

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougarra Boumerdes

Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département

Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de Master

Filière : Génie mécanique

Option : Transport et Distribution des Hydrocarbures

Thème

*Influence de la surconsommation en combustible de TAG due à la
perte de charge au filtre d'air et l'élévation de la température
ambiante.*

Réalisé par :

FAGHI Soufiane

DRAIFIA Mohammed

Soutenu publiquement le ... /... /....

Devant le jury :

Président de jury:

Encadreur: REZOUG.M.

Co-Encadreur:

Examineurs:

Année universitaire 2015/2016

REMERCIEMENT

Nous remercions DIEU qui nous a donné la force et la patience pour terminer ce travail. Nous remercions également nos parents.

Nous tenons à remercier notre promoteur Mr M. REZOUG pour son soutien et son suivi du sujet auquel il a accordé une très grande importance, ainsi que tout les enseignants à l'Université M'hamed Bouguera Boumerdes et spécialement les enseignants de département Transport et Distribution des Hydrocarbures.

Nous tenons à remercier sincèrement Mrs les membres de jury d'avoir accepté de juger notre modeste travail.

Nous tenons à remercier aussi tout le personnel de la centrale thermique de l'El HAMMA de nous avoir aidé chacun à son niveau pour la réalisation de ce mémoire, et surtout notre encadreur Mr R. GHACHI.

Enfin, notre reconnaissance va également à tous nos amis et à tous ceux et celles de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.



DEDICACE

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma très chère Mère et à mon cher Père, en témoignage et en gratitude de leurs dévouement, de leurs soutien permanent durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconfort moral, eux qui ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affectations sans limite.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance :

A mes chers Frères et mes Chères Sœurs,

A toute ma famille.

A toute la promotion sth2011.

A mes Voisins et à mes Amis (es) surtout ceux qui ont supporté mes sauts d'humeur.

A mon binôme et toute sa famille.

A ceux qui ont cru en moi,

A ceux qui croient en moi,

Et à ceux qui croiront toujours en moi.

A vous tous un grand merci.

sofian



DEDICACE



*Il est bien trop modeste comme travail
mais c'est le fruit de tant d'effort tout au long
de ce semestre, je le dédie :*

*Tout d'abord à mes très chères parents : qui m'ont
beaucoup aidé et encouragée pour que je puisse
mener mes études .*

À ma grand-mère

À mon frère: BACHIR,

À mes sœurs adorées (SAMIRA, NADJETE et RAFIKA) et leurs conjoints

À mes oncles surtout "CHAABANE" ET "RABABE"

À ma toute ma famille.

À les personnes les plus chers, j'ai des sentiments

M. SOUHAIB, RAMZY, MONIR, A et KHALED.

À mes amis d'étude et hors d'étude.

*À tous mes amie (s) et je les remercie tous pour leurs
Soutiens surtout TRANSPORT .*

À mon binôme FAGHI SOUFIANE et sa famille.

À toute la prômo 2011 surtout les mécanicien.

**DRAIFIA
MOHAMMED.**

Sommaire

Sommaire

Introduction générale.....1

Chapitre 1 Présentation de l'entreprise et description de la centrale

- Introduction.....3
- I.1.Présentation de la société SONELGAZ.....3
 - I.1.1 Historique de l'entreprise.....3
 - I.1.2 SONELGAZ Production Electricité (SPE).....4
- I.2. Présentation de la nouvelle centrale du Hamma II.....4
 - I.2.1. Situation et Description générale de l'unité.....5
- I.3. Les caractéristiques générales de la centrale Hamma II.....6
 - I.3.1: Le bâtiment administratif.....6
- I.4.Les différents équipements de la centrale.....7
 - I.4.1. Le système de commande.....8
 - I.4.2Turbine à gaz de modèle V94.3A.....8
 - I.4.3.Turboalternateur.....9
 - I.4.4. L'alternateur.....9
 - I.4.5. Le transformateur principal.....11

Chapitre 2 Généralité sur les turbomachines

- II-1) Définition.....12
- II-2) Classification des turbomachines.....12
 - II-2-1) Selon le sens de l'échange d'énergie.....12
 - II-2-2) Selon la nature du fluide véhiculé et sa compressibilité.....13
 - II-2-3) Tableau récapitulatif.....13
 - II-2-4) Principaux organes constitutifs des turbomachines.....14
- II-3) Fonctionnement.....16
 - II3-1) Machines monocellulaires.....16
 - II3-2) Machines multicellulaires.....16
- II-4) Caractères distinctifs des turbomachines.....17
- II-5) La nature de l'énergie échangée par le fluide dans le rotor.....18
- II-6) Degré de réaction.....18
- II-7) Relation d'Euler.....18
 - II-7-1) Fluide incompressible.....18
 - II-7-2) Fluide compressible.....21

Chapitre 3 comparaisons entre TAV et TAG

- III- La Turbine A Gaz.....23

- III-1.Généralités.....23
 - III-1-1. Rappel Historique.....23
 - III-1-2.Description D'une Turbine A Gaz.....23
 - III-1-3. Différents Organes D'une Turbine A Gaz.....24
 - III-1-4. Principe De Fonctionnement.....25
 - III-1-5. Différente Types Des Turbines A Gaz.....26
 - A / Turbines À Gaz Dérivées De L'aviation.....26
 - B / Turbine A Gaz Industrielle.....27
 - C / Turbine Mono Arbre.....28
 - D / Turbine Bi –Arbres.....29
- III-2) Etages de turbine.....30
 - III-2-1) Etage a réaction.....30
 - III-2-2) Etage à action.....31
- III-3) La turbine à vapeur.....32
 - III-3-1) Principe de fonctionnement d'une turbine a vapeur.....32
- III-4) Comparaison entre les TAV et TAG.....32
 - III-4-1) Comparaison de point de vue thermodynamique.....32
 - III-4-2) Comparaison de point de vue maintenance et exploitation.....34
- Conclusion.....34

Chapitre 4 description générale de la turbine V94.3A

- Introduction.....35
- IV -1) Fonctionnement de la centrale.....35
- IV-2) Caractéristiques générales de la turbine à gaz V94.3A.....36
- IV-3) Description des différentes composantes de la turbine V94.3A.....40
 - IV-3-1) Le rotor.....40
 - IV-3-2) Le stator.....40
 - IV-3-3) Le compresseur.....41
 - IV-3-4) La chambre de combustion.....43
 - IV-3-5) La turbine.....46
 - IV-3-6) L'alternateur.....48
 - IV-3-7) Paliers.....49
 - IV-3-8) Vireur.....49
- IV-4) Démarrage et mise à l'arrêt de la turbine à gaz.....50
- IV-5) Différents systèmes de la turbine à gaz.....50
 - IV-5-1) Systèmes d'instrumentation.....50
 - IV-5-2) Système de gasoil.....52
 - IV-5-3) Le diesel de secours.....52
- Conclusion.....53

Chapitre 5 calcule thermodynamique de TAG

- Introduction.....54
- V-1- Différents Cycles Thermodynamiques (appliqués à la TG).....54
 - V-1-1) Les cycles thermodynamiques pour la production de puissance.....54
 - V-1-1-1) Cycle de Joule.....54
- V-2) Calcul thermodynamique.....56
- V.2.1 : Calculs des paramètres.....56
- V.2.1.1 : Le diffuseur.....56
 - V.2.1.1.1 : Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur.....56
 - V.2.1.1.2 : Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur.....57
- V.2.1.2 : Le compresseur.....59
 - V.2.1.2.1 : Paramètres nécessaires pour le calcul du compresseur.....59
 - V.2.1.2.2 : Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur.....59
- V.2.1.3 : La chambre de combustion.....62
 - V.2.1.3.1 : Paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion.....62
 - V.2.1.3.2 : Calcul thermodynamique pour la chambre de combustion 62
- V.2.1.4 : La turbine.....64
 - V.2.1.4.1 : Paramètres qui caractérisent l'entrée de la turbine.....64
 - V.2.1.4.2 : Calcul thermodynamique pour la turbine.....64
- V.2.1.5 : Calcul des Performances de la turbine à gaz.....66
- Conclusion.....68

Chapitre 6 Simulation par GPAL

- Introduction.....69
- VI-1) Présentation de simulateur GPAL.....69
- VI-2) caractéristique de simulateur GPAL.....70
- VI-1) Simulation des paramètres de la turbine à gaz V93.3A avec le programme GPAL.....72
- Conclusion.....76

Conclusion générale77

Liste des figures

Chapitre 1:

Figure. I.1: Vue externe de la centrale.	5
Figure .I.2 : Organigramme de SPE.....	6
Figure I .3 : Salle de commande.....	8
Figure I.4 : Vue externe et interne de la turbine V94.3A	9
Figure I .5: Vue externe de L'alternateur 50 THR – L45.....	10
Figure. I.6 : Vue externe de transformateur principal.....	11

Chapitre 2:

Figure II.1 Machine multicellulaire centrifuge de compression	17
Figure II.2: triangle des vitesses.....	20

Chapitre 3:

Figure 3-1 : Schéma De Fonctionnement.....	25
Figure.3-2 : Turbine A Gaz Aérodérivée.....	26
Figure.3-3 : Turbine A Gaz Industrielle.....	27
Figure3-4 : Turbine Mono-Arbre.....	28
Figure. 3-5 : Turbine Bi-Arbre.....	29
Figure 3-6: écoulement par étage à réaction.....	30
Figure 3-7 : écoulement par étage à action.....	31

Chapitre 4

Figure IV-1 : Turbine à gaz simple.....	35
Figure IV-2 : Turbine à gaz V94.3A.....	37
Figure IV-3 Enveloppe et le corps de la turbine V 94.3A.....	39
Figure IV-4 : Rotor de la turbine V94.3A.....	40
Figure IV- 5 : Compresseur (16+1) étage V 94. 3A.....	42
Figure IV-6 : Brûleur hybrides.....	44
Figure IV-7 : Chambre de combustion à la révision.....	44
Figure IV-8 : Brûleur hybride pour marche fuel ou gaz.....	45

Figure IV- 9 : Les 4 étages de la turbine et l'aubages.....	46
Figure IV-10 : Système de refroidissement des aubes.....	48
Figure IV-11 : Alternateur 50 THR-L.....	48

Chapitre 5

Figure V-2 : Cycle de Joule.....	55
----------------------------------	----

Chapitre 6

Figure VI-1:Menu principal de turbine à gaz mono-Arbre.....	71
Figure VI 1: variation de débit d'air en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.....	72
Figure VI 2: variation de débit de combustible en fonction de la température ambiante et les pertes de charges à l'aspiration.....	73
Figure VI 3: variation de quantité de chaleur en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.....	73
Figure VI 4: variation de NOx en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.....	74
FigureVI5: variation de Co en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.....	74
Figure VI 6 : variation de Co2 en fonction de la température ambiante et de pertes de charges à l'aspiration.....	75
Figure VI 7: variation de rendement en fonction de température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.....	75

Liste des tableaux

Chapitre 1

Tableau I.1 : Caractéristiques techniques.....10

Chapitre2

Tableau II.1:Tableau récapitulatif.....14

Chapitre4

Tableau IV-1 : Séquence de travail des soupapes en gaz naturel.....46

Introduction

L'accroissement exponentiel et continu de l'énergie à travers le monde exige de tout un pays de revoir sa politique énergétique. Autrement dit développer d'autres sources d'énergie telle que l'éolienne, solaire, nucléaire d'un coté et exploiter sagement les énergies fossiles qui sont limitées de l'autre coté.

