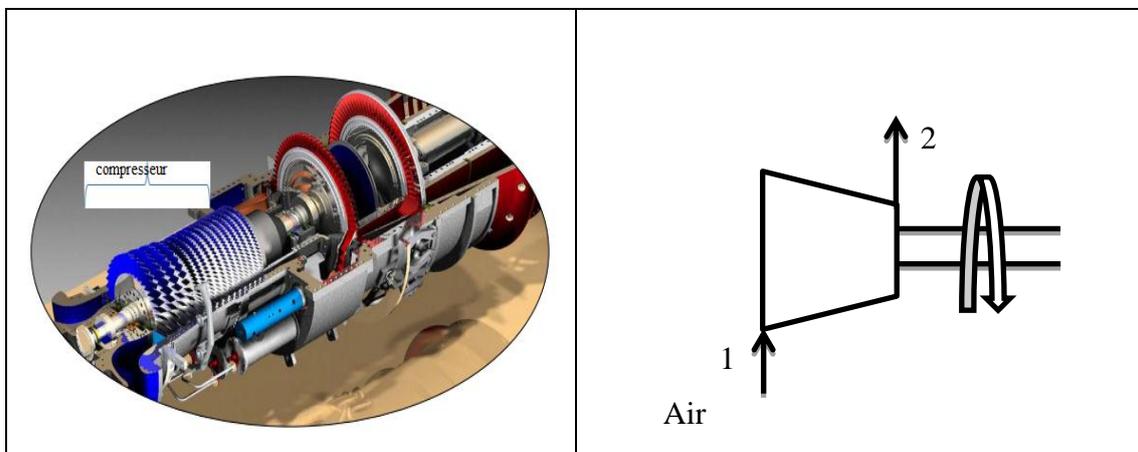


Figure III.4 : Schéma représentant une partie du compresseur.



$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad (III.7)$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on a :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\gamma-1/\gamma} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} [6] \quad (III.8)$$

Coefficient poly tropique de l'air γ est :

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (III.9)$$

La pression à la sortie de compresseur P_2 :

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad \Longrightarrow \quad p_2 = p_1 \cdot \tau \quad (III.10)$$

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = C_p(T_{2s} - T_1) = C_p \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right) \quad (III.11)$$

➤ Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (P_{2s}/p_1)^{\gamma-1/\gamma} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} \quad (III.12)$$

$$W_{sc} = C_{p_{air}} \cdot T_1 ((\tau)^{\gamma-1/\gamma} - 1) \quad (III.13)$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad (III.14)$$

Ou bien :

$$W_c = C_p (T_2 - T_1) \quad (III.15)$$

La chaleur dégagée par l'air pendant son refroidissement avant son entrée dans le compresseur peut être calculée comme suit :

$$Q_{ch} = C_p \Delta T \quad (III.16)$$

La température à la sortie de compresseur W_c :

$$W_c = C_p (T_2 - T_1) \quad \Longrightarrow \quad T_2 = T_1 + \frac{W_c}{c_p} \quad (III.17)$$



III.3.3 Rendement thermodynamique d'un compresseur et la puissance

Afin de calculer le travail réel nécessaire à comprimer (1 Kg) de gaz on utilise un des rendements thermodynamiques du compresseur :

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_{réel}} \quad (III.18)$$

De l'équation (III.14) :

$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad \Longleftrightarrow \quad \eta_{sc} = \frac{W_{sc}}{W_c} \quad (III.19)$$

Avec η_{sc} : Rendement isentropique du compresseur.

La puissance de compresseur P_c :

$$P_c = \dot{m}_a \cdot w_c \quad (III.20)$$

Avec \dot{m}_a est débit de l'air.

➤ Chambre de combustion

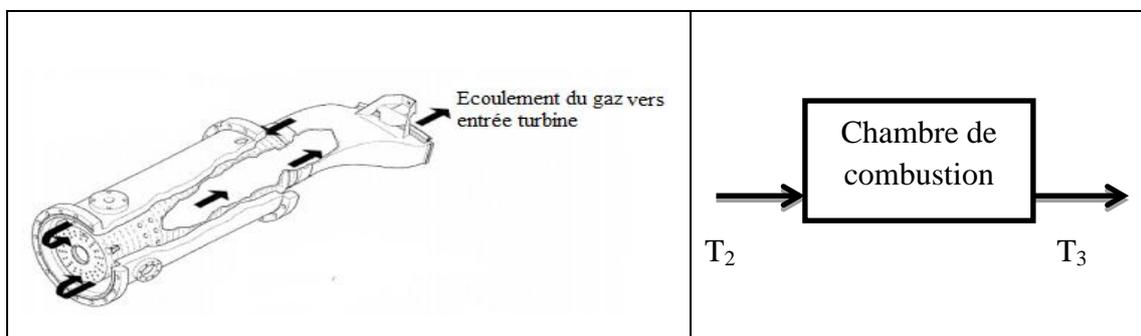


Figure III.5 : Représentation de la chambre de combustion.

Chaleur apportée au gaz au niveau de chambre de combustion Q_{c-c} :

$$Q_{c-c} = C_p (T_3 - T_2) \quad (III.21)$$

III.3.4 Turbine

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{sT} :

$$W_{sT} = C_p (T_{4s} - T_3) = C_p \cdot T_3 \frac{T_{4s}}{T_3} \quad (III.22)$$



➤ Transformation isentropique :

$$Tq : (P_4 = p_{4s} = p_1 \quad \text{ET} \quad p_3 = p_{2s} = p_2)$$

$$\begin{aligned} \frac{T_{4s}}{T_3} &= \left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} \\ &= \left(\frac{1}{\tau}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} \end{aligned} \quad (\text{III.23})$$

$$W_{sT} = cp \cdot T_3 \left[\left(\frac{1}{\tau}\right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right] \quad (\text{III.24})$$

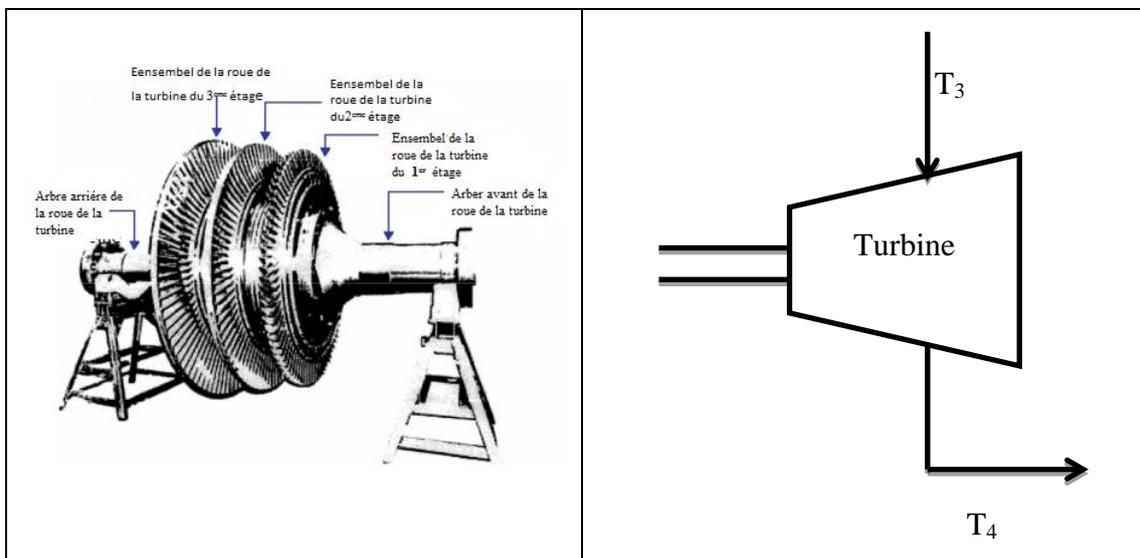


Figure III.6 : Schéma représentant la Turbine.

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{sT} = \frac{W_T}{W_{sT}} \quad \Longrightarrow \quad W_T = \eta_{sT} \cdot W_{sT} \quad (\text{III.25})$$

Avec η_{sT} : Rendement isentropique de la turbine.

➤ Température à la sortie de turbine (l'échappement) :

$$W_T = Cp (T_4 - T_3) \quad \Longrightarrow \quad T_4 = T_3 + \frac{W_T}{Cp} \quad (\text{III.26})$$

Travail utile :

$$W_u = W_T - W_C \quad (\text{III.27})$$



III.3.5 Echangeur

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges.

La puissance P d'un échangeur peut s'écrire de la manière suivante :

$$P = K S \Delta T_{LM} \quad (\text{III.28})$$

K est le coefficient de transmission thermique surfacique moyen ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{k}$), S (m^2) la surface d'échange et ΔT_{LM} (k) représente l'écart de température moyen entre les deux fluides. On est obligé de raisonner sur des valeurs moyennes de K et de ΔT_m dans la mesure où les températures des deux fluides et le coefficient K varient d'un endroit à l'autre de l'échangeur.

L'approche théorique est réalisée en régime permanent et en faisant les hypothèses suivantes :

- l'échangeur est parfaitement isolé de l'extérieur (pas de pertes), on néglige la conduction axiale.
- les coefficients K et C_p sont constants.
- la température de chaque fluide est homogène dans une section donnée.

L'équation (III.28) peut ainsi s'écrire :

$$P = K S \Delta T_{LM} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III.29})$$

Où \dot{m} représente le débit massique (kg/s) et C_p la chaleur spécifique ($\text{J}/\text{kg K}$), les indices f et c sont relatifs aux fluides froid et chaud et les indices (s) et (e) à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

On considère les cas des échangeurs à courants parallèles et de même sens (anti-méthodiques ou à co-courant) et ceux de sens contraire (méthodiques ou à contre-courant).

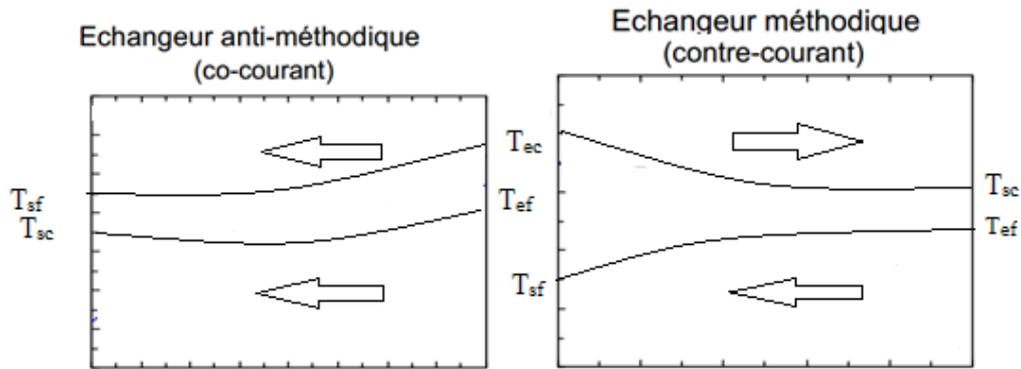


Figure III.7: Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles.

Dans ces deux configurations, il est possible en faisant un bilan thermique sur une tranche élémentaire, puis en intégrant sur toute la longueur de l'échangeur, de calculer l'écart de température moyen entre les fluides chaud et froid. On trouve ainsi :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)} \quad (\text{III.30})$$

On appelle ΔT_{LM} l'écart logarithmique moyen et on le note DTLM.

Pour une puissance connue, si on fixe les débits et les températures d'entrée, on a 3 équations et 4 inconnues qui sont S , K , T_{fs} et T_{cs} ; il faut donc calculer séparément K .

III.4 Calcul thermodynamique

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz sont les suivants:

- La pression atmosphérique (entrée du compresseur) : $p_1 = 1.02 \text{ bar}$
- La pression à la sortie du compresseur : $p_2 = 10.38 \text{ bar}$
- La température ambiante : $T_0 = 25^\circ\text{C}$
- La température à l'entrée du compresseur : $T_1 = 26.43^\circ\text{C}$
- La température à la sortie de la chambre de combustion : $T_3 = 1200^\circ\text{C}$
- Le débit massique de l'air : $\dot{m}_a = 121 \text{ kg/s}$
- Débit massique de gaz naturel dans poste combustion : $\dot{m} = 0.67 \text{ kg/s}$
- Capacité thermique massique isobare de l'air : $C_p = 1005 \text{ J/kg.K}$
- Constante spécifique de l'air : $r = 287 \text{ J/kg.K}$
- Exposant isentropique : $\gamma = 1.4$



- Rendement isentropique de la turbine : $\eta_{sT} = 0.87$
- Rendement isentropique du compresseur : $\eta_{sc} = 0.87$
- Température à l'entrée du fluide chaud (échangeur) $T_{ec} = 37.41^\circ\text{C}$
- Température à la sortie du fluide chaud (échangeur) $T_{sc} = 35^\circ\text{C}$
- Température à l'entrée du fluide froid (échangeur) : $T_{ef} = 24^\circ\text{C}$
- Débit massique du fluide chaud : $\dot{m}_c = 21425 \text{ kg/h}$
- Débit massique du fluide froid : $\dot{m}_f = 40000 \text{ kg/h}$
- Le coefficient de transmission thermique surfacique moyen : $K = 300 \text{ W/m}^2$
- La surface d'échange pour des échangeurs à courants parallèles : $S = 20 \text{ m}^2$
- Le rendement mécanique $\eta_m = 0,9$
- **Z**: facteur de compressibilité : $z = 0.974$

	Froid (air)	Chaud (air + gaz)	Fluide MR (Mix Réfrigérant)
Chaleur spécifique	$C_p = 1,005 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$	$C_p = 1,11 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$	$C_p = 39,98 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$

Tableau III.1 : Valeur de la chaleur spécifique pour le gaz utilisé



- Caractéristiques des composantes du gaz combustible:

Le tableau suivant indique les caractéristiques des composantes du gaz

Constituants	Gaz combustible	
	Fraction Molaire (%)	Fraction Massique (%)
N ₂	3.15	28.013
CH ₄	60.40	44.01
CO ₂	0.25	16.049
C ₂ H ₆	22.32	30.08
C ₃ H ₈	9.37	44.11
IC ₄ H ₁₀	0.85	58.141
NC ₄ H ₁₀	2.92	58.141
IC ₅ H ₁₂	0.29	72.17
NC ₅ H ₁₂	0.45	72.17
Densité	0.8365	
Poids moléculaire	24.26	

Tableau III.2:Caractéristiques des composants du gaz combustible



III.4.1 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul thermodynamique

Constante spécifique du gaz r :

$$r = R / M \quad (III.31)$$

Où R : constante universelle des gaz parfaits :

$$R = 8,314 \text{ kJ / mole K}$$

M : le poids moléculaire du gaz.

$$r = 8,314 / 24,26 = 0,34 \text{ KJ /kg K}$$

$$r = 340 \text{ J/kg K}$$

❖ **Coefficient poly tropique de l'air γ_{air} :**

$$\gamma_{air} = \frac{Cp_{air}}{Cv_{air}} \quad \longrightarrow \quad \gamma_{air} = \frac{1,005}{0,7178} = 1,4$$