Au jour d'aujourd'hui l'Algérie continue à compter sur le pétrole et le gaz naturel comme deux principales sources d'énergie et les exploite davantage sans penser à long terme et aux générations futures. Par conséquent il faut procéder comme premier pas à rationaliser la consommation de ces deux sources et développer d'autres sources parallèlement.

Actuellement nous disposons de nombreuses unités industrielles pour la production électrique qui consomment de quantités colossales du combustible à un faible rendement. Ceci dit des pertes inadmissibles d'énergie dans la nature par fumées et plus de pollution.

L'idéal est donc de réaliser le compromis « moins de consommation et de pollution; plus d'énergie ».

L'énergie calorifique et électrique reste toujours obligatoire pour le fonctionnement d'une machine d'où l'industrie et toute l'économie d'un pays. Cette énergie est assurée par les centrales thermiques, à gaz ou nucléaire.

Le rendement interne des turbines à gaz dépend du taux de compression et de la température maximale du cycle. Le vieillissement des machines s'accompagne d'une baisse de performance qui se traduit par une surconsommation de combustible et donc une augmentation des rejets.

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs (la température; la pression; l'humidité; les poussières) qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Et comme l'influence de la température ambiante est d'une importance capitale alors notre étude sera sur l'influence de la surconsommation de combustible due à l'élévation de la température ambiante.

Afin de répondre à cet objectif nous avons structuré notre travail comme suit :

Chapitre I :

La 1ère partie consiste à présenter le lieu du stage (centrale du HAMMAII) et ses caractéristiques générales.

Chapitre II :

Nous établissons une généralité sur les turbomachines.

Chapitre III :

Nous établissons une comparaison entre la turbine à vapeur et celle à gaz.

Chapitre IV :

Nous présentons une description générale de notre turbine étudiée V94.3A.

Chapitre V :

Etude thermodynamique de la turbine à gaz avec un rappel sur les cycles thermodynamique appliqués à la TG.

Chapitre VI :

A l'aide du programme GPAL on va effectuer une simulation des paramètres de la turbine à gaz.

Nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I

Introduction:

Le secteur de l'énergie est l'un des plus stratégiques pour l'économie. L'importance de son rôle dans l'épanouissement d'un pays est énorme. La plupart des pays développés accordent un grand intérêt à ce secteur.

L'Algérie, pays en voie de développement, connaît une période de modernisation et de croissance économique durant laquelle elle entreprend de couvrir une grande partie de ses besoins énergétiques en élargissant, d'année en année, son potentiel de production électrique.

La SONELGAZ, dispose d'un parc électrique national d'environ 6400 MW comprenant en majorité des turbines à vapeurs (TV), des turbines à gaz (TG) et en plus petite partie (2%) des turbines hydrauliques et des moteurs diesels.

I.1. Présentation de la société SONELGAZ :

I.1.1 Historique de l'entreprise:

- En 1947 est créé l'établissement public « électricité et gaz d'Algérie » par abréviation EGA, auquel est confié le monopole de la production, du transport et de la distribution de l'électricité et du gaz.
- En 1962 EGA est pris en charge par l'état algérien indépendant ; en quelques années grâce à un formidable effort de formation, l'encadrement et le personnel algérien assurent effectivement le fonctionnement de l'établissement.
- En 1969, EGA devient SONELGAZ, société Nationale de l'Electricité et du GAZ ; à ce moment c'est déjà une entreprise de taille importante dont le personnel est de quelques 6000 agents.
- En 1991 SONELGAZ devient Etablissement Public à caractère industriel et commercial (EPIC) ; la prise de ce statut, tout en confirmant la mission de service public pose la nécessité d'une gestion économique et commerciale.
- Dans ce même objectif l'établissement devient, en 2002, une Société par action (SPA) ; durant les années 2004 à 2006, devenant une holding ou groupe d'entreprises, SONELGAZ se restructure en filiales chargées de ses activités de base :
 - SONELGAZ Production Electricité (SPE).
 - Gestionnaire Réseau Transport Electricité (GRTE).
 - Gestionnaire Réseau Transport Gaz (GRTG).

- En 2006 la fonction distribution est structurée en quatre filiales :
 - Alger ;
 - Région Centre ;
 - Région Est ;
 - Région Ouest.

Au-delà de cette évolution, assurer le service public reste la mission essentielle de SONELGAZ ; l'élargissement de ses activités et l'amélioration de sa gestion économique bénéficient en premier lieu à cette mission qui constitue le fondement de sa culture d'entreprise.

I.1.2 SONELGAZ Production Electricité (SPE) :

La société, SONELGAZ Production Electricité (SPE) a pour mission la production d'électricité à partir de sources thermiques et hydrauliques répondant aux exigences de disponibilité, fiabilité, sécurité et protection de l'environnement. Elle est également chargée de commercialiser l'électricité produite. Créée en Janvier 2004, elle dispose d'un parc de production d'une capacité qui totalise une puissance installée de 6740MW, composé de quatre filières de types et de paliers de puissance différents.

Celui-ci se décompose comme suit :

- Turbine à Vapeur : 2740 MW,
- Turbine à Gaz : 3576 MW,
- Hydraulique : 249 MW,
- Diesel : 175 MW.

Elle ambitionne de demeurer l'opérateur dominant en matière de fourniture de l'énergie électrique. Son programme de développement est orienté vers l'augmentation de la disponibilité et la fiabilité des groupes de production.

I.2. Présentation de la nouvelle centrale du Hamma II :

Conçue et réalisée dans le but de sécuriser la ville d'Alger en matière d'alimentation en énergie électrique, la centrale électrique Hamma II a été mise en service en 2002 pour renforcer une ancienne installation composée de deux turbines 2x20 MW, datant de 1972.

L'actuelle centrale représente l'un des paliers de production d'électricité en Algérie. En effet, Hamma II affiche, en matière de disponibilité de production d'électricité, un taux élevé (98 à 99 %) supérieur à la moyenne internationale (94 à 95 %).

I.2.1. Situation et Description générale de l'unité :

la centrale **HAMMA** est sise au centre d'Alger, à **150 m** de la côte (figure I.1), à El-HAMMA, elle représente le noyau de la production dans le sous groupement, d'une part, elle est destinée à faire face à la demande d'énergie résultante de l'implantation de divers aménagements industriels et domestiques, et d'autre part pour assurer un appoint du réseau général interconnecté.

La conception de ses installations est réalisée de sorte à permettre un haut degré d'autonomie de fonctionnement, où chaque groupe pourra démarrer rapidement à partir de l'état froid.



Figure. I.1:Vue externe de la centrale.

I.3. Les caractéristiques générales de la centrale Hamma II:

I.3.1: Le bâtiment administratif :

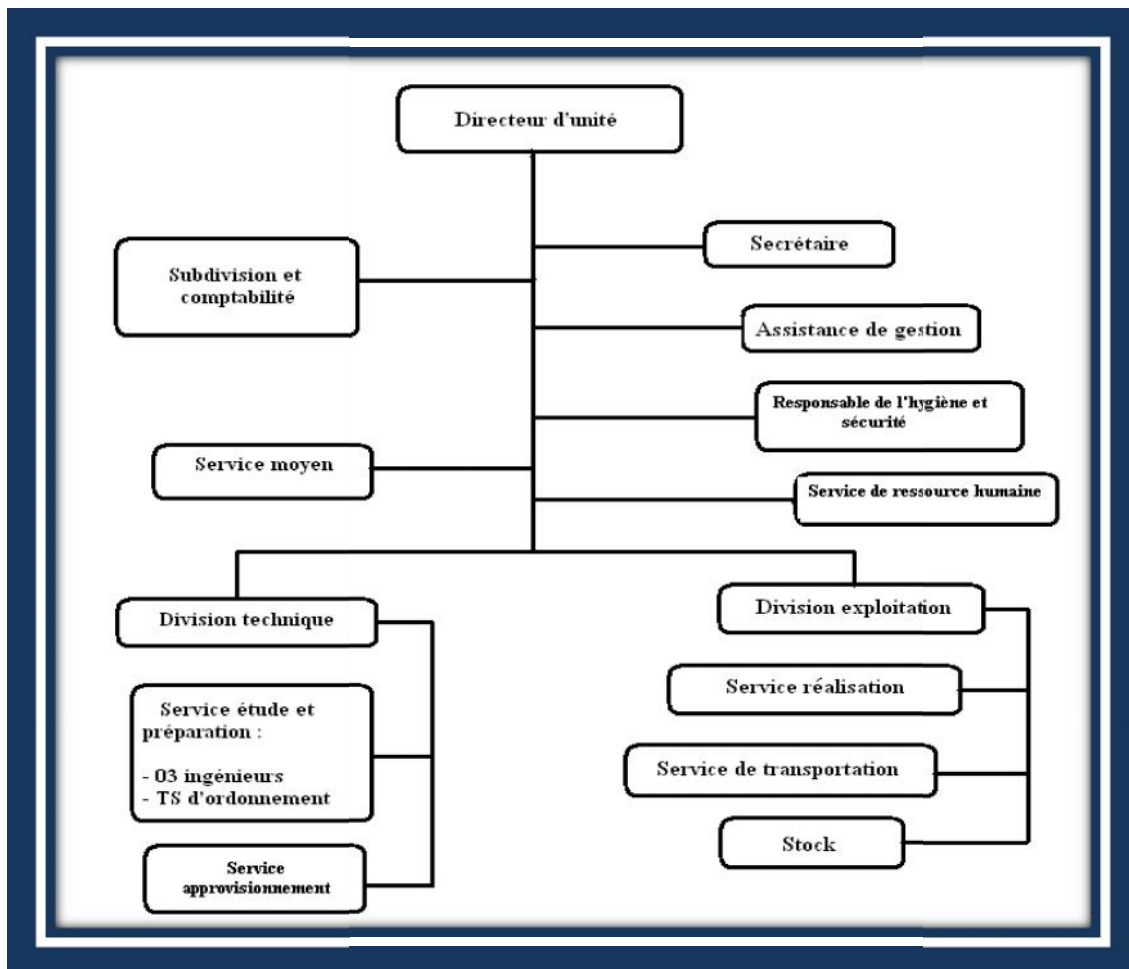


Figure I-2 : Organigramme de SPE

A) directeur de l'unité de production :

- Secrétaire
- Assistance de gestion
- Responsable de l'hygiène et de sécurité
- Service de ressource humaine
- Subdivision finance et comptabilité
- Service moyen
- Division technique
- Division exploitation.

B) Division exploitation :

Cette dernière est composée de :

- Service réalisation
- Service de transportation
- Stock
- 3- Division technique :

Et en fin aussi la division technique est composée de :

- 03 ingénieurs
- 01 technicien supérieur

I.4. Les différents équipements de la centrale:

Le matériel électrique que j'ai utilisé dans le central HAMMA II est représenté dans le schéma unifilaire, qui est constitué par les éléments suivants :

- a) 2 transformateurs principaux 15.75/225Kv élévateurs de tension.
- b) 2 disjoncteurs automatiques pour génération
- c) 2 gaines coaxiales à phase isolée.
- d) 1 transformateur 63/6.3Kv de réseaux groupe
- e) 3 tableaux 6Kv
- f) 4 transformateurs 6.3/0.4Kv groupe auxiliaire
- g) 2 transformateurs 038/0.4Kv éclairages
- h) 2 tableaux de distribution principaux.
- i) 1 tableau de distribution service commun
- j) 1 groupe électrogène
- k) 3 systèmes 220Vcc
- l) 6 systèmes 24Vcc.
- m) 2 groupe tableaux de mesure et protection pour générateur et

n) Transformateurs principaux.

o) 2 groupes tableaux de mesure pour transformateur de réseau.

Dans ce chapitre on reprend le processus de description de la turbine en cas générale, puis les différents types de la turbine et la comparaison entre ces types.

I.4.1. Le système de commande:

Comprend tout l'équipement de commande indispensable au démarrage, au fonctionnement normal et à l'arrêt de sécurité des turbines à gaz et des systèmes auxiliaires de la centrale.

- Salle de commande:

C'est le cerveau de la centrale, car au niveau de ce point centralisé sont disponibles toutes les commandes, les indications et les informations qui doivent favoriser:

- La surveillance des états et paramètres.
- La rapidité et la sécurité des actions.
- La détection des anomalies.
- L'élimination des défauts.
- L'optimisation des réglages.



Figure I .3 : Salle de commande.

I.4.2 Turbine à gaz de modèle V94.3A

A) Description :

Le compresseur, la chambre de combustion et la turbine représentent les composants principaux de la turbine à gaz. La conception de cette machine avec une seule enveloppe et un

arbre en commun avec l'alternateur, fournit la base pour garantir un alignement approprié constant ainsi que des qualités de marche excellentes.

L'enveloppe externe est dimensionnée pour supporter une grande pression, elle consiste en :

- Corps d'admission du compresseur ;
- Enveloppe du compresseur ;
- Corps centrale abritant la chambre de combustion ;
- Corps de la turbine.



Figure I.4 : Vue externe et interne de la turbine V94.3A.

I.4.3. Turboalternateur :

Le turboalternateur est une machine qui transforme l'énergie calorifique en énergie mécanique, puis l'énergie mécanique en énergie électrique. Cette transformation s'effectue grâce au groupe (turbine, alternateur, compresseur, chambre de combustion) qui restent les éléments de base du fonctionnement de la turbine à gaz quelque soit sa conception.

I.4.4. L'alternateur :

C'est une machine synchrone constituée d'une partie fixe (stator) et d'une partie mobile (rotor), généralement le rotor est excité par le courant continu dans le principe de fonctionnement basé sur création d'une **F.E.M** aux bornes de stator par l'action d'un champ tournant.

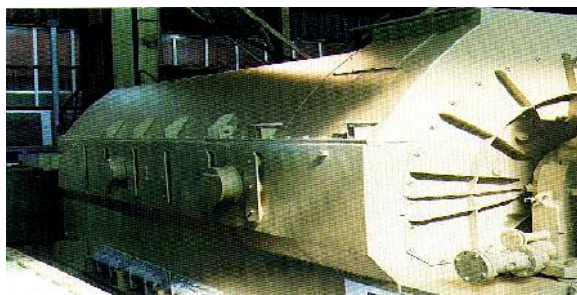


Figure I .5: Vue externe de L'alternateur 50 THR – L45

Caractéristiques techniques de l'alternateur de HAMMA	
Constructeur	ANSALDO ENERGIA
Type	50 THR – L45
Sens de rotation (coté turbine)	Horaire
Puissance nominale	270 MVA
Tension nominale (sortie alternateur)	15.75 kV
Facteur de puissance nominale	0.8
Fréquence nominale	50 Hz
Courant nominale	9897A
Vitesse nominale /Sur vitesse (essais Pendant 2 minutes)	3000/3600tr/min
Nombre et couplage des phases :	3/Y
Type du système d'excitation	Statique
Courant d'excitation à puissance nominale	2700A
Tension d'excitation à puissance nominale (120°C)	343 V
Type de refroidissement des enroulements du stator	indirect.
Type de refroidissement des enroulements du rotor	Directe
Température de l'hydrogène de refroidissement	40° C
Température d'enroulements statiques (par RTD)	108 °C
Température d'enroulements rétorques (Par résistances)	120 °C
Moment d'inertie (WR 2)	6500 (kg m2)
Degré de protection (code IP)	IP 55
Rendement conventionnel puissance nominale	98.85 %
Refroidissement	PAR Hydrogène
Poids	215Tonnes

Tableau I .1 : Caractéristiques techniques.

I.4.5. Le transformateur principal :

Le transformateur est un élément très important dans le transport et la distribution de l'énergie électrique car il permet de modifier la tension et le courant dans un circuit. Grâce à lui, l'énergie électrique peut être transportée à grande distance de façon économique et distribuée dans les usines et les maisons. Dans le central d'**EL- HAMMA** le transformateur est élévateur de tension à **(15.75kV)** jusqu'à **(220kV)**.



Figure. I.6 : Vue externe de transformateur principal.

Chapitre II

II-1) Définition:

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule.

L'échange d'énergie s'effectue dans le rotor et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes. Remarquons que, bien que le travail soit produit cette fois encore par les contraintes de pression, il se fait sans déformation de la frontière du système comme pour les machines volumétriques, mais simplement par rotation des aubes.

Il existe une très grande variété de turbomachines. Aussi, avant d'en examiner plus avant le principe de fonctionnement, il est utile d'en faire une classification selon divers critères et de l'illustrer par des exemples concrets.

II-2) Classification des turbomachines

De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants :

II-2-1) Selon le sens de l'échange d'énergie :

La turbomachine sera dite génératrice lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide et réceptrice lorsqu'elle en reçoit de celui-ci. Puisqu'elle consomme ou recueille de l'énergie mécanique sur son arbre, elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de moteur dans le premier cas (moteur électrique, moteur Diesel, turbomachine réceptrice) ou de machine entraînée dans la seconde (dynamo, alternateur, turbomachine génératrice).

Comme d'une manière générale un apport d'énergie au fluide s'accompagne d'une augmentation de sa pression et qu'inversement un emprunt d'énergie est associé à une diminution de pression, on parle indistinctement de turbomachine génératrice ou de compression et de turbomachine réceptrice ou de détente.

Parmi les différentes familles de turbomachines, les hélices marines et aériennes, le plus souvent génératrices, tiennent une place particulière du fait qu'elles empruntent et rejettent le fluide dans un même milieu illimité.

Toutes les turbomachines de détente portent le nom de turbines, alors que celles de compression se subdivisent en pompes, ventilateurs, compresseurs ou soufflantes.

II-2-2) Selon la nature du fluide véhiculé et sa compressibilité :

Le fluide en mouvement est liquide pour les pompes, gazeux pour les ventilateurs et les compresseurs.

Dans le cas des pompes et des ventilateurs, la variation de son volume massique est respectivement nulle ou négligeable au cours de la traversée de la machine et l'on dit alors que le fluide se comporte de manière *incompressible* ; il n'en est pas de même dans le cas des soufflantes, où sa compressibilité intervient.

Enfin, les appareils constitués par la combinaison d'une turbomachine génératrice et d'une turbomachine réceptrice portent quelquefois un nom ambigu. C'est le cas des moteurs couramment appelés « turbines à gaz » mais qui en réalité comprennent, au sens strict des termes, un compresseur et une turbine.

II-2-3) Tableau récapitulatif :

	Machine	Ecoulement axial	Ecoulement radial	Ecoulement mixte
Fluide incompressible	Pompe	centrifuge	hélice	Hélico-centrifuge
			Pelton (à augets)	Francis
	Turbine Hydraulique		Kaplan (hélice)	
Fluide compressible	ventilateur	centrifuge	Hélice	hélico-centrifuge
	compresseur	centrifuge	Axial	
		centripète	A action (chute de vitesse)	
	turbine		A action (chute de pression)	
			A réaction	

Tableau II-1:Tableau récapitulatif.**II-2-4) Principaux organes constitutifs des turbomachines :**

Une turbomachine ne comportant qu'un seul rotor est dite à simple étage ou encore monocellulaire. Les machines comportant plusieurs étages sont également appelées multicellulaires.

Une machine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :

A) Le distributeur :

C'est l'organe dont le rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine [identifiée par l'indice 0] à la section d'entrée du rotor en lui donnant une vitesse et une direction appropriées. Le distributeur peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixes (stator, indispensable s'il faut dévier l'écoulement tangentiellement), appelées en anglais « Inlet Guide Vanes (IGV) ». Ces aubes sont parfois orientables afin de régler le débit.

B) Le rotor :

C'est l'organe au sein duquel s'effectue l'échange d'énergie par travail des forces aérodynamiques sur les aubes en rotation.

C) Le diffuseur :

C'est l'organe dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine. Comme pour le distributeur, le diffuseur peut inclure une couronne d'aubes fixes. Ces aubes fixes sont notamment utiles lorsque l'écoulement a une composante tangentielle de vitesse à la sortie du rotor et servent à ramener l'écoulement dans la direction principale du tube de courant (axiale ou radiale), raison pour laquelle on utilise parfois le terme redresseur.

Le distributeur et le diffuseur ne sont pas toujours présents, ou sont parfois réduits à un tronçon de canalisation. C'est notamment le cas pour les hélices et éoliennes.

Dans les machines multicellulaires, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, et un rotor et un diffuseur pour les pompes et compresseurs.

II-3) Fonctionnement :

II-3-1) Machines monocellulaires

Les machines qui viennent d'être décrites comportent deux couronnes d'aubages : l'une fixe, l'autre mobile, et des capacités qui assurent l'alimentation en fluide et l'échappement de celui-ci. Cet ensemble d'organes constitue un **étage** ou une **cellule de turbomachine** ; chacun de ces organes remplit toujours la même fonction :

- **La couronne d'aubages mobiles**, qui est portée par une roue animée d'un mouvement de rotation à vitesse angulaire constante, opère un échange d'énergie mécanique entre le fluide et l'arbre.
- **La couronne d'aubages fixes**, qui est située en aval de la roue dans une machine génératrice et en amont dans une machine réceptrice, est le siège d'une transformation entre les deux formes piézométrique et cinétique de l'énergie du fluide
- **Les capacités d'entrée et de sortie**, participent à un degré plus ou moins grand à la conversion des énergies cinétique et piézométrique.