❖ **Le taux de compression**

Selon l'équation suivante(III.7) :

$$\tau = \frac{p_2}{p_1} \quad \Longrightarrow \quad \tau = 10,17 \text{ bar}$$

III.4.2 Calcul travail du compresseur

✓ Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = Cp (T_{2s} - T_1) = Cp \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right)$$

T_{2s} ? de l'équation (III.12)

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} T_{2s} = (\tau)^{\gamma-1/\gamma} \cdot T_1$$

$$T_{2s} = 10,17^{0,28} * 299,43 = 573,25K$$

$$W_{sc} = 275,18Kj/Kg$$

✓ Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :



$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad \Longrightarrow \quad W_c = \frac{275,18}{0,87} = 316,30 \text{ Kj/Kg}$$

$$W_c = 316,30 \text{ kJ/kg}$$

III.4.3 Calcul la puissance d'un compresseur

La puissance de compresseur P_c est donnée par l'équation suivante :

$$P_c = \dot{m}_a W_c \quad (III.20)$$

Avec \dot{m}_a débit de l'air.

$$P_c = 121 * 316,30 = 38272,3 \text{ Kj}$$

$$P_c = 38272,3 \text{ Kj}$$

III.4.4 Calcul du travail et de la température à la sortie de la turbine

✓ Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{sT} :

$$W_{sT} = C_p (T_{4s} - T_3) = C_p \cdot T_3 \frac{T_{4s}}{T_3}$$

T_{4s} ?

$$T_q : P_4 = p_{4s} = p_1 = 1.02 \text{ bar} \quad \text{et} \quad p_3 = p_{2s} = p_2 = 10.38 \text{ bar}$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(\gamma-1/\gamma)}$$

$$T_{4s} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} * T_3 \quad \Longrightarrow \quad T_{4s} = 769,26 \text{ K}$$

$$W_{sT} = 773,10 \text{ J/kg}$$

✓ Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{sT} = \frac{W_T}{W_{sT}} \quad \Longrightarrow \quad W_T = \eta_{sT} \cdot W_{sT}$$

$$W_T = 672,60 \text{ Kj/Kg}$$

Avec η_{sT} : Rendement isentropique de la turbine.

✓ Température à la sortie de turbine (l'échappement) :



$$\checkmark \quad \eta_{sT} = (T_3 - T_4) / (T_3 - T_{4s}) \quad \Longrightarrow \quad T_4 = T_3 - \eta_{sT} (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III.26})$$

$$T_4 = 1055,427 \text{ K}$$

II.4.5 Travail utile :

$$W_u = W_T - W_C \quad (\text{III.27})$$

$$W_u = 356,30 \text{ kJ/kg}$$

III.4.6 Calcul de la quantité de chaleur produite

On utilise l'équation (III. 21)

$$Q_{c-c} = C_p (T_3 - T_2) / \eta_m$$

- Détermination de la température de la sortie du compresseur T_2 ?

$$\eta_{sc} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{III.32})$$

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sc}} + T_1 \quad \Longrightarrow \quad T_2 = 614,16 \text{ K}$$

$$Q_{c-c} = 1059,23 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement de la turbine est défini par : $\eta_T = \frac{W_u}{Q_{c-c}}$

$$\eta_T = 0,33$$

III.4.7 Calcul de la puissance de l'échangeur à courants parallèles

$$P = K S \Delta T_{LM} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

Avec ΔT_{LM} courants parallèles:

$$\Delta T_{LM} = \frac{10 - 3,5}{\ln \frac{10}{3,5}} = 6,20$$

$$P = K S \Delta T_{LM}$$

$$P = 7200 \text{ w}$$



III.5. Calcul thermodynamique des compresseurs (Hp, Mp, Bp)

L'MR est comprimé successivement par trois compresseurs, le tableau ci-dessous représente les principales caractéristiques des compresseurs utilisés dans le procédé APCI.

Caractéristiques	Basse pression	Moyenne pression	Haute pression
Type de compresseur	Axial	Centrifuge	Centrifuge
Débit de l'MR(T/h)	1292	1292	1292
Nombre d'étages ou roues	17	2	4
Taux de compression	6,22	1,57	1,98
P_{asp}/T_{asp} (bar/°C)	4,3/-39	20,61/34,16	31,8/34,72
P_{ref}/t_{ref} (bar/°C)	21,16/62,43	32,35/65,48	63,09/85,88
Vitesse de rotation (tr/min)	3600	3600	3600

Tableau III.3 Caractéristiques des compresseurs [1].

Les valeurs des facteurs de compressibilité d'aspiration, de refoulement et moyen des trois compresseurs sont représentés sur le tableau suivant :

	P_{rasp}	T_{rasp}	Z_{rasp}	$P_{r ref}$	$T_{r ref}$	$Z_{r ref}$	Z_m
Basse pression	0,093	0,953	0,988	0,45	1,366	0,961	0,974
Moyenne pression	0,44	1,28	0,960	0,7	1,37	0,94	0,950
Haut pression	0,689	1,25	0,936	1,368	1,46	0,89	0,913

Tableau III.4 : Facteurs de compressibilité d'aspiration, de refoulement et moyen.



Calcul des travaux et rendement de compresseur axial (BP : basse pression) :

$$R_{ad} = \frac{w_{ad}}{w_{re}}$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad \Rightarrow \quad \gamma = \frac{39,98}{39,98 * 8,31} = 1,26 \quad (\text{III.33})$$

$$\gamma = 1,26$$

$$T_{2'} = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}$$

$$T_{2'} = 299,43 * \left(\frac{3,4}{20,61} \right)^{-0,206}$$

$$T_{2'} = 434,54 \text{ K}$$

$$w_{ad} = h_{2'} - h_1 \quad (\text{III.34})$$

$$= z * c_p (T_{2'} - T_1)$$

$$= 0,974 * 39,98 * (434,54 - 299,43)$$

$$w_{ad} = 5261,253 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{réel} = h_2 - h_1 \quad (\text{III.35})$$

$$w_{réel} = z * c_p * (T_2 - T_1)$$

$$w_{réel} = 0,974 * 39,98 * (614,16 - 299,43)$$

$$w_{réel} = 12255,749 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ad} = \frac{5261,253}{12255,749} \quad (\text{III.36})$$

$$\eta_{ad} = 0,42$$



Calcul des travaux des compresseur MP : moyenne pression et HP : haute pression de MR :

$$c_p - c_v = R \quad (\text{III.37})$$

$$\gamma = c_p / c_v \quad \text{d'où} \quad \gamma = c_p / (c_p - R) \quad (\text{III.38})$$

Pas de changement pour la valeur de l'exposant adiabatique, déjà calculé par (III.33)

$$\gamma = 1,26$$

W_{ad} : travail adiabatique.

$$w_{ad} = z * c_p * T_1 * (r^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) \quad (\text{III.39})$$

Pour compresseur à moyenne **pression** : **w_{ad} = 1435,73 kJ/kg**

Pour compresseur à haute pression : **w_{ad} = 1762,83 kJ/kg**

W_p: travail poly tropique.

$$w_p = (n/n - 1) * z * c_p * T_1 * (r^{(n-1)/n} - 1) \quad (\text{III.40})$$

$$n = \log(r) / \log\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (\text{III.41})$$

$$n = 4,64$$

n : est l'exposant poly topique.

Pour compresseur moyenne pression : **w_p = 1573,68 kJ/kg**

Pour compresseur haute pression : **w_p = 2428,96 kJ/kg**



W_R : travail réel.

$$w_R = \left(\frac{\gamma}{\gamma} - 1\right) * z * c_p * T_1 * (r^{n-1/n} - 1) \quad (\text{III.42})$$

Pour compresseur moyenne pression : $w_R = 6004,98 \text{ kJ/kg}$

Pour compresseur haute pression : $w_R = 9296,19 \text{ kJ/kg}$

NB : Le choix de ces compresseurs dépend du débit de gaz et de pression de refoulement.

De même que les travaux dépendent de la masse moyenne du gaz, de la pression d'aspiration et de la pression de refoulement.

III.5.3. Calcul du rendement de la turbine avec des différentes températures (été, hiver) à l'aide du cycle :

Le tableau afournit des grandeur caractéristique du cycle correspondant a l'intervalle de températuer entre (-2°c et 45°c) .

Tableau III.5 : Grandeurscaractéristiques du cycle à différentes températures

Température (K)	η	w_c	w_t	w_u	Q
271,2	33,37	298,2	680,1	381,9	1144
276,4	33,22	303,9	678,8	374,9	1129
281,6	33,05	309,6	677,5	367,8	1113
286,8	32,88	315,4	676,1	360,7	1097
292	32,7	321,1	674,8	353,7	1081
297,3	32,51	326,9	673,4	346,6	1066
302,5	32,32	332,6	672,1	339,4	1050
307,7	32,12	338,4	670,7	332,3	1035
312,9	31,91	344,1	669,3	325,2	1019
318,2	31,69	349,8	667,9	318	1004

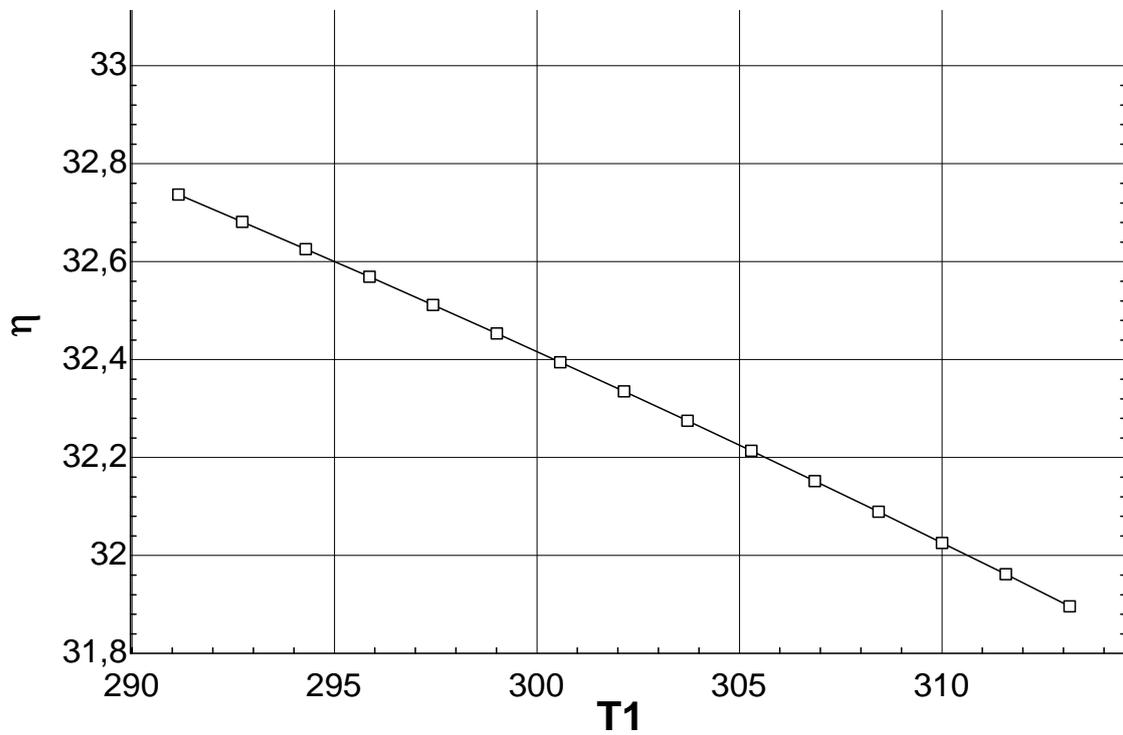


Figure III.8 Variation du rendement en fonction de la température

On remarque que les valeurs du rendement du cycle η diminuent avec l'augmentation de la température ambiante car Q et W_u diminuent.

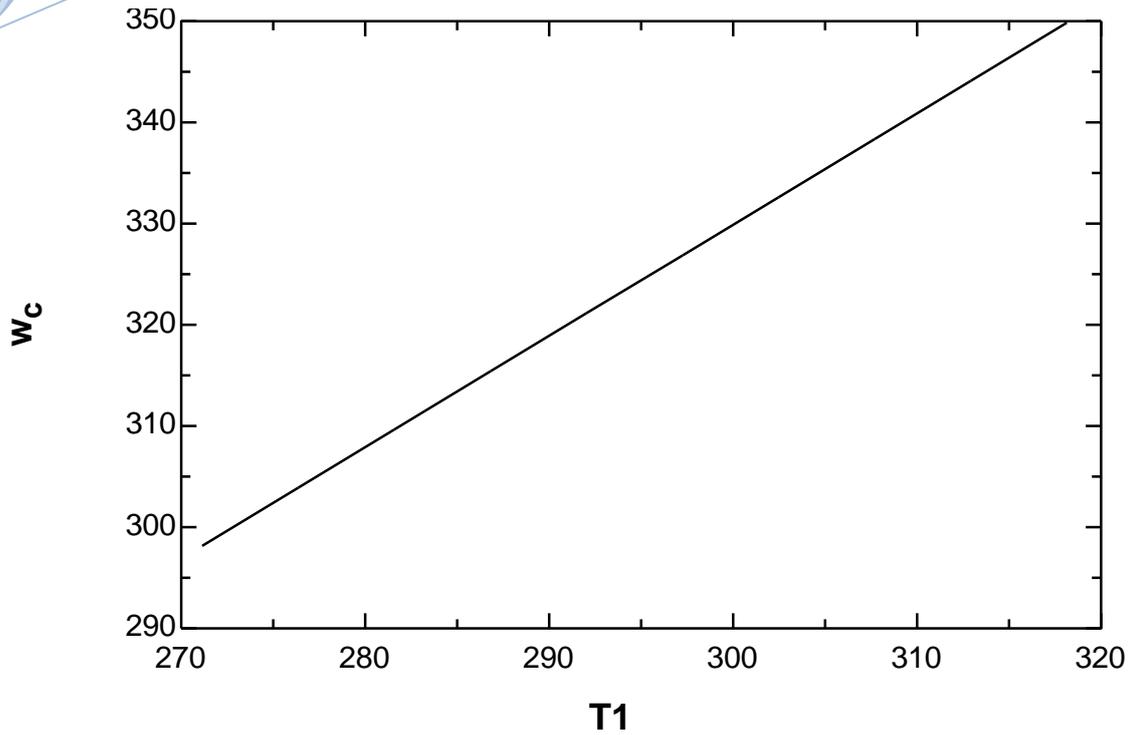


Figure III.9 Variation du travail du compresseur en fonction de la température

La température ambiante influe aussi sur W_u , T_2 , W_u et Q .

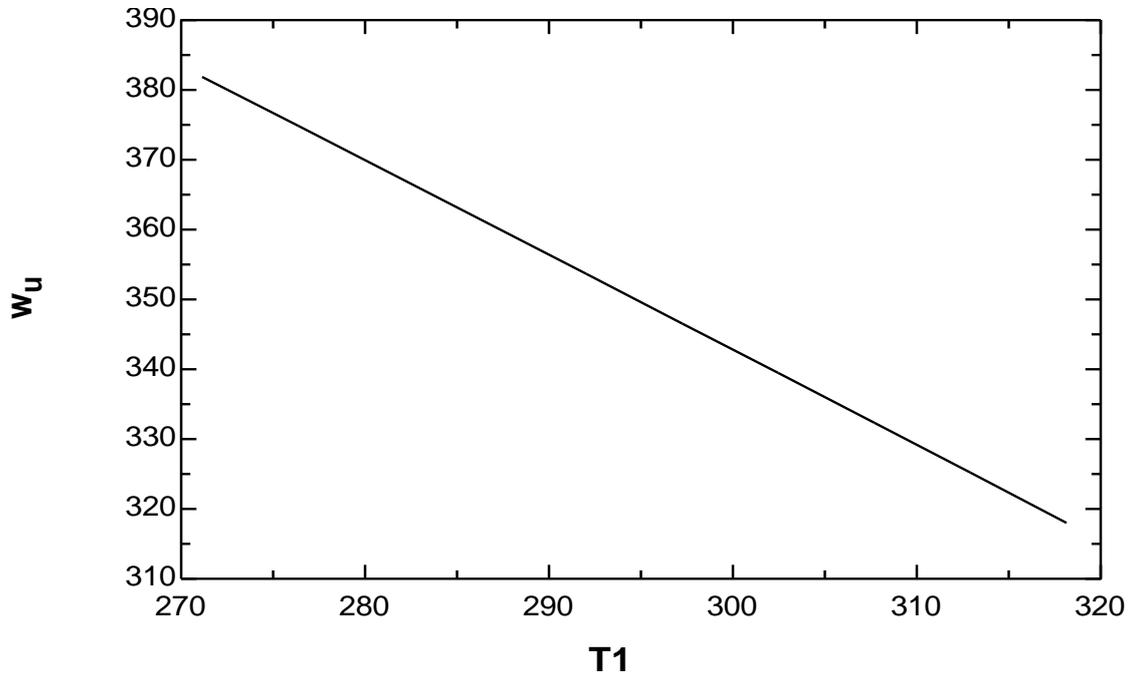


Figure III.10 Variation du travail utile en fonction de la température

On constate bien que : le travail utile diminue avec l'augmentation de la température.

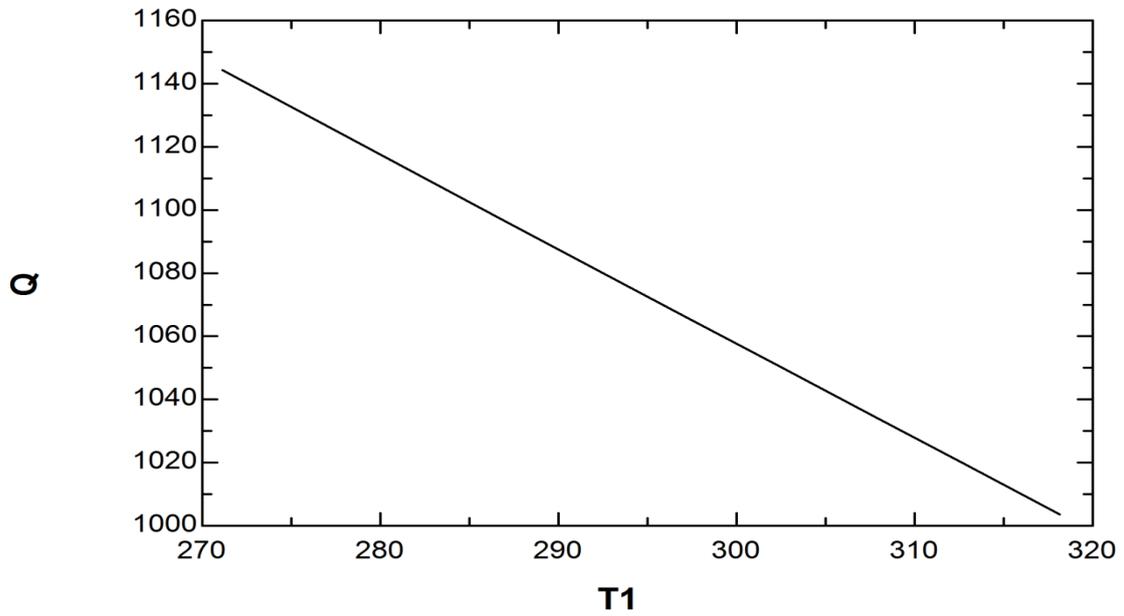


Figure III.11 Variation de la quantité de chaleur en fonction de la température

De même on constate bien que la quantité de chaleur diminue avec l'augmentation de la température.

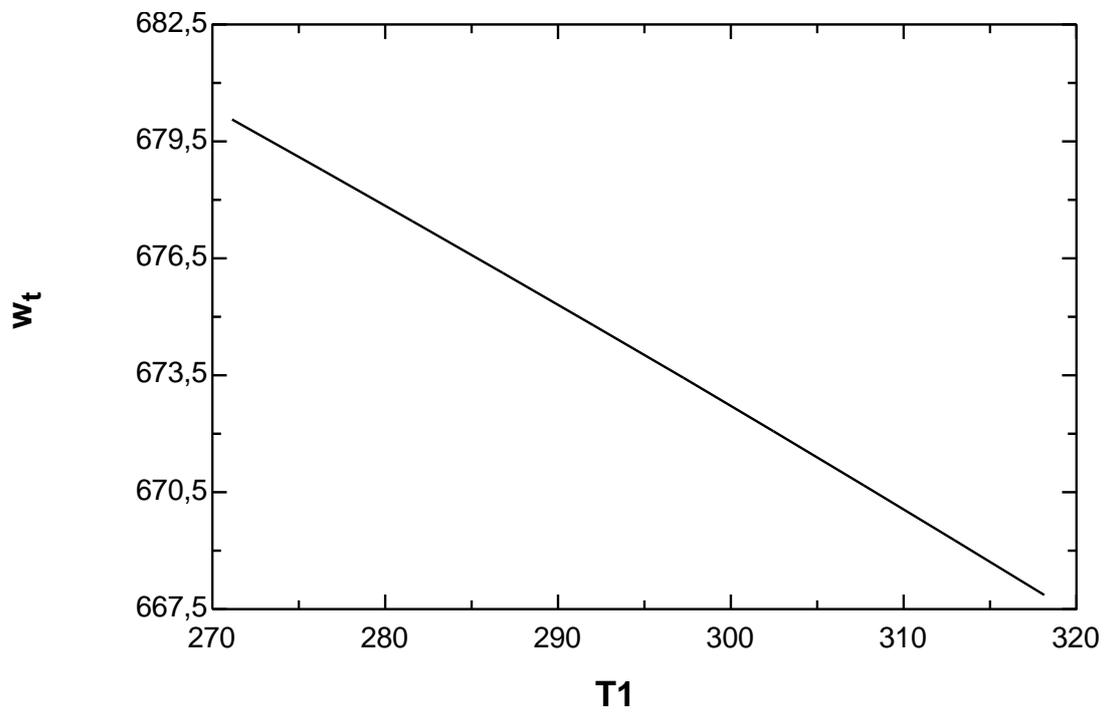


Figure III.12 Variation du travail de la turbine en fonction de la température

On voit que : le travail de la turbine diminue aussi a cours de l'augmentation de la température.

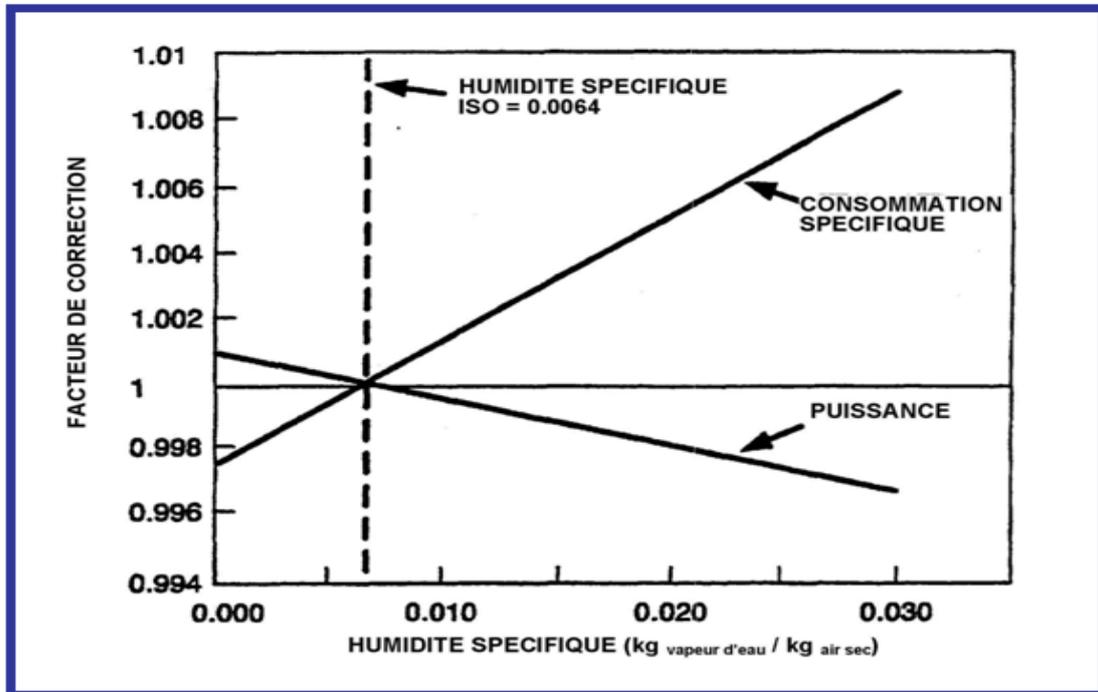


Figure III-13 .L'humidité relative influence la masse spécifique de l'air d'admission du compresseur.

En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique (HR) augmente



IV-1 LES CONCEPTS DE MAINTENANCE:

L'analyse des différentes formes de maintenance repose sur 4 concepts :

- 1. Les évènements qui sont à l'origine de l'action :** référence à un échéancier, la subordination à un type d'événement (auto diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, etc.) et l'apparition d'une défaillance
- 2. Les méthodes de maintenance qui leur seront respectivement associées :** maintenance préventive systématique, maintenance préventive conditionnelle, maintenance corrective.
- 3. Les opérations de maintenance proprement dites :** inspection, contrôle, dépannage, réparation, etc.
- 4. Les activités connexes :** maintenance d'amélioration, rénovation, reconstruction, modernisation, travaux neufs, sécurité, etc.

Cette réflexion terminologique et conceptuelle représente une base de référence pour :

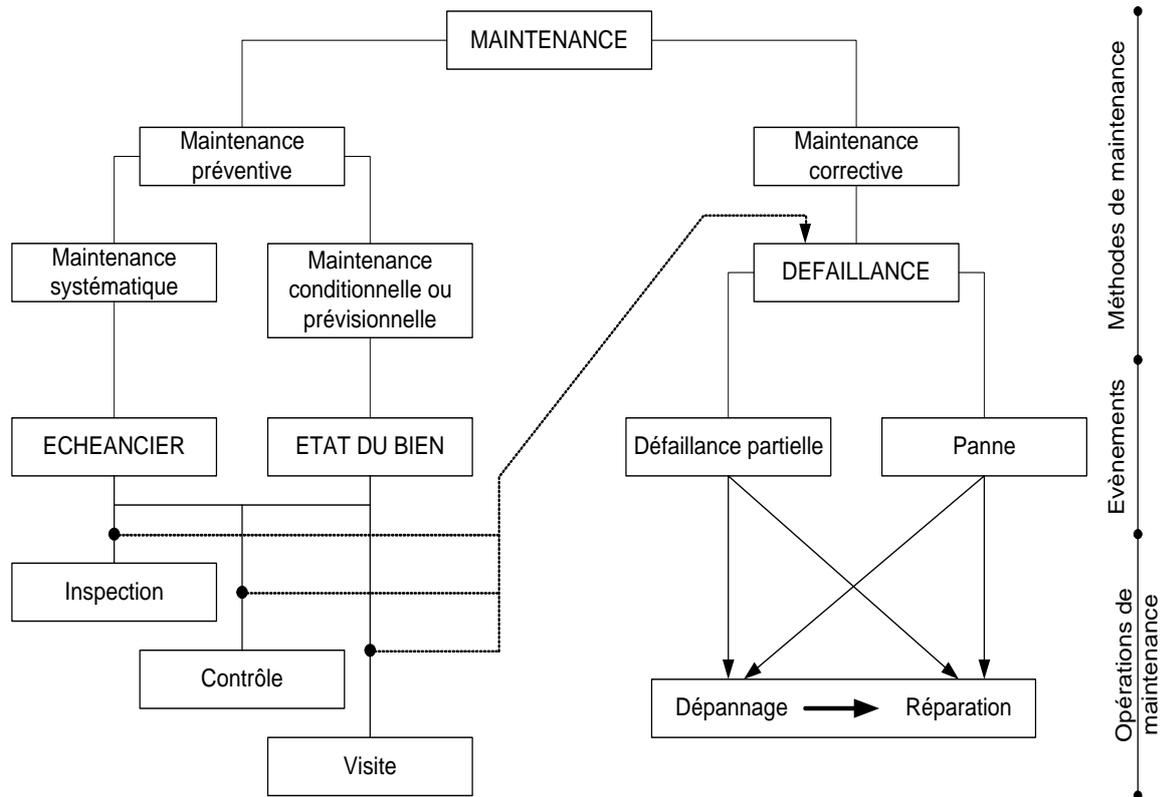
- L'utilisation d'un langage commun pour toutes les parties (conception, production, prestataires de services, etc.)
- La mise en place de systèmes informatisés de gestion de la maintenance

IV-2 LES METHODES :

Le choix entre les méthodes de maintenance s'effectue dans le cadre de la politique de la maintenance et doit s'opérer en accord avec la direction de l'entreprise.

Pour choisir, il faut donc être informé des objectifs de la direction, des directions politiques de maintenance, mais il faut connaître le fonctionnement et les caractéristiques des matériels, le comportement du matériel en exploitation, les conditions d'application de chaque méthode, les coûts de maintenance et les coûts de perte de production.

Le diagramme suivant synthétise, selon la norme NF EN 13306, les méthodes de maintenance. [2]



IV-1 DIAGRAMME DES METHODES DE MAINTENANCE

IV-2.1 La maintenance corrective :

Défaillance : altération ou cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.

Il existe 2 formes de défaillance :

- **Défaillance partielle** : altération de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.
- **Défaillance complète** : cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.

La maintenance corrective a pour objet de redonner au matériel des qualités perdues nécessaires à son utilisation



IV-2.2 La maintenance préventive :

Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'une machine.