II-3-2) Machines multicellulaires

La quantité d'énergie qu'une cellule unique est capable d'échanger se trouve limitée pour des raisons de rendement ou de résistance mécanique, qui apparaîtront dans l'étude particulière des divers appareils.

Lorsqu'il faut opérer sur un débit donné de fluide un transfert de travail supérieur à celui réalisable dans une seule cellule, on empile autour d'un même axe de rotation une succession de cellules élémentaires fonctionnant en série de manière à ajouter les énergies échangées dans chacune d'elles.

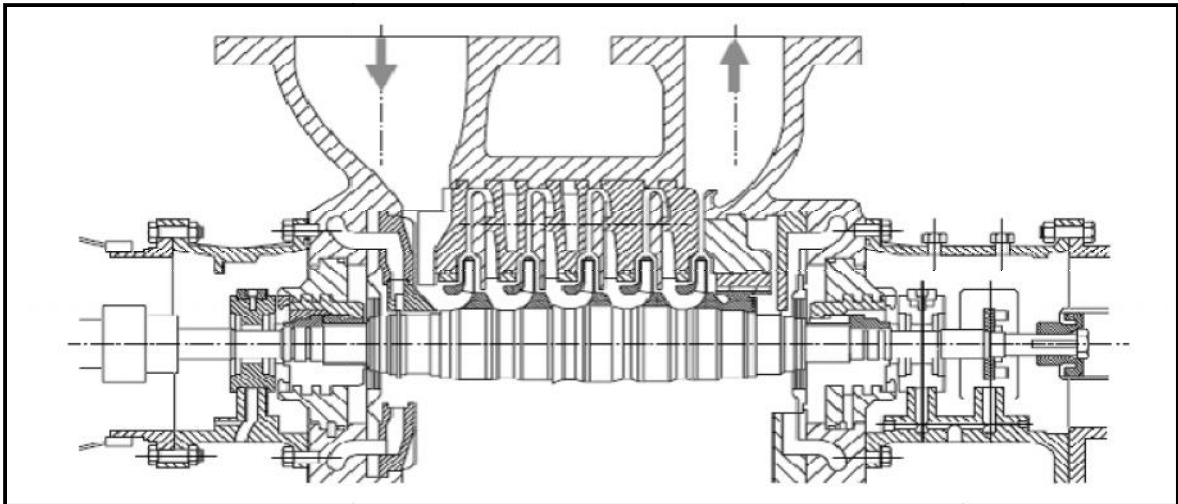


Figure II-1 : Machine multicellulaire centrifuge de compression à 5 étages.

II-4) Caractères distinctifs des turbomachines :

Il est possible d'identifier et de classer les turbomachines à partir des caractères qui viennent d'être dégagés et de quelques autres :

- **Le sens de l'échange d'énergie** : machines génératrices ou de compression, réceptrices ou de détente ;
- **L'état liquide ou gazeux du fluide.**
- **Le comportement compressible ou incompressible de ce fluide.**
- **Le nombre d'étages** : machines mono ou multicellulaires.
- **Le trajet du fluide par rapport à l'axe**, qui conduit à distinguer :
 - Les machines axiales,
 - Les machines centrifuges ou centripètes, selon que les particules fluides s'éloignent ou se rapprochent de l'axe OO' mais chaque fois dans un plan sensiblement perpendiculaire à OO' ,
 - Les machines hélico-centrifuges ou hélico-centripètes, moins nombreuses en pratique, mais qui correspondent au cas général où la veine de fluide est contenue entre deux surfaces de révolution quelconques.

II-5) La nature de l'énergie échangée par le fluide dans le rotor :

Comme l'énergie échangée avec le fluide transite entièrement par le rotor, elle se distribue à la traversée des canaux mobiles entre une variation d'énergie piézométrique et une autre d'énergie cinétique.

II-6) Degré de réaction :

On appelle degré de réaction le rapport exprimé en pour-cent de cette variation d'énergie piézométrique à l'énergie totale échangée.

Lorsque le degré de réaction est nul et que les canaux mobiles ne sont donc le siège que d'une variation d'énergie cinétique, la cellule est dite à action ; dans le cas contraire, plus général, elle est dite à réaction.

II-7) Relation d'Euler

Nous avons établi les lois de l'écoulement permanent d'un fluide. Considérons une turbomachine quelconque. Et les points 1 et 2 d'entrée et de sortie. Deux cas sont à envisager :

- le fluide est incompressible.
- le fluide est compressible.

II-7-1) Fluide incompressible :

Masse volumique du fluide (Kg/m³)

Etat 1 : pression p_1 , vitesse c_1 , altitude z_1 .

Etat 2 : pression p_2 , vitesse c_2 , altitude z_2 .

Nous avons établi l'équation de conservation de l'énergie :

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (\text{II-1})$$

W₁₂ : Le travail échangé avec le milieu extérieur.

$\frac{P_2 - P_1}{\rho}$: Variation d'énergie potentielle due à la variation de pression.

$\frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2)$: Variation d'énergie cinétique.

$g (z_2 - z_1)$: Variation d'énergie de potentiel due à la variation d'altitude.

Nous retrouvons cette relation appliquée entre deux points quelconques pris à l'intérieure de la machine, nous constaterons que pression, vitesse et altitude, interviennent dans la détermination du travail échangé.

Remarquons toute fois que le terme $(z_2 - z_1)$ est le plus souvent négligeable.

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \text{ j/Kg} \quad (\text{II-2})$$

Imaginons maintenant l'observateur tournons avec le rotor ; pour lui l'écoulement se fait dans un canal immobile de la vitesse w_1 à la vitesse w_2 . Il écrit donc la relation de Bernoulli :

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) = 0 \quad (\text{II-3})$$

Ou

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = -\frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \quad (\text{II-4})$$

Ou encore

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (w_2^2 - w_1^2) \quad (\text{II-5})$$

La variation de pression du fluide est ainsi due à la variation de la vitesse relative au passage dans le rotor.

L'expression du travail devient :

$$W_{12} = \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \quad (\text{II-6})$$

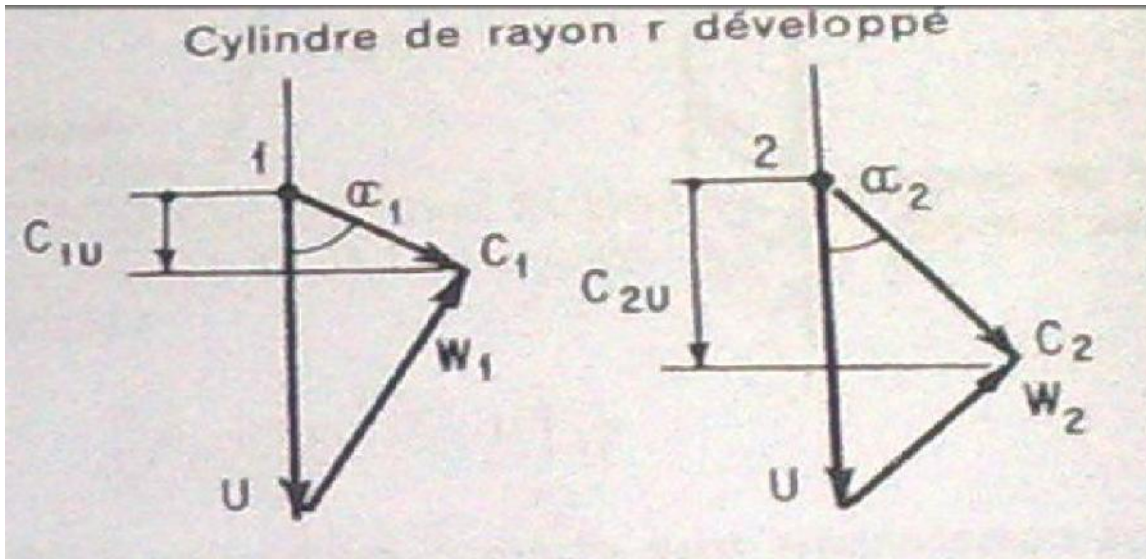


Figure II-2: triangle des vitesses.

Autre expression de W_{12} :

Les parallélogrammes des vitesses aux points 1 et 2 peuvent se réduire à des triangles des vitesses.

Dans le triangle des vitesses en 1 nous avons :

$$W_1^2 = u^2 + c_1^2 - 2 u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Et en 2 :

$$W_2^2 = u^2 + c_2^2 - 2 u \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Remarquons que $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ et $c_2 \cdot \cos \alpha_2$ représentent les projections sur la vitesse circumférentielle u des vitesses c_1 et c_2 . Nous écrivons : $c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{1u}$ et $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{2u}$, et nous lisons : c_{1u} projection de la vitesse absolue c_1 sur la vitesse circumférentielle u .

$$\text{Il vient } w_1^2 - w_2^2 = (c_1^2 - c_2^2) + 2u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (\text{II-7})$$

$$\text{Et finalement } W_{12} = \frac{1}{2} 2u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \quad (\text{II-8})$$

$$W_{12} = u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) \text{ j/Kg} \quad (\text{II-9})$$

C'est la relation d'Euler, appliquée aux turbomachines axiales ; elle est d'une importance capitale.

II-7-1) Fluide compressible :

Nous avons à étudier l'écoulement d'un fluide compressible entre les points 1 et 2, entrée et sortie du canal mobile de la turbomachine axial ou centrifuge.

Puisque le fluide est compressible, son volume massique v (m^3/Kg) et sa masse volumique $= \frac{1}{v} (\text{Kg}/\text{m}^3)$ varient entre les points 1 et 2. Mais tout ce que nous avons concernant les vitesses de la particule fluide, est encore valable ; les triangles des vitesses se construisent de la même façon.

Ecrivons l'équation de conservation de l'énergie de l'écoulement permanent d'un fluide compressible :

$$(Q + W)_{12tr} = H_2 - H_1 + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \text{ j/Kg} \quad (\text{II-10})$$

En général l'écoulement se fait sans échange de chaleur avec l'extérieur ; donc

$$Q_{12} = 0$$

Il vient :

$$W_{12tr} = H_2 - H_1 + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \text{ j/Kg} \quad (\text{II-11})$$

Considérons maintenant un observateur tournant avec la roue. Pour lui tout se passe comme s'il y avait écoulement permanent d'un fluide compressible dans une conduite fixe calorifugée. Il écrit donc la relation :

$$0 = H_2 - H_1 + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \quad (\text{II-12})$$

Associée à la précédente elle donne :

$$W_{12tr} = \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \quad \text{j/Kg} \quad (\text{II-13})$$

Nous retrouvant enfin, comme dans le cas du fluide incompressible la relation générale d'Euler :

$$W_{12} = \mathbf{u} \cdot (\mathbf{c}_{2u} - \mathbf{c}_{1u}) \quad \text{j/Kg} \quad (\text{II-14})$$

Chapitre III

III- La Turbine A Gaz

III-1.Généralités :

III-1-1. Rappel Historique :

La turbine à gaz est une forme de propulsion à réaction connue depuis des siècles, le savant grec Héron d'Alexandrie a conçu l'éolipile III^{ème} siècle av. J.-C. l'éolipile est une sphère dans laquelle la vapeur s'échappait par deux tubes courbés, par l'effet d'action- réaction, la sphère tournait sur un axe.

La première turbine à vapeur est mise au point par l'ingénieur italien Giovanni Brancas, en 1629. Le premier brevet d'une turbine à gaz date de 1791, grâce à l'inventeur britannique John Barber, mais l'idée remonte à Léonard de Vinci. En 1930, l'ingénieur aéronautique britannique Frank Whittle esquissait le premier prototype moderne de la turbine à gaz et en 1935, Whittle appliqua son concept à la mise au point du turboréacteur W1 pour équiper des avions. La turbine à gaz moderne a connu un développement accéléré pendant la 2^{ème} guerre mondiale grâce à son intérêt militaire.

1939 : la turbine à gaz expérimentale (en cycle fermé) par ESCHER WYSS.

1944 : turbine à gaz pour la propulsion marine par ELLIOT.

Début 1960 : son application industrielle par générale électrique qui a lancé la 5000, la plus répandue des turbines à gaz industrielle. En 1975 : la turbine a gaz 100MW (model 9001BALSTHOM-ATLANTIQUE).

III-1-2.Description D'une Turbine A Gaz :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, elle est dite « à gaz » quand le fluide moteur utilisé est un gaz, dans laquelle, on transforme l'énergie calorifique d'un combustible en énergie mécanique de rotation de l'arbre moteur, suivant les lois de la combustion et les principes de la thermodynamique, le travail utile étant produit par la détente des gaz qui traversent les aubes du moteur.

Une turbine à gaz est constituée:

- **D'un Compresseur**, qui prend l'air de l'atmosphère pour le comprimer à une pression donnée, en limitant les pertes de charge.
- **D'une Chambre De Combustion**, où s'effectue l'apport d'énergie par combustion du mélange carburant (kérosène, gasoil, gaz naturel, hydrogène,.....) - comburant (air comprimé).
- **D'une Turbine**, qui transforme l'énergie thermique et l'énergie de pression en énergie mécanique dont une grande partie contribue à la rotation du compresseur (60 à 70 %).

III-1-3. Différents Organes D'une Turbine A Gaz :

A / Compresseur :

Le plus souvent, de type axial, le compresseur comprime l'air atmosphérique à une valeur 5 à 30 fois sa pression initiale.

Le taux de compression des machines modernes de grandes puissances est voisin de 10, ce qui nécessite un nombre d'étages élevés (15 à 20).

B / Chambre De Combustion :

Une partie de l'air sortant du compresseur sert à brûler le combustible, l'autre partie sert à diluer les produits de combustion afin de ramener le mélange à température de fonctionnement acceptable pour la turbine.

La combustion interne exige un combustible propre afin d'éviter la corrosion de la turbine.

C / Turbine :

La turbine est l'élément actif de la machine entière, elle récupère le travail de détente du gaz produit pour entraîner le compresseur (à l'intérieur) et l'arbre de sortie (à l'extérieur).

L'énergie du fluide en mouvement se décompose en une partie due à la température et la pression du fluide (enthalpie) et en une partie due à la vitesse (énergie cinétique).

III-1-4. Principe De Fonctionnement :

Le cycle de la turbine à gaz débute avec l'air entrant dans la conduite d'entrée du générateur de gaz. Cet air est dirigé directement dans le compresseur par des vanes de guidage à pales orientables. L'air comprimé est dirigé vers la zone du brûleur annulaire où il est mélangé avec le combustible venant des buses. Le mélange air-combustible est initialement amorcé par un allumeur, puis les gaz de combustion s'écoulent dans la turbine haute pression qui entraîne le rotor du compresseur. Ces gaz d'échappement s'écoulent ensuite vers la turbine de puissance qui entraîne l'arbre de sortie où les gaz d'échappement y sont déviés de 90° vers la conduite de sortie orientée verticalement. La figure (III.1) représente le schéma de fonctionnement.

-Le générateur de gaz est composé d'un compresseur à géométrie variable, d'un brûleur annulaire, d'une turbine haute pression, d'un réducteur et de contrôles et accessoires.

-La turbine de puissance est une turbine basse pression à plusieurs étages qui est couplée de façon aérodynamique au générateur de gaz et qui est entraînée par les gaz du généré.

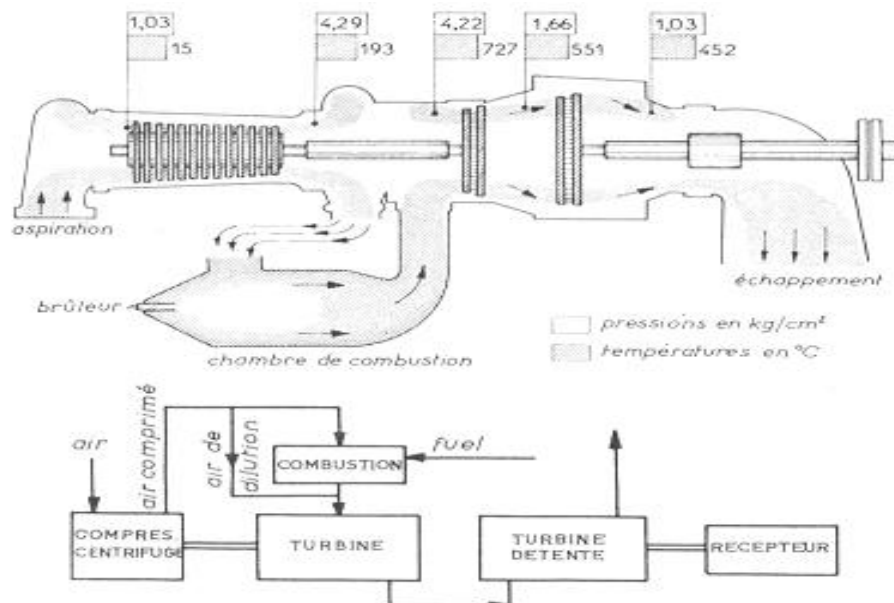


Figure III-1 : Schéma De Fonctionnement.

III-1-5. Différente Types Des Turbines A Gaz :

A / Turbines À Gaz Dérivées De L'aviation :

Ces turbines à gaz ont été étudiées pour la motorisation des appareils aéronautiques tels que les avions et les hélicoptères.

La conception de ces turbines est dominée par le souci de réduire le poids et les dimensions des composants du moteur et de ses auxiliaires, les performances requises étant alors atteintes grâce aux grandes vitesses de rotations.

Depuis la 2^{ème} guerre mondiale, le développement considérable du transport aérien a conduit à l'augmentation de la puissance unitaire des turbines à gaz d'aviation. Ce but a été atteint au prix de vastes programmes de recherche visant à l'élévation de la température des gaz de combustion, ce paramètre a pu être amélioré grâce à l'élaboration d'alliages résistant aux hautes températures, ainsi qu'à la mise au point de procédés permettant la fabrication des ailettages de turbine creux afin de les ventiler intérieurement.

Toutefois, les turbines à gaz aérodérivatives peuvent être adaptées à une fonction industrielle et cela dépend de leur robustesse et performances (voir figure (III.2)).

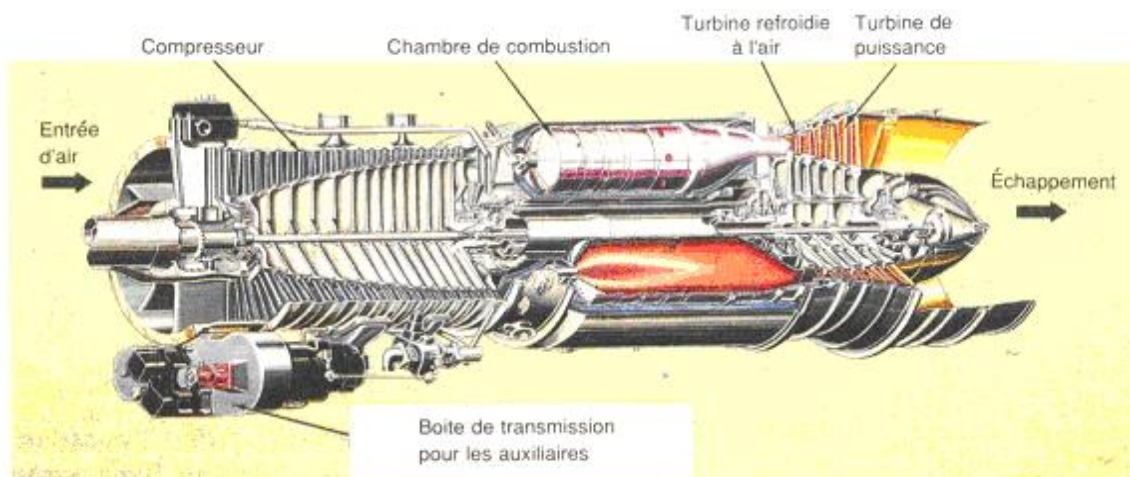


Figure III-2 : Turbine A Gaz Aérodérivée.

B / Turbine A Gaz Industrielle :

Les turbines industrielles sont des turbines à gaz étudiées pour répondre, avec leurs auxiliaires directement entraînés, aux conditions de fiabilité et de durabilité normalement retenus dans l'industrie.

Les premières turbines industrielles furent conçues dans le même esprit que les turbines à vapeur et de ce fait, la construction était lourde et encombrante. Bien que certains constructeurs aient conservé cette technologie, la majorité d'entre eux a opté, en s'appuyant sur l'expérience des turbines d'aviation, pour des solutions plus légères tout en sauvegardant les qualités industrielles.

Comme pour les turbines d'aviation, les puissances ont augmenté grâce aux progrès effectués dans la métallurgie et dans la fabrication des ailettes des parties chaudes. L'emploi dans les turbines à gaz de matériaux nouveaux ou dont la transformation industrielle est maintenant maîtrisée permettra dans les années à venir d'obtenir des rendements et des puissances encore plus élevées.