Elle doit permettre d'éviter les défaillances des machines en cours d'utilisation. L'analyse des coûts doit mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter.

Buts de la maintenance préventive :

- Augmenter la durée de vie des machines.
- Diminuer la probabilité des défaillances en service.
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne.
- Prévenir et aussi prévoir les interventions coûteuses de maintenance corrective.
- Permettre de décider la maintenance corrective dans de bonnes conditions.
- Éviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant, etc.
- Améliorer les conditions de travail du personnel de production.
- Diminuer le budget de maintenance.
- Supprimer les causes d'accidents graves.

A) La maintenance préventive systématique :

Maintenance préventive exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre défini d'unités d'usage mais sans contrôle préalable de l'état de la machine.

Même si le temps est l'unité la plus répandue, d'autres unités peuvent être retenues telles que : la quantité de produits fabriqués, la longueur de produits fabriqués, la distance parcourue, la masse de produits fabriqués, le nombre de cycles effectués, etc.

Cette périodicité d'intervention est déterminée à partir de la mise en service ou après une révision complète ou partielle.

B) La maintenance préventive conditionnelle :

Maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement de la machine et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement intégrant les actions qui en découlent. La surveillance du fonctionnement et des paramètres peut être exécutée selon un calendrier, ou à la demande, ou de façon continue.

Remarque : la maintenance conditionnelle est donc une maintenance dépendante de l'expérience et faisant intervenir des informations recueillies en temps réel.

La maintenance préventive conditionnelle se caractérise par la mise en évidence des points faibles. Suivant le cas, il est souhaitable de les mettre sous surveillance et, à partir de là, de décider d'une intervention lorsqu'un certain seuil est atteint. Mais les contrôles demeurent systématiques et font partie des moyens de contrôle non destructifs. [2]



Tous les matériels sont concernés. Cette maintenance préventive conditionnelle se fait par des mesures pertinentes sur le matériel en fonctionnement.

Les paramètres mesurés peuvent porter sur :

- Le niveau et la qualité de l'huile
- Les températures et les pressions
- La tension et l'intensité des matériels électriques
- Les vibrations et les jeux mécaniques

Etc.

De tous les paramètres énumérés, l'analyse vibratoire est de loin la plus riche quant aux informations recueillies. Sa compréhension autorise la prise de décisions qui sont à la base d'une maintenance préventive conditionnelle.

La surveillance est soit périodique, soit continue.

Avantage : la connaissance du comportement se fait en temps réel à condition de savoir interpréter les résultats. A ce niveau, l'informatique prend une place primordiale.

Le matériel nécessaire pour assurer la maintenance préventive conditionnelle devra être fiable pour ne pas perdre sa raison d'être. Il est souvent onéreux, mais pour des cas bien choisis il est rentabilisé rapidement.

Cette méthode de maintenance, pour être efficace, doit dans tous les cas être comprise et admise par les responsables de production et avoir l'adhésion de tout le personnel.

C) La maintenance préventive prévisionnelle :

Maintenance conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation de la machine.

IV-3 LES OPERATIONS DE MAINTENANCE :

IV-3.1 Les opérations de maintenance corrective :

A) Le dépannage :

Actions physiques exécutées pour permettre à une machine en panne d'accomplir sa fonction requise pendant une durée limitée jusqu'à ce que la réparation soit exécutée.

Le dépannage n'a pas de conditions d'applications particulières. La connaissance du comportement de la machine et des modes de dégradation n'est pas indispensable même si cette connaissance permet souvent de gagner du temps.

Souvent, les opérations de dépannage sont de courtes durées mais peuvent être nombreuses. De ce fait, les services de maintenance soucieux d'abaisser leurs dépenses tentent d'organiser les actions de dépannage. Certains indicateurs de maintenance (pour en mesurer son efficacité) prennent en compte le problème du dépannage.



Ainsi, le dépannage peut être appliqué par exemple sur des équipements fonctionnant en continu dont les impératifs de production interdisent toute visite ou intervention à l'arrêt.

B) La réparation :

Actions physiques exécutées pour rétablir la fonction requise de la machine en panne.

L'application de la réparation peut être décidée soit immédiatement à la suite d'un incident ou d'une défaillance, soit après un dépannage, soit après une visite de maintenance préventive conditionnelle ou systématique.

Remarque : la réparation correspond à une action définitive. L'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquelles il a été conçu. Tous les équipements sont concernés.

IV-3.2 Les opérations de maintenance préventive :

A) Les inspections : contrôles de conformité réalisés en mesurant, observant, testant ou calibrant les caractéristiques significatives de la machine. En général, l'inspection peut être réalisée avant, pendant ou après d'autres activités de maintenance.

B) Visites : opérations de surveillance qui, dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité déterminée. Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies préalablement qui peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel. Une visite peut entraîner une action de maintenance corrective.

C) Contrôles : vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement. Le contrôle peut :

- Comporter une activité d'information
- Inclure une décision : acceptation, rejet, ajournement
- Déboucher comme les visites sur des opérations de maintenance corrective

Les opérations de surveillance (contrôles, visites, inspections) sont nécessaires pour maîtriser l'évolution de l'état réel de la machine. Elles sont effectuées de manière continue ou à des intervalles prédéterminés ou non, calculés sur le temps ou le nombre d'unités d'usage. [2]

IV-3.3 Autres opérations :

A) Révision :

Ensemble des actions d'exams, de contrôles et des interventions effectuées en vue d'assurer le bien contre toute défaillance majeure ou critique, pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usage donné.

Il faut distinguer suivant l'étendue des opérations à effectuer les révisions partielles et les révisions générales. Dans les 2 cas, cette opération nécessite la dépose de différents sous-ensembles.



Le terme révision ne doit en aucun cas être confondu avec les termes visites, contrôles, inspections.

B) Les échanges standards :

Reprise d'une pièce ou d'un organe ou d'un sous-ensemble usagé, et vente au même client d'une pièce ou d'un organe ou d'un sous-ensemble identique, neuf ou remis en état conformément aux spécification du constructeur, moyennement le paiement d'une soulte dont le montant est déterminé d'après le coût de remise en état.

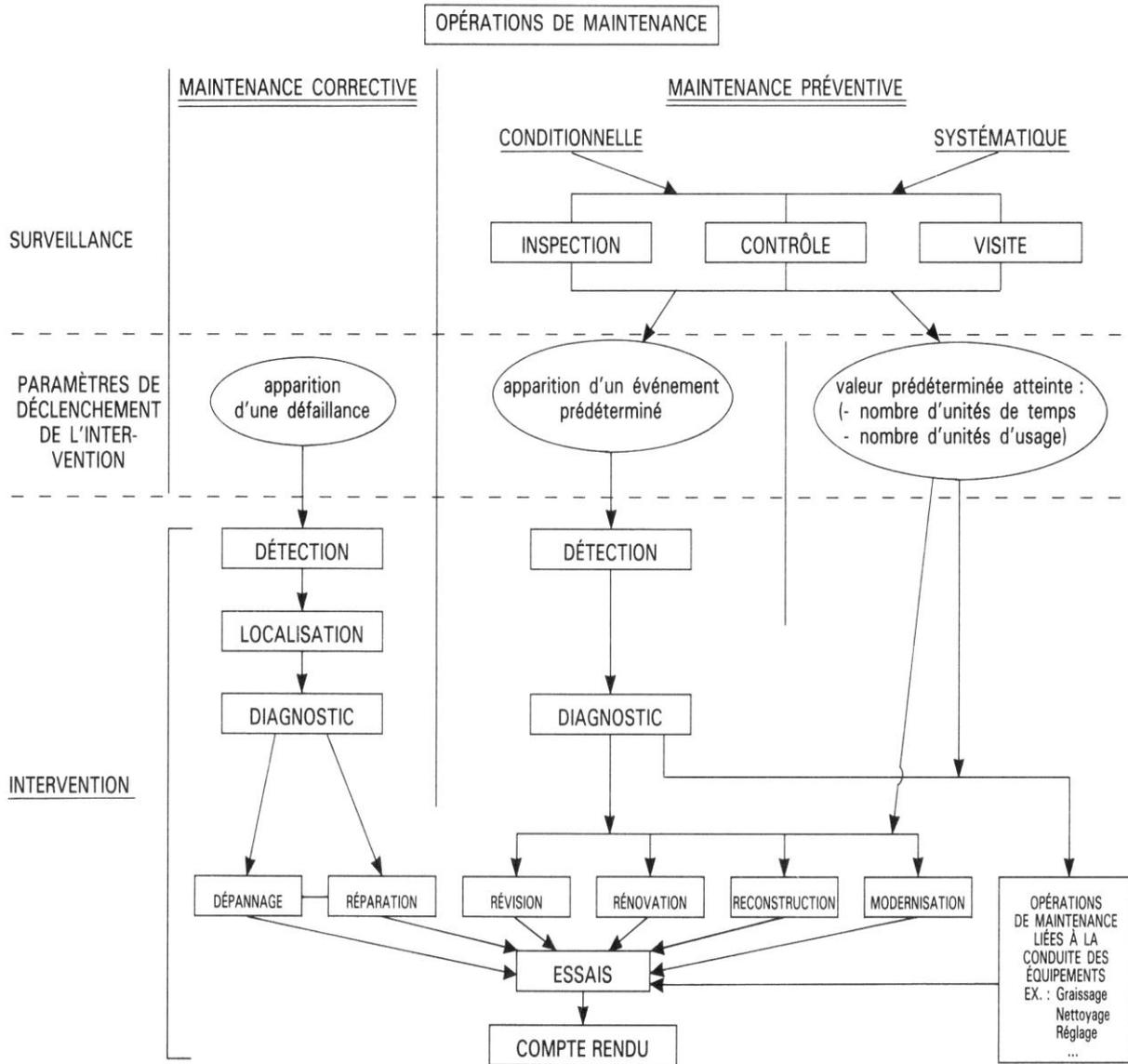
Soulte : somme d'argent qui, dans un échange ou dans un partage, compense l'inégalité de valeur des lits ou des biens échangés.

IV-4 ECHELONS DE MAINTENANCE :

L'échelon de maintenance spécifie l'endroit où les interventions sont effectuées. On définit généralement 3 échelons qui sont :

- la **maintenance sur site** : l'intervention est directement réalisée sur le matériel en place ;
- la **maintenance en atelier** : le matériel à réparer est transporté dans un endroit, sur site, approprié à l'intervention ;
- la **maintenance chez le constructeur** ou une **société spécialisée** : le matériel est alors transporté pour que soient effectuées les opérations nécessitant des moyens spécifiques.

En résumé nous pouvons présenter les opérations de maintenance suivant le diagramme suivant :



IV-2 DIAGRAMME DES OPERATIONS DE MAINTENANCE



IV-5 PHILOSOPHIE D'ENTRETIEN NUOVO PIGNONE :

IV-5.1 CRITERES D'ENTRETIEN

Les coûts d'entretien et la disponibilité de l'équipement sont deux des paramètres les plus importants pour la productivité et le profit d'une Installation de production.

L'influence de la turbine à gaz sur les paramètres ci-dessus est très importante et c'est pourquoi il est nécessaire d'émettre un programme d'entretien basé sur les points de référence suivants:

- Caractéristiques spécifiques et priorités de l'installation de production
- Compétence professionnelle moyenne du personnel
- Recommandations d'entretien de Nuovo Pignone, basées sur:
 - La fréquence et le type des inspections programmées
 - Planification des pièces de rechange
 - Commande de l'exploitation de la turbine à gaz et des facteurs qui influencent la durée de vie.

Les caractéristiques et les priorités de la production de l'installation varient en fonction des caractéristiques du processus de l'installation. Un compromis entre l'entretien de la turbine à gaz et les nécessités de la production devrait être analysé séparément en chaque cas. [1]

IV-5.2 MAINTENANCE PROGRAMMEE DE LA TURBINE :

IV-5.2.1 INSPECTIONS D'ENTRETIEN

- inspections en état d'attente
- inspections en état de fonctionnement
- inspections au démontage.
- planification des pièces de rechange
- temps nécessaire pour l'inspection

A) INSPECTIONS EN ETAT D'ATTENTE

Elles sont nécessaires lorsque le moteur n'est pas en état de fonctionnement. Pendant cette période, les points suivants devraient être vérifiés :

- ✓ les composants du système d'huile lubrifiante.
- ✓ les composants du système de combustible
- ✓ le système d'aspiration et les filtres
- ✓ les configurations de l'instrumentation et les réparations/substitutions
- ✓ l'état de la batterie de secours
- ✓ niveaux des fluides (huile, eau etc.)
- ✓ d'autres équipements auxiliaires en général
- ✓ inspection à l'endoscope de toutes les pièces internes



En cas d'une période d'attente longue, il faut effectuer des tentatives périodiques de mise en marche pour s'assurer que l'unité peut démarrer sans problèmes quand c'est requis.

B) INSPECTIONS EN ETAT DE FONCTIONNEMENT :

Les inspections en marche sont effectuées pendant la mise en marche et pendant le fonctionnement de l'unité. Cette inspection indique l'état général de l'unité turbine à gaz et de son équipement associé.

Les enregistrements des données et des paramètres de fonctionnement obtenus peuvent être utilisés pour planifier l'entretien ultérieur de l'unité.

Pendant le fonctionnement de l'unité, l'enregistrement des paramètres de fonctionnement les plus importants donnera une bonne tendance du fonctionnement de l'unité.

Ceci aidera dans les possibles activités de dépannage futures.

Le tableau suivant présente une liste de vérification typique des paramètres les plus importants enregistrés de la turbine à gaz. En plus, les systèmes panneau de commande comprennent les logiciels nécessaires pour enregistrer l'histoire de certains paramètres essentiels de la turbine à gaz. [1]

Paramètre	Unité
Vitesse	RPM
Charge	KW
N° des mises en marche	
N° des heures de fonctionnement	
Pression ambiante	mbar
Températures	°C
Ambiante	°C
De refoulement du Compresseur axial	°C
De l'échappement turbine (moyenne)	°C
De l'échappement turbine (chaque thermocouple)	°C
Du collecteur d'huile lubrifiante	°C
Du réservoir d'huile lubrifiante	°C
Du refoulement de l'huile de lubrification pour les paliers	°C
Pressions	bar(g)
De refoulement du compresseur axial	bar(g)
Du débit pompe d'huile lubrifiante	bar(g)
Du débit pompe d'huile commune	bar(g)
Du collecteur d'huile lubrifiante	bar(g)
De l'eau de refroidissement	bar(g)
Du combustible	bar(g)
Des couches filtrantes	Δp (bar(g))
Vibrations	mm/sec - μm
Temps de mise en marche	Minutes
Temps de ralentissement	Minutes

TABLEAU IV-1 PARAMETRES TYPIQUES DE L'INSPECTION EN MARCHE



C) INSPECTIONS AU DEMONTAGE :

Elles sont définies comme:

- Inspections du système de combustion
- Inspections à L'Endoscope.
- Inspection majeure/remise à l'état

TYPE D'INSPECTION	COMBUSTIBLE	INTERVALLES D'INSPECTION
DE LA COMBUSTION	Gaz /Distillat	12,000 Heures (Note 1)
	Brut/Résiduel	6,000 Heures (Note 1)
A L'ENDOSCOPE (Note 2 & 4)	Gaz /Distillat	12,000 Heures
	Brut/Résiduel	6,000 Heures
MAJEURE (Note 3)	Gaz /Distillat	48,000 Heures
	Brut/Résiduel	24,000 Heures

TABLEAU IV-2 INTERVALLES D'INSPECTION

NOTES:

1. L'inspection de la combustion comprend des tuyères de combustible, des ensembles chemises et des tubes de raccordement. Les pièces de transition peuvent être inspectées au double des valeurs présentées.
2. Les intervalles d'inspection à l'endoscope sont applicables au compresseur et à la turbine, aussi et elles devraient être planifiées pour coïncider avec les inspections de la combustion.
3. Les intervalles entre les inspections majeures sont typiques mais ils devraient être réglés sur les résultats de l'inspection à l'endoscope.
4. Si une inspection à l'endoscope indique le besoin d'accéder la section turbine seulement, il faut parvenir l'inspection de la voie du gaz chaud.