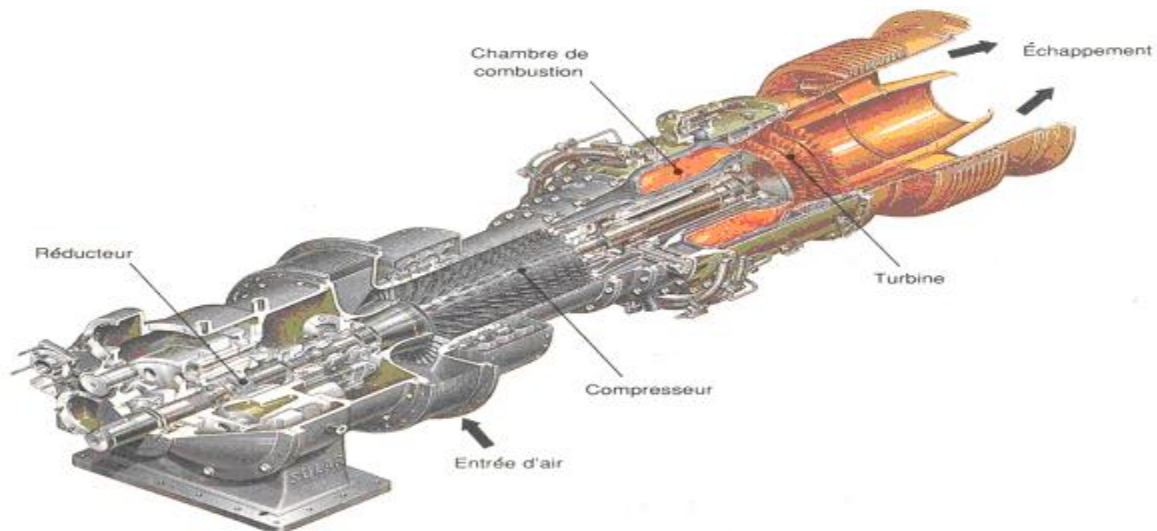


Figure III-3 : Turbine A Gaz Industrielle.

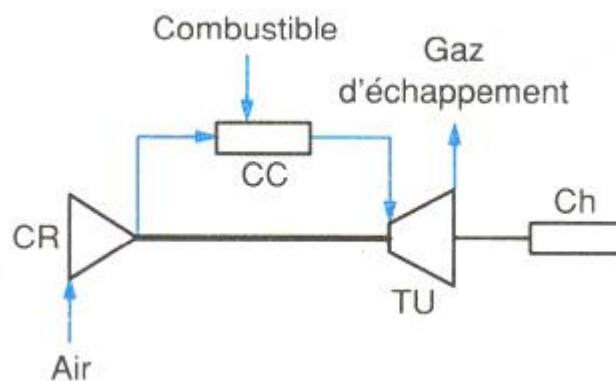
C / Turbine Mono Arbre :

Dans la turbine mono-arbre (figureIII.4), les disques du rotor de la turbine sont accouplés entre eux et se prolongent vers l'échappement par un arbre. Celui-ci se repose sur un palier porteur postérieur (supporté à son tour par le caisson d'échappement de la turbine) et se termine par une bride d'accouplement au joint de la charge.

Le rotor du compresseur axial ainsi que les étages de la turbine forment donc un rotor supporté par deux paliers porteurs elliptiques. Cette vitesse critique flexionnelle est nettement en dehors de l'intervalle de vitesse de fonctionnement.

La machine (compresseur axial + turbine) se repose sur des supports élastiques longitudinalement et transversalement par rapport à l'embarcadere métallique.

Les turbines mono-arbre sont surtout utilisées pour entraîner des alternateurs, rarement elles sont utilisées pour l'entraînement du compresseur, car la marge restreinte de régulation du nombre de tours de la turbine (comprise entre 80% et 105% de la vitesse nominale) limite son utilisation.



FigureIII-4 : Turbine Mono-Arbre.

D / Turbine Bi -Arbres :

Les turbines bi-arbres figure (III.5) ne sont pas limitées du point de vue fonctionnement par rapport aux turbines mono-arbre concernant l'entraînement des compresseurs, puisqu'elles ont été conçues pour résoudre tous les problèmes d'entraînement des machines utilisatrices (compresseur, pompe, etc.). Il existe deux roues séparées dans cette turbine à gaz.

Le premier étage (roue de la turbine haute pression) qui commande le compresseur axial et l'arbre d'entraînement des auxiliaires.

Le deuxième étage (roue de la turbine basse pression) qui commande la machine utilisatrice.

Les deux roues de la turbine sont alignées dans la section turbine mais elles sont indépendantes mécaniquement l'une à l'autre, ce qui permet aux roues de travailler à des vitesses différentes.

La différence importante est que le compresseur axial est actionné uniquement par le 1^{er} étage de la turbine tandis que le 2^{ème} étage qui est accouplé à un deuxième arbre, actionne la machine utilisatrice. Le premier arbre fait partie du « générateur de gaz », le deuxième est appelé « arbre de puissance », chacun est équipé de deux paliers porteurs et un palier de butée.

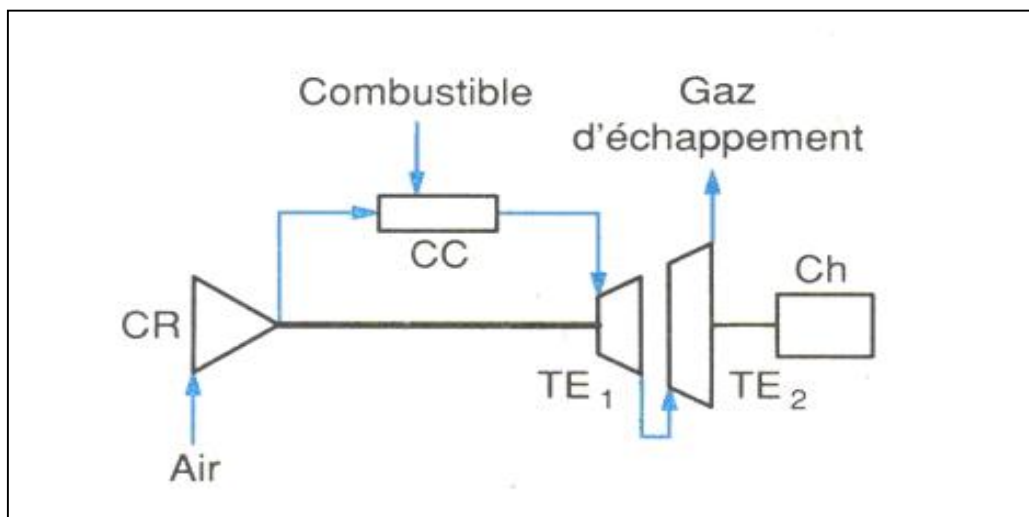


Figure III-5: Turbine Bi-Arbre.

III-2) Etages de turbine :

III-2-1) Etage a réaction :

Dans les turbines à réactions, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique.

$$p_1 > p_2 > p_3$$

Le degré de réaction caractérise la répartition de l'énergie thermique totale.

Ainsi que le degré de réaction est le rapport :

$$v = \frac{\text{Chute d'enthalpie dans les canaux mobiles}}{\text{chute théorique disponible de l'étage}}$$

L'écoulement à travers un étage à réaction, est représenté comme suite :

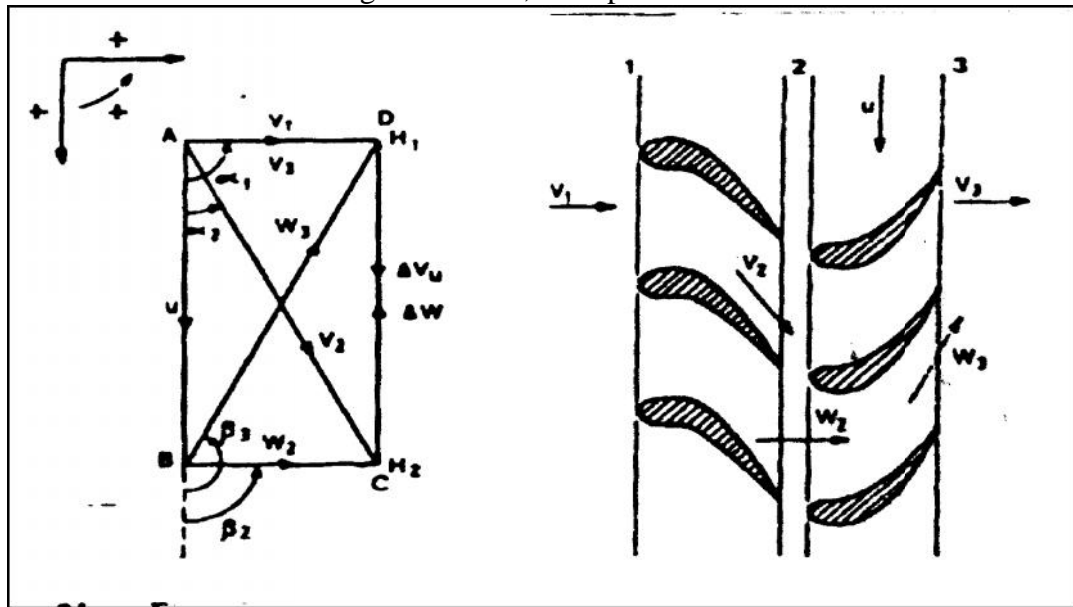


Figure III-6: écoulement par étage à réaction.

III-2-2) Etage à action :

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans les canaux fixes (voir figure), désignés sous le nom de distributeur, ou encore tuyère de détente, les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor, donc l'évolution des gaz dans les aubes mobiles se fait sans variation de la pression statique

$$p_1 = p_2 = p_3$$

On peut dire que la turbine à action, est une cas particulière de la turbine à réaction, dont le degré de réaction est nul, ($V = 0$). Le triangle des vitesses pour un étage à action est représenté comme suite :

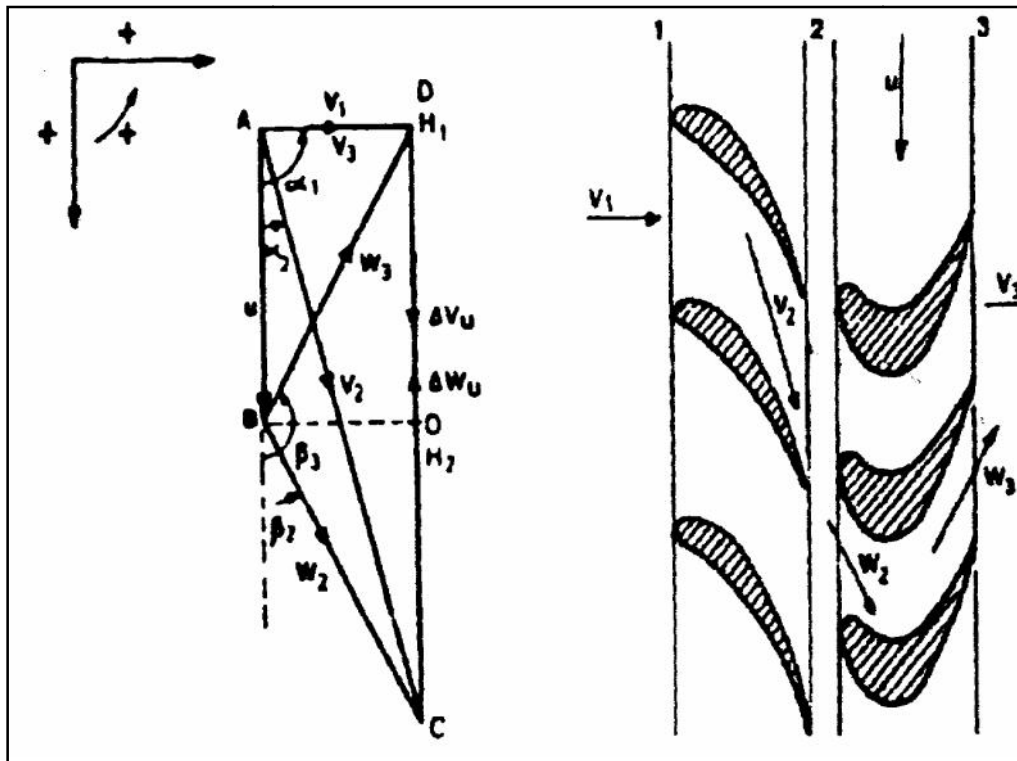


Figure III-7 : écoulement par étage à action.

III-3) La turbine à vapeur

III-3-1) Principe de fonctionnement d'une turbine a vapeur:

La vapeur admise dans la turbine par la vanne d'admission est détendue dans une tuyère ou sur une rangée de tuyères en parallèle (appelée distributeur ou aubage fixes).

A la sortie de la tuyère la vapeur est animée d'une très grande vitesse (quelquefois supérieur à la vitesse de son). Elle vient alors frapper les ailettes d'une roue qu'elle entraine en rotation en lui cédant une partie de l'énergie cinétique qu'elle possède. A la sortie de l'ensemble mobile la vapeur est évacuée par la tubulure d'échappement.

A vitesse constante la puissance fournie par la turbine est égale à celle consommée par la machine entraînée.

Toute variation de la puissance consommée, entraine une variation de la vitesse de rotation si l'on ne modifie pas la puissance motrice de la turbine.

III-4) Comparaison entre les TAV et TAG :

Nous allons faire dans cette partie une comparaison entre la TAG et la TAV de point de vue cycle thermodynamique, construction technologique et maintenance/exploitation.

III-4-1) Comparaison de point de vue thermodynamique :

Lorsque le rôle du fluide moteur est joué par une vapeur qui, après sa détente, se dirige dans un condenseur, ce fluide retourne à la source chaude sous forme liquide, et sa compression jusqu'à une pression supérieure au cycle n'absorbe qu'une fraction peu importante du travail fourni par la détente. Ainsi, dans le cas de la vapeur d'eau, la puissance absorbée par la pompe d'alimentation, le ventilateur et le turbocompresseur est de l'ordre de 6 à 9% de la puissance développée par la turbine. Il n'en est pas de même lors que le fluide moteur est un gaz permanent ; celui-ci doit être comprimé à l'état gazeux par un compresseur, qui est l'un des principaux organes de cette installation.

Le taux de compression du compresseur est, à perte de charges près, égal à celui des pressions qui règnent à l'admission de la turbine. En tenant compte, d'une part, des températures et d'autre part, des rendements propres du compresseur et de la turbine, on constate que la puissance nécessaire au générateur de gaz de la TAG est de l'ordre des deux tiers de celle qui est développée par la TAG. Le tiers qui reste représente la puissance utile. Il en résulte, en particulier, qu'une variation du rendement de la turbine entraîne des répercussions beaucoup plus importantes que dans le cas d'une turbine à vapeur où la puissance utile ne diffère que de quelques centièmes de la puissance fournie par la détente. De même, le rendement du compresseur joue un rôle plus grand que celui de la pompe d'alimentation de la turbine à vapeur.

La substitution d'un gaz permanent à un fluide condensable présente encore un autre aspect ; dans le cas de l'eau, toute la chaleur latente qui reste à la fin de la détente est transmise à l'eau dans le condenseur. Elle est ainsi définitivement perdue. Pour réduire cette perte, on munit la turbine de soutirage de vapeur alimentant des réchauffeurs d'eau d'alimentation. La chaleur latente de la vapeur soutirée est ainsi réintroduite dans le cycle thermodynamique, et le rendement se trouve ainsi amélioré. Mais même dans des conditions idéales (nombres de soutirages infini, réchauffage de l'eau jusqu'à l'ébullition), seule une fraction de la chaleur de la vapeur peut être réintroduite dans le cycle, le reste devrait nécessairement être cédé à la source froide. Au contraire, dans le cas de la TAG, le fluide sortant de la turbine à gaz ne contient que de la chaleur sensible ; ce n'est pas seulement une partie mais, la totalité de cette chaleur qui peut être introduite dans le cycle.

Cela ne veut pas dire qu'une telle turbine à gaz fonctionne sans source froide ; mais contrairement à ce qui a lieu pour une turbine à gaz à cycle simple, le rôle de la source froide est joué, non pas par l'atmosphère, mais par l'eau de réfrigération du compresseur, lequel, dans ce cas particulier doit réaliser une compression isotherme.

III-4-2) Comparaison de point de vue maintenance et exploitation :

La représentation des coûts de maintenance montre que pour un système industriel, le coût d'acquisition ne représente qu'une partie du coût de l'équipement tout au long de sa vie.

Donc pour choisir un système d'entraînement ou le concevoir, il faut prendre en compte l'ensemble des coûts de maintenance et d'exploitation tout au long de sa vie et pas seulement son coût d'acquisition.

CONCLUSION:

Le désir de réaliser des économies importantes en construisant des installations de plus en plus grandes de traitement de GNL à unité simple, conduit la technologie de conception dans des domaines peut sûrs et imprévisibles. Une des principales préoccupations a été la réalisation des gros compresseurs et leurs moteurs d'entraînement, avec le coût d'exploitation et de maintenance, ainsi qu'une disponibilité et fiabilité optimale.

Bien qu'un système de compresseur entraîné par turbine à gaz puisse avoir un coût d'investissement moins élevé (Turbine à vapeur 800 à 1000\$/KW, Turbine à gaz 300 à 350\$/KW), sa simplicité de fonctionnement et sa fiabilité éprouvée.

Les turbines à gaz présentent, encore autres avantages :

- Un faible encombrement par rapport à la turbine à vapeur, du fait de la suppression de la chaudière.
- En outre sa mise en route peut être presque instantanée, puisqu'elle n'est pas tributaire de la mise en pression préalable d'une chaudière
- La possibilité de fonctionner avec un faible débit d'eau et même à la limite de s'en passer complètement facilite évidemment le choix du site pour turbine.
- A cet avantage s'ajoute celui d'un coût d'investissement par KiloWatt inférieur à celui d'une installation comportant une turbine à vapeur,
- Ainsi que celui de frais d'exploitation et d'entretien qui sont également plus bas.

Chapitre IV

Introduction

Nous commencerons ce chapitre par présenter brièvement le fonctionnement de la turbine à gaz (V94.3A) qui est l'un des moteurs dont le principe est le plus simple. Cette manière de faire nous permettra d'entrer dans le vif du sujet en introduisant un certain nombre de notions nécessaires pour l'étude des technologies du domaine énergétique : les fluides mis en jeu, les transformations qu'ils subissent et les composants correspondants, et enfin, les assemblages de ces composants.

Les turbines à gaz Siemens sont des machines à un seul arbre ayant une seule enveloppe. Elles sont aptes à faire fonctionner des générateurs dans des centrales à la charge de base et à la charge de crête. On peut utiliser ces turbines dans des cycles combinés et pour des applications de réchauffage de district. Elles peuvent fonctionner par des combustibles liquides, tels que les huiles combustibles légères, ou par des combustibles gazeux ayant des valeurs calorifiques différentes, tels que le gaz naturel ou le gaz des hauts fourneaux.

IV -1) Fonctionnement de la centrale:

La turbine à gaz, également appelée « turbine à combustion », est une machine thermique qui connaît actuellement une grande vogue, compte tenu de ses excellentes performances (rendement supérieur à 35 % lorsqu'elle est utilisée seule, et à 55 % en cycle combiné). Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, cette machine est composée de trois éléments (Figure IV-1) :

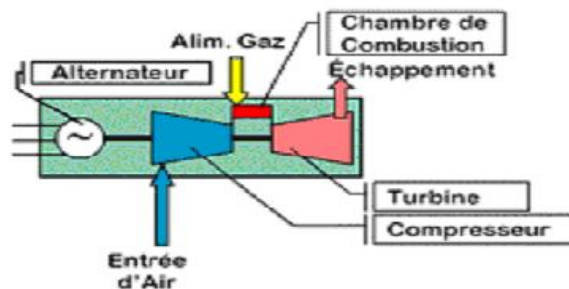


Figure IV-1 : Turbine à gaz simple.

- Un compresseur axial qui sert à comprimer l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 16 bars environ.
- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air préalablement comprimé. Ce dernier est en fort excès afin de limiter la température des gaz brûlés en entrée de la turbine.
- Une turbine axiale dans laquelle sont détendus les gaz à haute température sortant de la chambre de combustion. Une partie significative (60 à 70 %) du travail récupéré sur l'arbre de la turbine sert à entraîner le compresseur.

Sous cette forme, la turbine à gaz constitue un moteur à combustion interne à flux continu. On notera que le terme de *turbine à gaz* provient de l'état du fluide thermodynamique, qui reste toujours gazeux, et non du combustible utilisé, qui peut être aussi bien gazeux que liquide, les turbines à gaz utilisent généralement du gaz naturel ou des distillats légers.

Cet exemple très simple n'est pas représentatif, loin s'en faut, du fonctionnement de tous les moteurs thermiques. Il permet toutefois de se faire une première idée de la complexité des phénomènes qui y prennent place, et donc des connaissances nécessaires pour les calculer.

Les fluides thermodynamiques sont ici des mélanges gazeux, dans un premier temps de l'air et du combustible, puis des gaz de combustion. Ils peuvent être dans chaque cas considérés comme des gaz idéaux, dont les propriétés thermodynamiques énergétiques dépendent uniquement de la température.

IV-2) Caractéristiques générales de la turbine à gaz V94.3A :

La turbine à gaz du type V94.3A de Siemens est une turbine de type *industriel* à un seul arbre d'une puissance nominale d'environ 209 MW.