C.1) Inspection de la combustion :

La zone d'inspection de la combustion est présentée dans la figure. Pendant cette inspection, l'état des composants suivants devrait être vérifié et toute réparation/substitution nécessaire doit être effectuée:

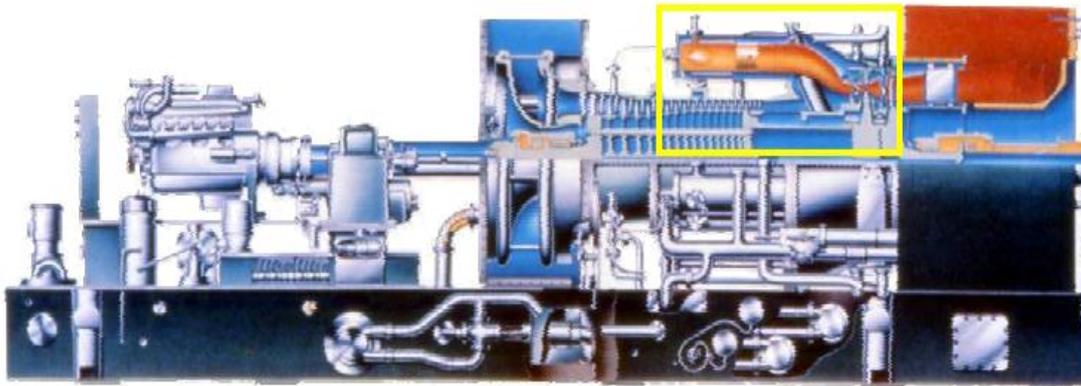


FIG. IV-1 INSPECTION DE LA COMBUSTION

Inspecter:

- les tuyères de combustible
- les composants de la chambre de combustion
- les pièces de transition
- les bougies d'allumage
- les détecteurs de flamme

L'inspection se fait par le démontage préalable de la tuyauterie de combustible en amont du système de combustion et les couvercles de la chambre de combustion, afin d'enlever les brûleurs.

L'inspection des injecteurs de combustible est nécessaire pour les nettoyer des dépôts de carbone résiduel de la combustion interne et réparer les fissures, ainsi que la chambre de combustion.

Normalement, l'inspection des fissures est effectuée en utilisant des colorants de pénétration pulvérisés sur les surfaces des composants.

Les détecteurs de flammes sont vérifiés pour éventuel endommagement électrique et dépôt de carbone sur la surface optique. [1]

Inspection des pièces de la voie du gaz chaud

La zone d'inspection des pièces de la voie du gaz chaud est présentée dans la figure. Pendant cette inspection l'état des composants suivants de la section de la turbine à gaz



devrait être exécuté et toute réparation/substitution nécessaire doit être effectuée au cas du fonctionnement au gaz naturel combustible ou au combustible distillat léger:

- Chemises de combustion
- Raccords de réduction

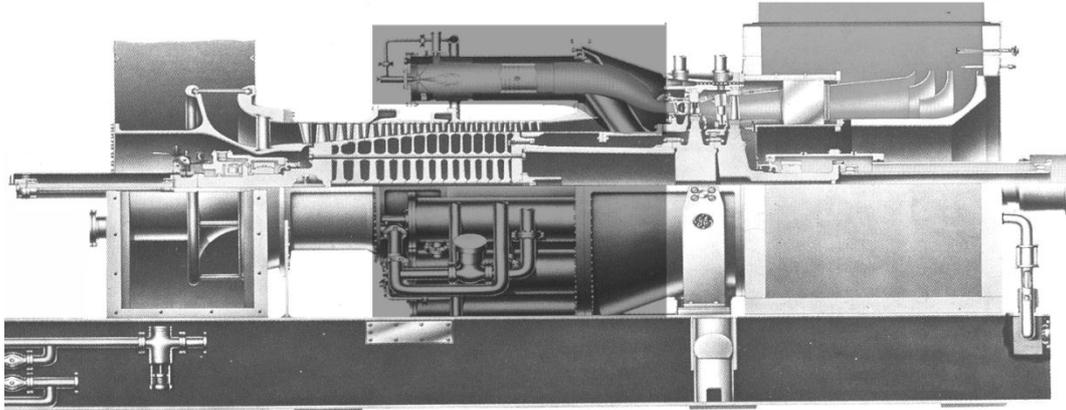


FIG. IV-2 INSPECTION DES PIÈCES DE LA VOIE DU GAZ CHAUD

En cas de combustibles pesants ou résiduels, les intervalles d'inspection de la voie du gaz chaud deviennent les mêmes que les intervalles d'inspection des chemises de combustion. Ceci est dû à la corrosion, oxydation et tension thermique plus sévères des pièces, résultant de la combustion de ces combustibles. [1]

Le tableau suivant détermine les pièces à inspecter, la nature des anomalies et la solution à prendre :

Composants	Inspecter pour découvrir	Action
Chemise de combustion	Corps étrangers	Réparation/Remplacement
Couvercle combustion	Usure normale	<u>Chambre de combustion</u>
Tuyères de combustible	Fissures	Fissures/Erosion/Usure/déformation ✓ Réparation par soudure/remplissage
Pièces de transition	Bouchonnement des trous De refroidissement	<u>Pièces de transition</u> Fissures/Erosion/Usure/déformation ✓ Réparation par soudure/remplissage
 Tubes de raccordement	Etat TBC	<u>Tuyères de combustible</u> Bouchonnement/Usure/Erosion ✓ Nettoyage/Remplacement
Valves de purge du combustible	Oxydation/Corrosion/Erosion	<u>Bougie d'allumage</u> Usure ✓ Nettoyage/Remplacement
Tuyauterie combustible	Température excessive locale	<u>Tuyauterie et soupapes combustible</u> Usure/Dépôt de charbon
Bougies d'allumage	Matériel manquant	✓ Nettoyage/Remplacement
Détecteur de flamme	Limites du jeu	

TBC : revêtement en barrière thermique = protection de la surface de la chambre de combustion et des pièces de transition

TABLEAU IV-3 INSPECTION DE LA COMBUSTION



C.2) Inspection à l'endoscope :

La turbine à gaz inclut des espaces dans les carters de la turbine et du compresseur également pour inspection visuelle de l'étage ou étages intermédiaires du compresseur, des aubes du premier et deuxième étage et partage des tuyères par l'intermédiaire de l'endoscope optique.

Ces espaces qui consistent dans des trous alignés radialement à travers le carter et les flasques internes stationnaires de la turbine, sont conçus pour permettre la pénétration d'un endoscope optique dans les régions de gaz ou de flux d'air d'une turbine qui n'est pas en marche. Les endoscopes optiques sont utilisés pour fournir une inspection visuelle des parties en rotation et statique sans enlever les carters supérieurs du compresseur et de la turbine.

Zones d'inspection :

Dans les mains d'un technicien qualifié, l'endoscope permet une inspection rapide des zones suivantes avec un temps d'indisponibilité, main d'œuvre et perte de production minimales:

1. Section Turbine
2. Compresseur à flux axial
3. Système de combustion

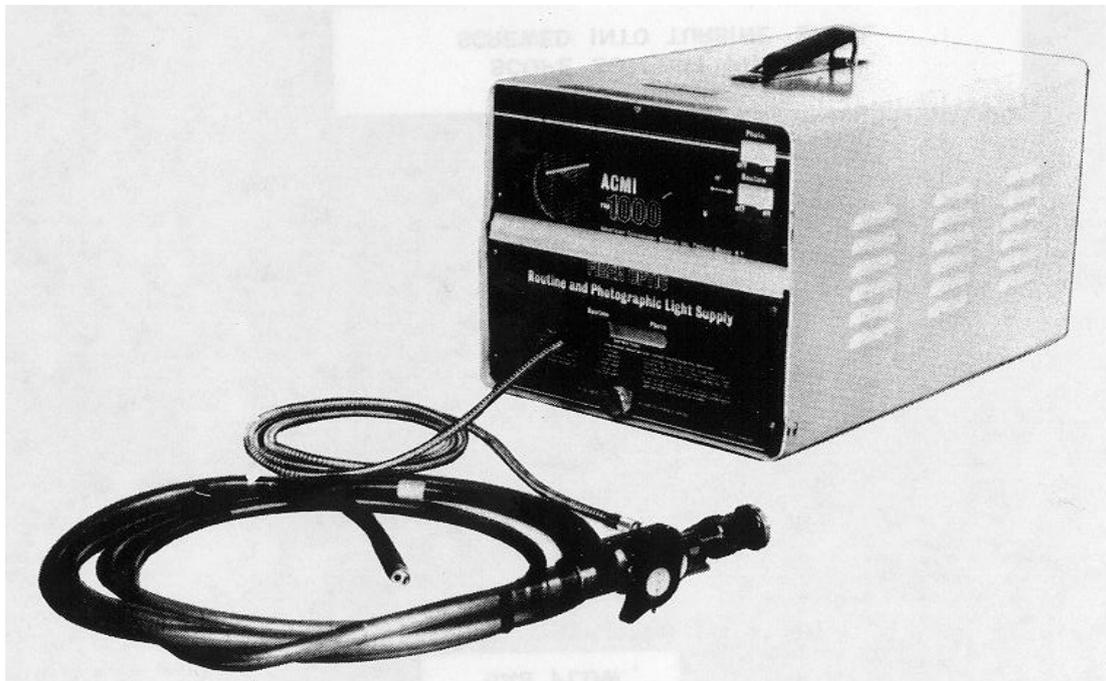


FIG IV-3 ENDOSCOPE FLEXIBLE



Le tableau suivant détermine les organes à inspecter et les anomalies probables qui doivent être impérativement vérifiés :

ZONE D'ACCES	INSPECTER POUR
<p>Pales du compresseur</p>	<p>Dommages par des corps étrangers Accumulation des impuretés Corrosion Erosion du bout Amincissement du bord de fuite Erosion de l'emplanture de pale du stator Jeu radial</p>
<p>Combustion (Chemise & raccord de réduction)</p>	<p>Accumulation du carbone Points chauds Fissuration Gonflage Usure Métal manquant ou TBC</p>
<p>Tuyères de la turbine</p>	<p>Dommages par des corps étrangers Corrosion Trous de refroidissement bloqués Fissures Cambrure du bord de fuite Erosion Brûlage</p>
<p>Aubes de la turbine</p>	<p>Dommages par des corps étrangers Corrosion Cloques Erosion Fissures Jeu radial Métal manquant</p>

TABLEAU IV-4 MS7001 – CRITERES D'INSPECTION



EMPLACEMENT DE L'ACCESS	ZONE D'INSPECTION	NOMBRE DES TROUS
Carter compresseur	Treizième étage Rotor & Stator	1
Carter turbine	Tuyère du premier étage Bord de fuite & Aube de premier étage Bord d'attaque	4
Carter turbine	Aube de premier étage Bord de fuite	1
Carter turbine	Tuyère du deuxième étage Bord de fuite & Aube de deuxième étage Bord d'attaque	4
Tuyères de combustible Trous de montage	Chemise, Raccord de réduction & Tuyère du bord d'attaque du premier étage	10

TABLEAU IV-5 EMPLACEMENT DES TROUS D'ACCES POUR L'ENDOSCOPE

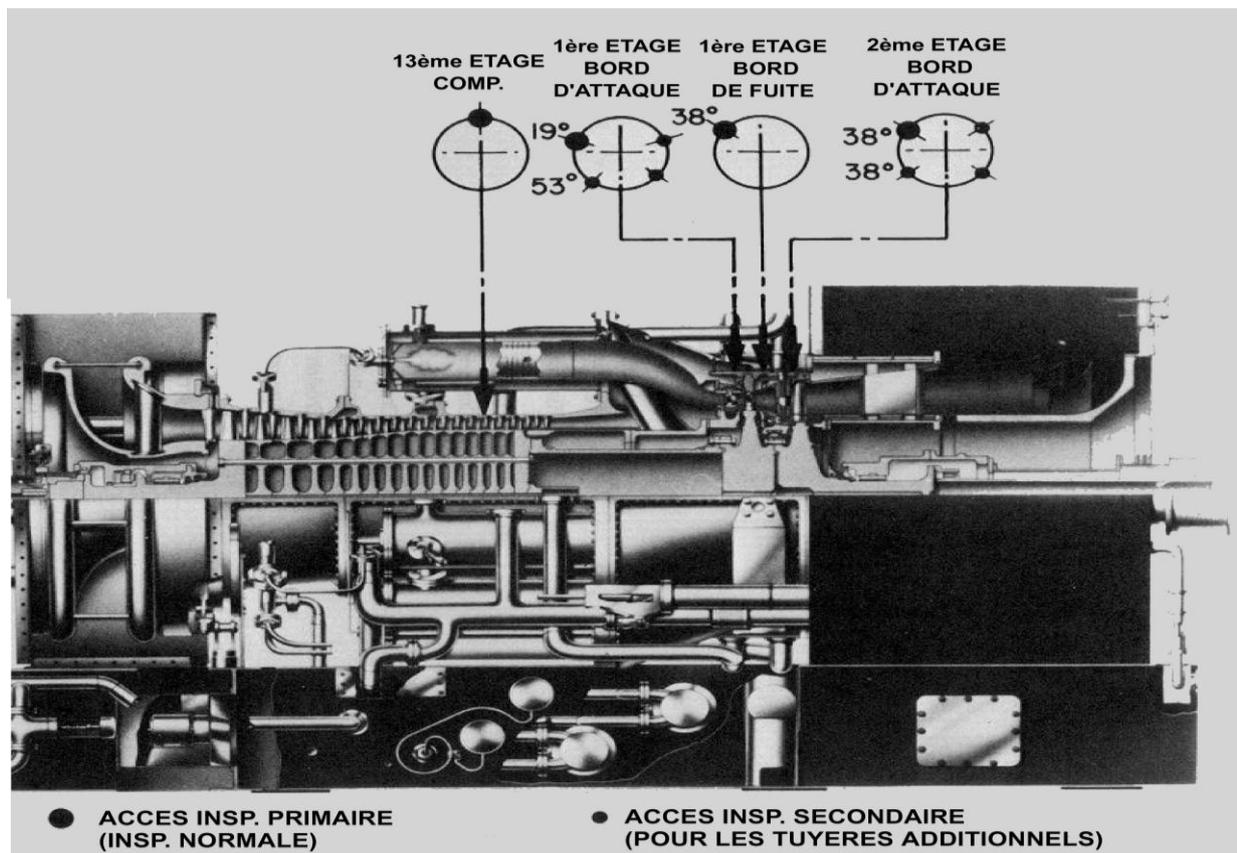


FIG.IV-4 EMPLACEMENT DES TROUS D'ACCES DE L'ENDOSCOPE



C.3) INSPECTION MAJEURE :

La zone d'inspection majeure/remise en état est présentée dans la figure Pendant cette inspection, l'état des composants suivants devrait être vérifié et toute réparation/substitution nécessaire dit être effectuée:

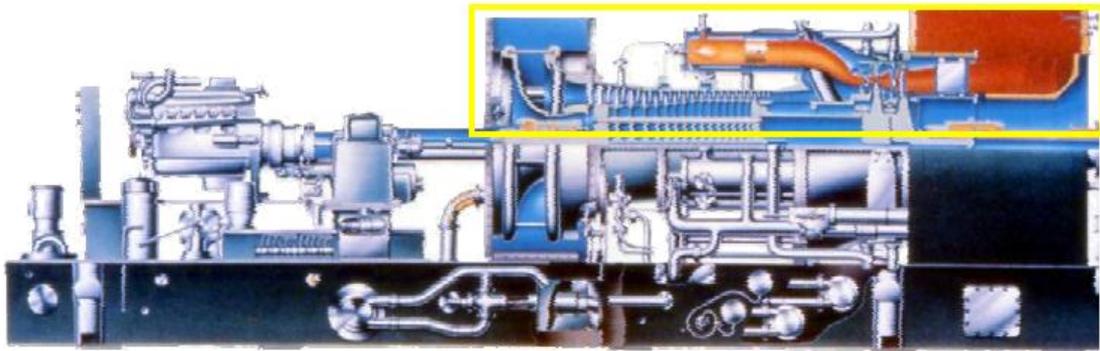


FIG.IV-5 INSPECTION MAJEURE

Le but de cette inspection majeure consiste dans la vérification complète de l'unité turbo, y compris les suivants:

- La combustion
- Les parties statoriques et de rotor du compresseur axial
- Système d'aspiration
- Système d'échappement
- Boîtes a engrenages
- Paliers et accouplements
- Equipement entraine
- D'autres équipements auxiliaires
- Les aubes statoriques de la section turbine (tuyères)
- Les aubes de rotor de la section turbine (aubes)
- Les segments statoriques de la section turbine (flasques)

Pour effectuer les inspections ci-dessus il est nécessaire d'ouvrir complètement le côté supérieur et d'enlever les rotors.

Pendant cette inspection c'est très important de vérifier l'état d'encrassement du compresseur axial, pour établir la planification future de lavage en ligne et hors ligne du compresseur axial pour optimiser le rendement de la turbine à gaz et les coûts d'exploitation. [1]

Le tableau suivant détermine les pièces à inspecter, la nature des anomalies et la solution à prendre :



Composants	Inspecter pour découvrir	Action
Combustion	Endommagement provoqué par un corps étrangers	<u>Aubes statoriques/ de rotor de la Turbine</u>
Tuyère et aubes	Usure anormale	Détérioration du revêtement
Flasques	Fissures	Frottement
Aubes de compresseur	Traces de fuites internes	Fissures
Disque de turbine	Oxydation/Corrosion/Erosion	Détérioration par ingestion de corps étrangers
Racines des aubes	Ferrures manquantes	Limite de durée de vie des fluages de roulement
Paliers lisses des arbres	Limites du jeu	✓ Réparation par soudure/remplissage/réusinage
Joint à labyrinthe		<u>Flasque de stator</u>
Système d'aspiration		Fissures/Erosion/Oxydation
Système d'échappement		✓ soudure/remplissage/réusinage
D'autre équipement auxiliaire		<u>Bougie d'allumage</u>
		Eraillures/Usure
		✓ Réparation par Remplacement
		<u>Aubes de compresseur</u>
		Corrosion
		Erosion
		Frottements
		Détérioration par ingestion de corps étrangers
		✓ Réparation/Remplacement

TABLEAU IV-6 INSPECTION MAJEURE

D) PLANNIFICATION DES PIÈCES DE RECHANGE

Pour obtenir une planification réussie d'entretien et des résultats économiques fonctionnels il est très important de prendre en considération le temps de démontage du système turbine à gaz nécessaire pour accomplir toutes les actions d'entretien.

A cause de ceci, une bonne planification des pièces de rechange réduira le temps d'attente de la période de séquence de désassemblage à la période de séquence de réassemblage, pendant laquelle l'installation est hors fonction. [1]

D.1) CRITERES DE DISPONIBILITE DES PIÈCES DE RECHANGE

La disponibilité des pièces de rechange peut être obtenue Par deux voies

- En commandant les pièces essentielles ensemble avec le bon de commande de l'équipement principal.
- En rédigeant un contrat réciproque d'assistance après vente entre client et marché de l'équipement d'origine qui comprenne la disponibilité des pièces de rechange à tout moment pendant la durée de vie utile de la turbine. Ce type de



contrats est variable de cas à cas et les coûts en sont différents, en fonction des services requis.

Le choix de la solution la plus convenable dépend des résultats du calcul de rentabilité de l'installation, résultats qui devraient comprendre les paramètres suivants :

- La perte journalière de profit en cas d'unité turbo hors fonction.
- Expérience à retour d'informations des installations similaires.
- Heures totales de fonctionnement du même modèle de la turbine à gaz.
- La disponibilité des pièces de rechange et son pourcentage moyen de fiabilité pour le modèle turbine à gaz installé.

D.2) TEMPS NECESSAIRE POUR L'INSPECTION

Type d'inspection	Equipes travaillant 8 heures chacune
Combustion	15 heures
Voie du gaz chaud	20 heures
Majeure	40 heures

PRESSUPOSITION

- Pas de temps de réparation-remplacement seulement.
- Toutes parties disponibles.
- Tous outils nécessaires disponibles.
- Equipe avec des compétences professionnelles moyennes.
- Bride à bride turbine seulement.
- L'inspection a été planifiée à l'avance.

Conclusion générale

L'objectif principal souhaité par SONATRACH, est de baisser le taux de l'autoconsommation de cette usine afin de diminuer le prix du GNL. Pour cette raison, une usine telle que GL2K utilise une autonomie d'alimentation en électricité, qui la rend indépendante. Cette autonomie est disponible grâce à cinq (05) turbos – générateurs. En plus, tous les entraînements des compresseurs sont assurés par des turbines à gaz.

Le choix de ce projet m'a permis de me familiariser avec les turbines à gaz, grâce à l'étude détaillée de la partie descriptive ainsi que celle du principe de fonctionnement des turbines à gaz.

La recherche des performances optimales de fonctionnement des turbines à gaz a été menée par un calcul thermodynamique dont les principales déductions se résument à :

- l'évolution du rendement de la TAG en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution du travail de compression en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution du travail utile en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution de la quantité de chaleur en fonction de la température ambiante ;
- l'évolution du travail de détente de la turbine en fonction de la température ambiante.

On remarque que les valeurs du rendement, du travail utile, de la quantité de chaleur et du travail de détente de la turbine diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.

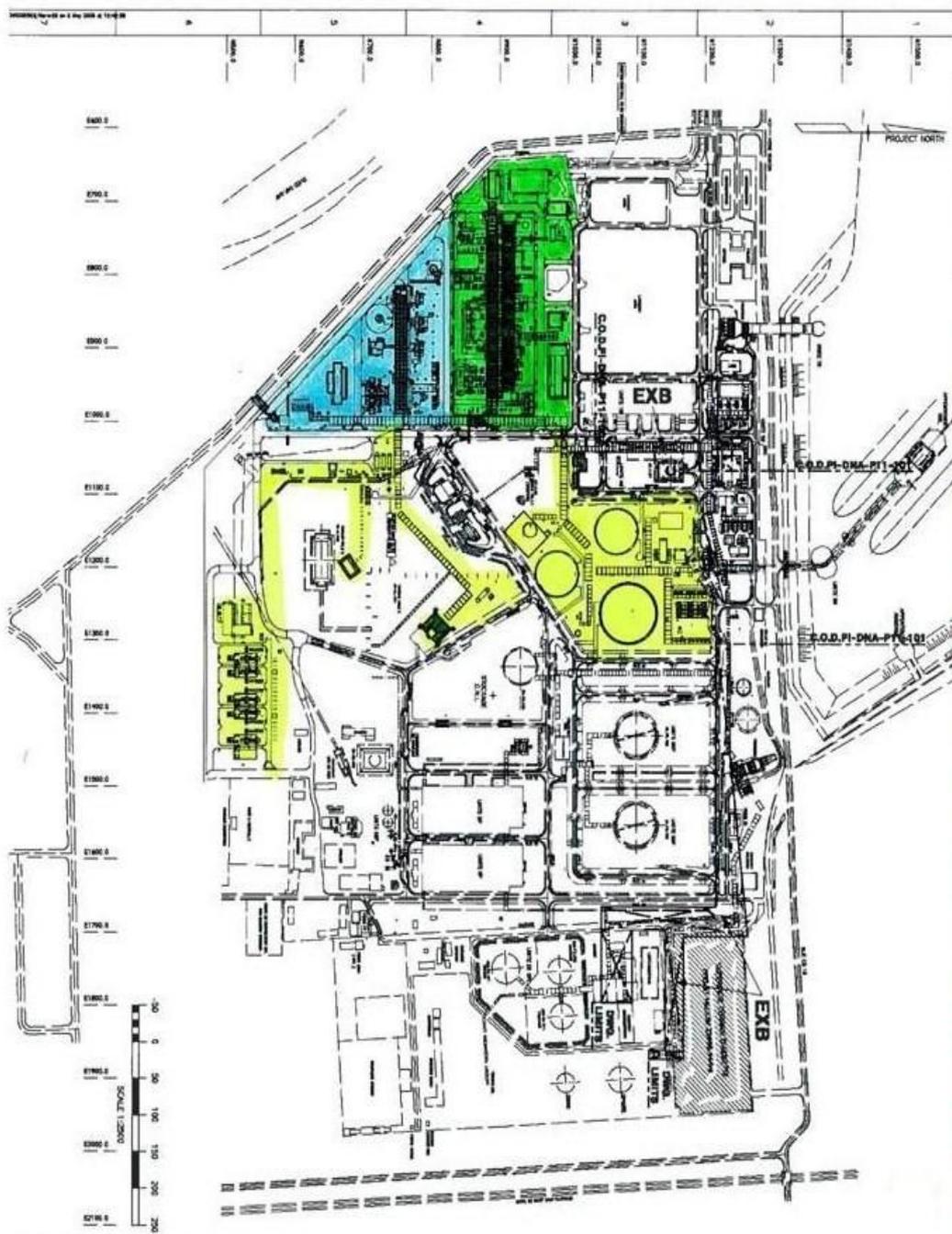
Et comme, savoir maintenir la machine en bon état de fonctionnement représente une importance primordiale dans la chaîne de production de l'usine, l'aspect maintenance des turbines à gaz a été également examiné lors de ce projet. Les différentes inspections :

- d'entretien ;
- la maintenance programmée de la turbine ;
- l'inspection de la combustion ;
- l'inspection majeure ;

Ont été étudiées et listées conformément aux instructions des constructeurs de la turbine à gaz MS7001AE.



IMPLANTATION DU NOUVEAU TRAIN DE GNL



- OVERALL PLANT**
 AA - OFFSHORE - PLATFORM
- OVERALL OFFSITE**
 OA - OFFSHORE - OFFSITE
 OB - OFFSHORE - UNDERGROUND OFFSITE OVERALL
 OC - OFFSHORE - OFFSITE
 OD - OFFSHORE - OFFSITE FOR MOCHA AND BAYBARR - OFFSITE

- WATER GROUPS (OFFSITE ONLY)**
 W1 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W2 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W3 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W4 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W5 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W6 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W7 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W8 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W9 - OFFSHORE OFFSITE ONLY
 W10 - OFFSHORE OFFSITE ONLY

- FRACTIONATION
- LNG TRAIN
- OFFSITES
- REVAMP

REFERENCE DOCUMENTS

NO	DESCRIPTION	DATE
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10

KBR

SONATRACH

New LNG Train Shipment Project

Projet Nouveau Train de GNL de Shipment

WBS PROJECT PLAN
 OVERALL PLANT/OVERALL OFFSITE
 PLANT/OFFSITE WBS
 PLAN GENERAL

6404 PI-AAA-P11-101 0

Annexe 1

GARANTIES DE PERFORMANCE

Annexe 2

TI/AN	GNL	Ethane	Propane	Butane	Gazoline	Charge He (Nm3/An)
Avec extraction	4 500 000	164 700	207 600	171 400	108 700	163 100 000
Sans extraction	4 567 000				98 000	147 800 000

Base : 330 j/an
Temp ext : 24 °C

Autoconsommation: 10.8% quelquesoit le Cas de marche

Qualité des produits :

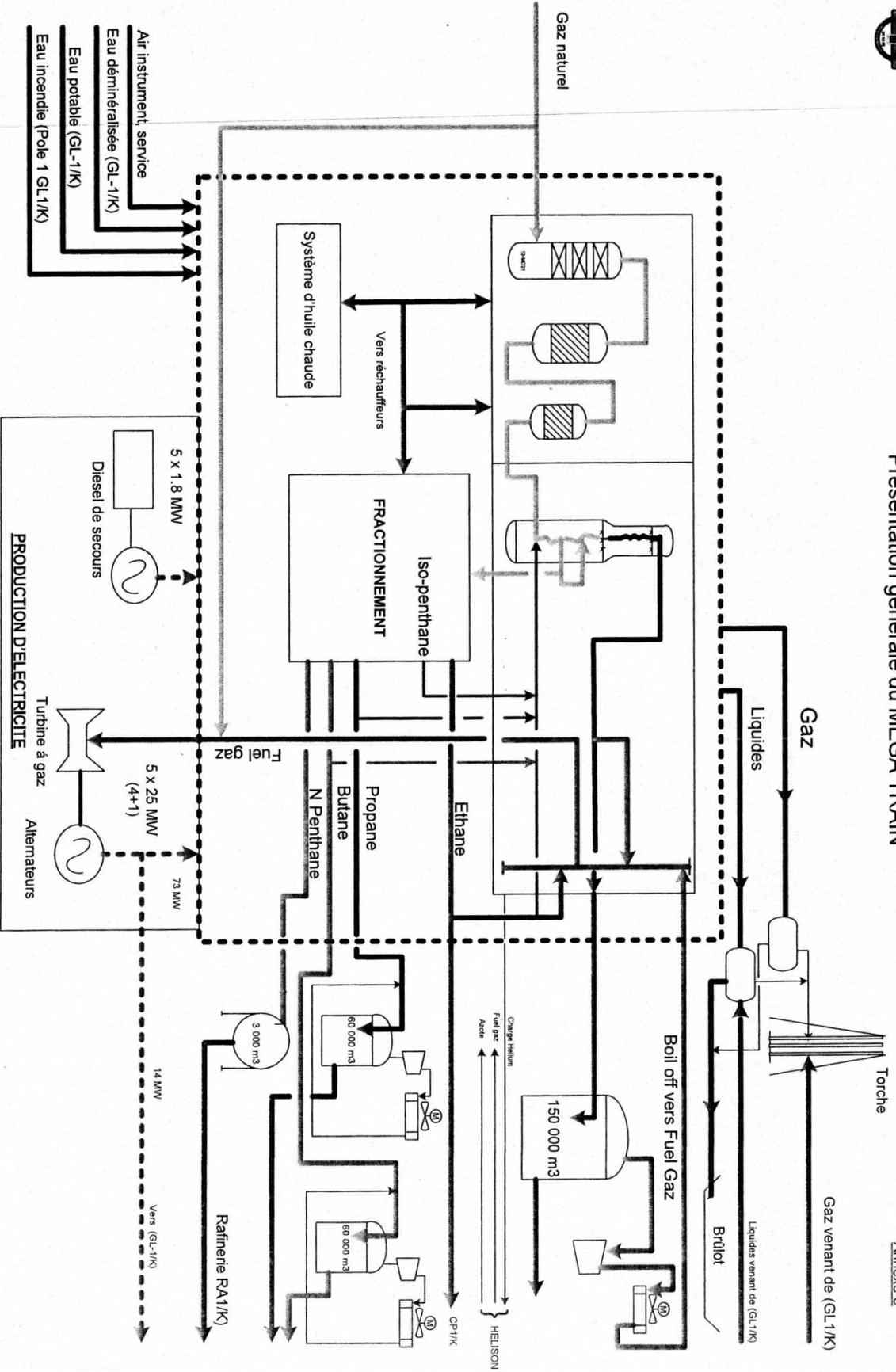
% Molaire	GNL		Ethane		Propane		Butane		Gazoline	Helium	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
He											
N2											
C1	85.65	96.60	0.00	1.46						7.886	8.5
C2	3.20	8.50	97.11	100.00	C2 -	0.0	2.5			32.06	46.2
C3	0.00	3.00	0.00	1.43	C3	95.0	100.0			46.2	59.9
lc4	0.00	0.52			C4 +	0.0	2.5			0.0	0.01
Nc4	0.00	0.70									
C5+	0.00	0.23									
N2	0.20	1.40			TVR (37.8°)		14.60			0.77 ba	max
PCS (kcal/Nm3)	9.64	10.65			Volatilité à 95%		0.00				
					Teneur en S		-38.3 °C				
					Pass N° 1 Copper Strip						

Pression (bar g)
Température (° C)



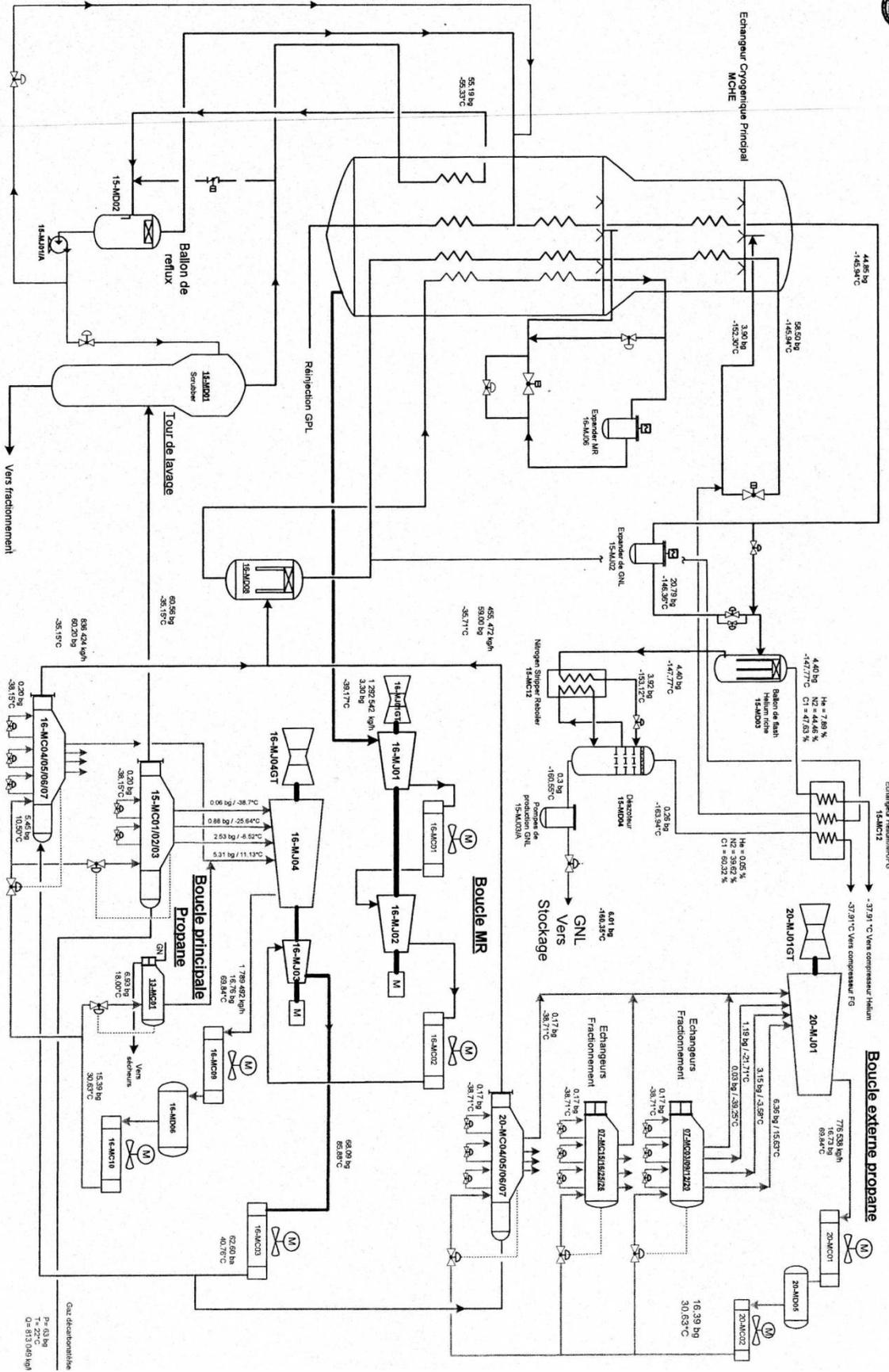
Présentation générale du MEGA TRAIN

Annexe 3



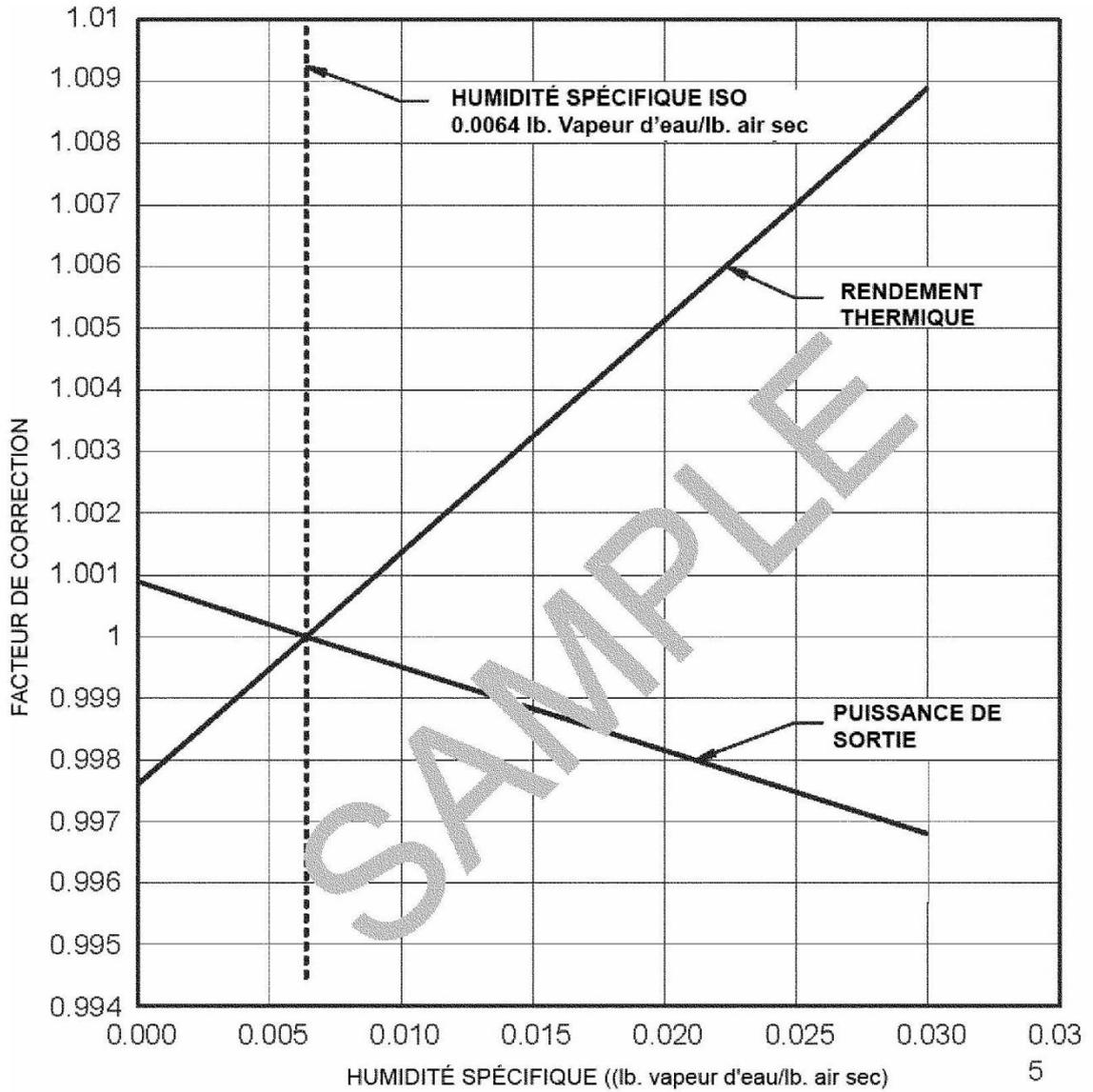


PRINCIPE DE PROCEDE DE LIQUEFACTION APCI



Gaz de carbonatisme
P = 0.3 bar
T = 20°C
Q = 813.046 kg/h

**CORRECTIONS DE LA PUISSANCE DE SORTIE ET DU RENDEMENT THERMIQUE
 POUR LES CONDITIONS D'HUMIDITÉ SPÉCIFIQUE NON-ISO
 Pour le fonctionnement à la charge de base sur la courbe de contrôle
 de la température d'échappement**



10/10/89
 DA JAQUEWAY

498HA697
 REV B

FACTEUR DE CORRECTION DE L'ALTITUDE DE LA TURBINE À GAZ DE GENERAL ELECTRIC

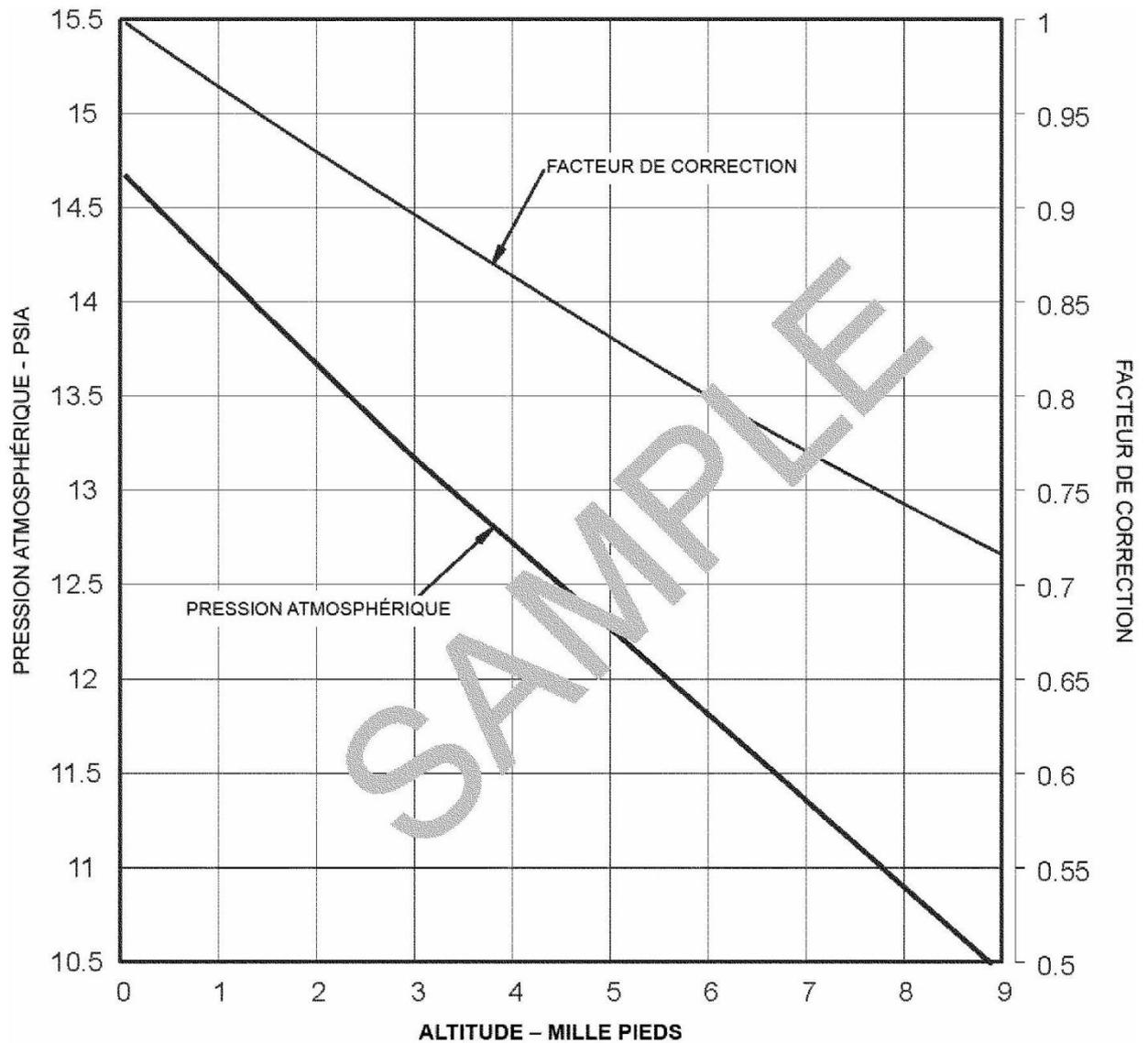
ALTITUDE / PRESSION ATMOSPHERIQUE

ET

ALTITUDE / FACTEUR DE CORRECTION POUR LA PUISSANCE DE SORTIE ET
LA CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE DE LA TURBINE À GAZ

REMARQUES:

1. Le rendement thermique et l'efficacité thermique ne sont pas influencés par l'altitude.
2. Facteur de correction = $P(\text{atm})/14.7$

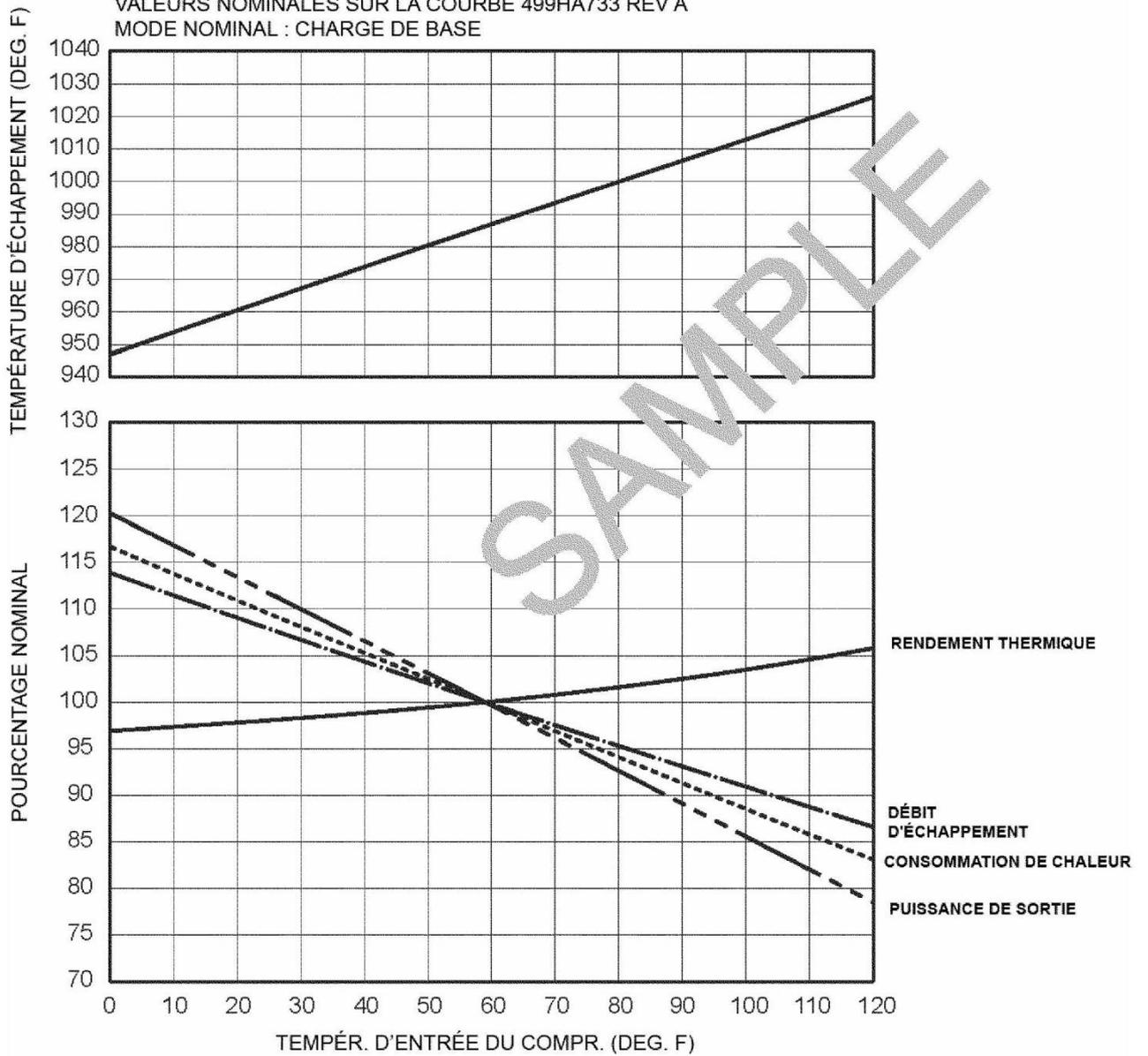


4/24/90
F.J. BROOKS

416HA662
REV A

**Effet de la Temperature d'Admission du Compresseur
sur la Puissance de Sortie, sur la Consommation de Chaleur, sur le Debit d'Echappement
et sur la Temperature d'Echappement à Vitesse 100%**

COMBUSTIBLE : GAZ NATUREL ET FUEL DISTILLÉ
VALEURS NOMINALES SUR LA COURBE 499HA733 REV A
MODE NOMINAL : CHARGE DE BASE



DATE 10/17/89
DA JAQUEWAY

499HA734
REV A

Introduction sur le programmer EES :

EES (prononcé ISE) est l'abréviation de Engineering Equation Solver ou Solveur d'équations pour l'ingénierie.

EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes.

EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité.

EES fonctionne à la fois sur des plates-formes PC Compatible ou APPLE Macintosh.

La version de EES développée pour les systèmes d'exploitation Windows 3.1, 95, et NT.

Il existe deux différences majeures entre EES et un solveur "classique" d'équations. Tout d'abord, EES identifie automatiquement et groupe des équations qui doivent être simultanément résolues.

Cette caractéristique simplifie le procédé pour l'utilisateur et assure que le logiciel opérera toujours avec une efficacité optimale. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables "vapeur" sont implémentées tel que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. De même, cette fonctionnalité est fournie pour la plupart des réfrigérants (y compris une partie de nouveaux mélanges), l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables d'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques ainsi que la table de JANAF applicable pour un grand nombre de gaz.

Enfin, des propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances

PROGRAMME DE CALCUL (EES) :

```
eta_c=0,87
eta_t=0,87
eta_m=0,98
k=1,4
cp=1,005
m_dot=2,79
"pts1"
"T1=ConvertTEMP(C;K;26,43)"
P1=1,013*Convert(Bar;Kpa)
h1=Enthalpy(Air;T=T1-273,15)
```

```
"pts2 T2 sortie de compresseur"
P2=10,17*Convert(Bar;Kpa)
Ts2=T1*(P2/P1)^((k-1)/k)
T2=((Ts2-T1)/eta_c)+T1
h2=Enthalpy(Air;T=T2-273,15)
```

```
"travail de compresseur"
w_c=cp*(T2-T1)/eta_m
```

```
"pts3 la pression P3"
delatP=0,24*Convert(Bar;Kpa)
T3=ConvertTEMP(C;K;1200)
P3=(P2-delatP) *Convert(Kpa;Bar)"
h3=Enthalpy(Air;T=T3-273,15)
```

```
"quantité de chaleur Qin"
cp_1=Cp(Air;T=(T3-T2)-237,15)
"cp_1=1,13"
Qin=cp_1*(T3-T2)/0,9
```

```

eta_c=0,87
eta_t=0,87
eta_m=0,98
k=1,4
cp=1,005
m_dot=2,79
"pts1"
T1=ConvertTEMP(C;K;26,43)
P1=1,013*Convert(Bar,Kpa)
h1=Enthalpy(Air;T=T1-273,15)

"pts2 T2 sortie de compresseur"
P2=10,17*Convert(Bar;Kpa)
Ts2=T1*(P2/P1)^((k-1)/k)
T2=((Ts2-T1)/eta_c)+T1
h2=Enthalpy(Air;T=T2-273,15)

"travail de compresseur"
w_c=cp*(T2-T1)/eta_m

"pts3 la pression P3"
delatP=0,24*Convert(Bar;Kpa)
T3=ConvertTEMP(C;K;1200)
P3=(P2-delatP) ""Convert(Kpa;Bar)"
h3=Enthalpy(Air;T=T3-273,15)

"quantité de chaleur Qin"
cp_1=cp(Air;T=(T3-T2)-237,15)
"cp_1=1,13"
Qin=cp_1*(T3-T2)/0,9

"pts4"
k1=1,4
P4=P1
Ts4=T3*(P4/P3)^((k1-1)/k1)
T4=T3-(eta_t*(T3-Ts4))

h4=Enthalpy(Air;T=T4-273,15)

"travail de la turbine wt"
w_t=cp_1*(T3-T4)*eta_m
"travail utile wu"
w_u=w_t-w_c

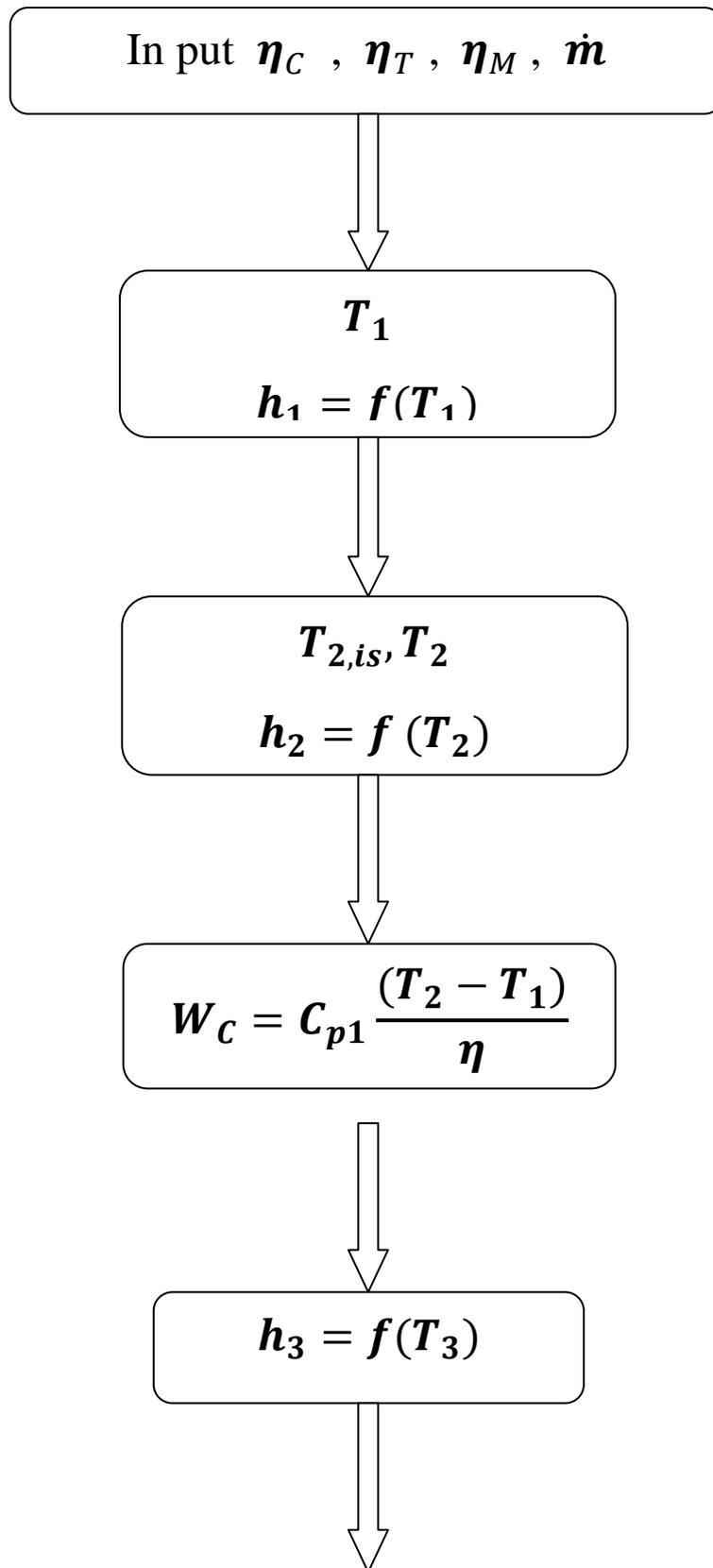
"le rendement "
eta=(w_u/Qin)*100

```

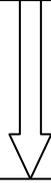
Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

cp = 1,005	cp_1 = 1,201 [kJ/kg-K]	delatP = 24 [Kpa]	$\eta_c = 36,56$	$\eta_t = 0,87$
$\eta_m = 0,98$	$\eta_t = 0,87$	h1 = -470,6 [kJ/kg]	h2 = 89,64 [kJ/kg]	h3 = 1803 [kJ/kg]
h4 = 887,4 [kJ/kg]	k = 1,4	k1 = 1,4	$\dot{m} = 2,79$	P1 = 101,3 [Kpa]
P2 = 1017 [Kpa]	P3 = 993	P4 = 101,3 [Kpa]	Qin = 1841	T1 = 45
T2 = 93,25	T3 = 1473	T4 = 859,1	Ts2 = 86,98	Ts4 = 767,4
w_c = 49,48	w_t = 722,7	w_u = 673,3		

L'organigramme du programmer EES :

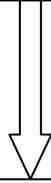


$$Q_{in} = C_{p2} \frac{(T_3 - T_2)}{\eta_m}$$

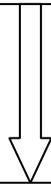


$$T_{4,is}, T_4$$

$$W_T = C_{p2}(T_4 - T_3)$$



$$W_u = W_T - W_C$$



$$\eta = \left(\frac{W_u}{Q_{in}} \right) * 100$$

Références bibliographiques

[1] Manuel opératoire du complexe GL1K Skikda

[2] Documentation du constructeur Italien Nuovo Pignone

(Manuel of Gas turbine MS7001).

[3] François Monchy : LA FONCTION DE LA MAINTENANCE, Editions Dunod 2015

[4] Wikipedia : Bibliothèque électronique.

[5] Document KBR (KELLOGG BROWN & ROOT International).

[6] Mémoire de fin d'études Master : Etude comparative entre deux procédés de liquéfaction du gaz (PRICO et APCI), Université Kasdi Merbah Ouargla (Juin 2013).

[7] Mémoire de fin d'études Master : Etude et rénovation de la turbine à gaz MS5002C de HASSI R'MEL 1, Université Abou Bakr Bellkaid Tlemcen (Juin 2014).

[8] Rapport du projet de fin d'étude partiellement présenté pour l'accomplissement de l'exigence de degré « d'Ingénieur Spécialisé en Mécanique » : Type, description et fonctionnement des turbines à gaz GNL2K, IAP Sonatrach 2010.