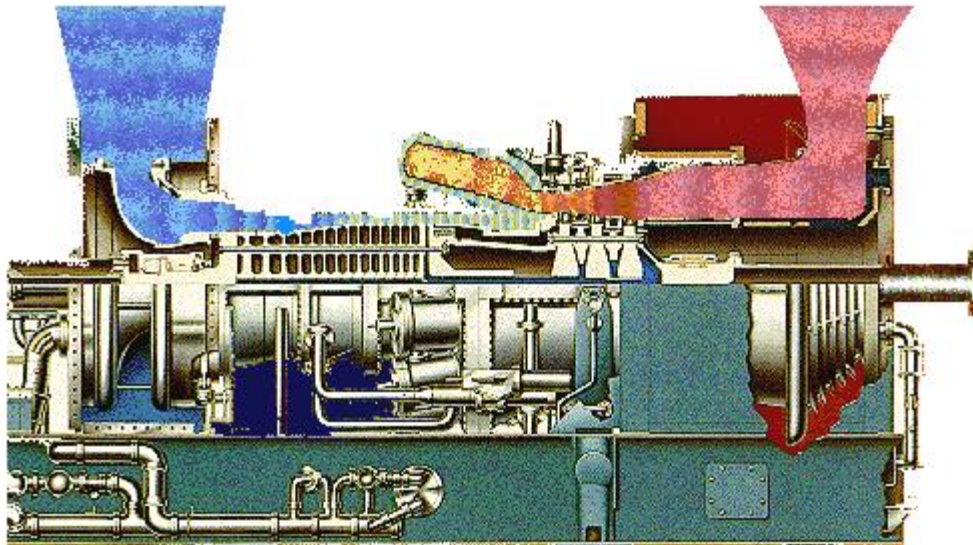


Figure IV-2 : Turbine à gaz V94.3A.

Les avantages majeurs et les caractéristiques de cette turbine à gaz sont les suivantes :

- La combustion a lieu dans une chambre de combustion annulaire dotée de brûleurs hybrides pouvant brûler des combustibles liquides et gazeux.
- Les brûleurs hybrides réduisent les émissions de NOx, on chauffe au gaz ou au fuel dans la plage de charge supérieure en utilisant un procédé sec en fonction des exigences requises en matière d'émissions, un procédé à injection d'eau peut être utilisé (si nécessaire) est prévu.
- La conception de l'ensemble du système de combustion est particulièrement simple et conservatif, ce qui se traduit par une grande fiabilité.
- Vingt-quatre brûleurs assurent une répartition uniforme de la température des gaz chauds en amont de l'aubage de la turbine.
- Le système de refroidissement par film des deux premiers étages de la turbine est d'une grande efficacité.
- Le rotor qui est extrêmement rigide et léger n'est supporté que par deux paliers implantés en dehors de la zone sous pression, à l'admission du compresseur et à l'échappement de la turbine.

- La construction du rotor assure une marche tranquille dans des conditions de fonctionnement instable ; celui-ci est en effet composé de disques ailés dont les faces comportant des accouplements à denture auto-centreuses. Les disques sont maintenus ensemble par un seul tirant central.
- La faible inertie thermique du rotor, constitué de disques, offre des possibilités de démarrage et de prise de charge rapides.
- L'alternateur peut être entraîné par le convertisseur de fréquence qui assure un démarrage rapide de la turbine et sans trop de contraintes. Il n'est pas nécessaire de pousser la combustion comme c'est le cas avec un convertisseur de couple et un moteur de démarrage de puissances relativement faibles.
- Les avantages dus à la conception sont maintenus lorsque le groupe est en service car la zone arrière du compresseur et les sections de l'enveloppe interne de la turbine sont suspendues dans une enveloppe externe rigide commune séparée de façon à pouvoir se dilater librement.
- Un diffuseur axial simple permet un trajet direct et sans obstacle des gaz d'échappement vers tout type de chaudières de récupération, l'alternateur étant couplé côté compresseur.
- La conception de type industriel et les particularités de la construction minimisent les coûts de maintenance.
- Toutes les aubes fixes et mobiles de la turbine peuvent, sans exception et si nécessaire être remplacées individuellement sur le site sans soulever le rotor.

La figure II-3 suivante présente la turbine à gaz V94.3A et ses principales composantes :

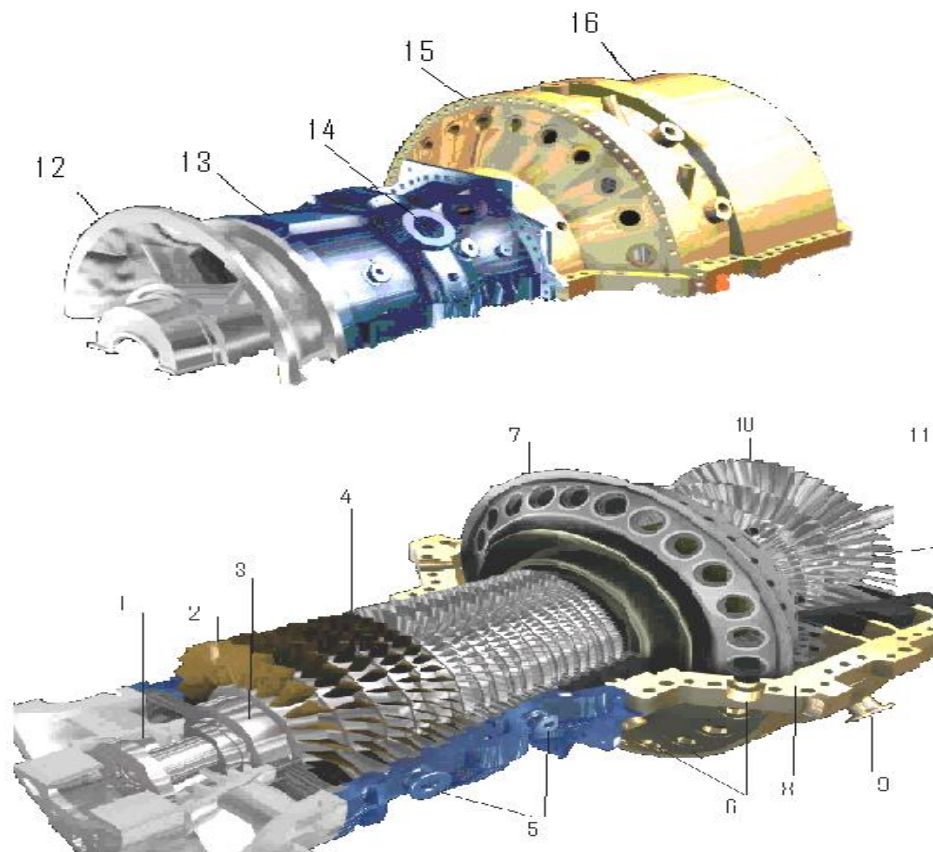


Figure IV-3 Enveloppe et le corps de la turbine V 94.3A.

- | | |
|---|--|
| 1- Palier combiné porteur et de butée, | 09- Entrée d'air compressé à la turbine, |
| 2- Revêtement de 5 étages de compresseur, | 10- Rotor Turbine 4 étage, |
| 3- Rotor, | 11- Palier porteur, |
| 4- Rotor compresseur 17 étages, | 12- Gaine d'aspiration (diffuseur), |
| 5- Canal d'air de soutirage, | 13- Enveloppe de compresseur, |
| 6- Ensemble de brûleurs, | 14- Soutirage d'entrée pompage, |
| 7- Chambre de combustion, | 15- Enveloppe de chambre de combustion, |
| 8- Enveloppe, | 16- Porte aube stationnaire de turbine. |

IV-3) Description des différentes composantes de la turbine V94.3A:

IV-3-1) Le rotor :

Le rotor est l'élément mobile de la machine, il est constitué de trois arbres creux maintenus par un tirant central et des disques. Chaque disque porte une couronne d'aubes, le profil des ailettes du compresseur est différent de celui de la turbine, celle du compresseur sont plus minces et plus étirées, leur longueur et leur largeur vont en diminuant depuis l'aspiration jusqu'au refoulement (Figure IV-3).

Toutes les aubes mobiles du compresseur et de la turbine peuvent être enlevées sans qu'il soit nécessaire de soulever le rotor de ses paliers.



Figure IV-4 : Rotor de la turbine V94.3A.

IV-3-2) Le stator :

C'est la partie fixe dans le turboalternateur, les aubages ou ailettes fixes servent à canaliser le flux de l'air de manière à le soumettre aux forces des aubages mobiles sous un angle convenable.

Le stator est constitué d'une enveloppe, une section d'échappement, des diaphragmes, comme il est doté à son entrée d'un seul étage d'aubes à orientation variable dites *IGV*, destinées d'une part à maintenir la température des gaz d'échappement constante pour éliminer les baisses de rendement, et d'autre part pour assurer la stabilité et éviter le phénomène d'anti-pompage.

La modulation de la position des IGV permet ainsi de maintenir certaines contraintes, diverses pressions et divers débits à l'intérieur des limites nécessaires au fonctionnement satisfaisant de la machine.

Au démarrage, les IGV sont réglées à la position fermée à 44°, lorsque la turbine atteint 95 % de sa vitesse nominale, elles s'ouvrent jusqu'à un angle de 87°, et à l'arrêt, elles reprennent la position 44°.

IV-3-3) Le compresseur :

Le compresseur utilisé dans la turbine à gaz est un compresseur du type *axial*, il aspire l'air à la pression atmosphérique et le refoule à une pression dépendant de son taux de compression, qui est égal à P_s/P_e (P_s : pression de sortie, P_e : pression d'entrée qui n'est autre que la pression atmosphérique), il comporte 17 étages permettant ainsi de refouler l'air à une pression entre 10 et 16 bars.

Un système anti-pompage soutire une quantité d'air suffisante pour assurer un fonctionnement stable du compresseur à basse vitesse, c'est-à-dire lors des démarrages et des ralentissements. L'air est soutiré par deux conduites de décharge en aval du 5^{ème} et du 10^{ème} étage d'aubes fixes et une conduite en aval du 15^{ème} étage d'aubes mobiles. Il est dirigé vers trois chambres annulaires par des espaces également annulaires ménagés à cet effet entre les portes aubes directrices.

Les conduites de décharge sont dotées de clapets pneumatiques et conduisent l'air soutiré vers le diffuseur d'échappement. De l'air destiné au refroidissement de la turbine est également soutiré au niveau de plusieurs étages du compresseur.

Les aubes directrices d'entrée, les aubes directrices des 4 premiers étages et les aubes mobiles des 5 premiers étages du compresseur sont dotées d'un revêtement de Cermet les protégeant contre les dépôts (Figure IV-4).

Au début du démarrage toutes les soupapes de purge sont ouvertes.

Soupape	Etage d'emplacement	Seuil de fermeture Gaz naturel
3	15	77 % vitesse nominale
2	10	80 % vitesse nominale
1.2	5	98 % vitesse nominale
1.1	5	Après 5 secondes de 1.2

Tableau IV-1 : Séquence de travail des soupapes en gaz naturel.

A l'arrêt, dès que l'alimentation du combustible est arrêtée les quatre soupapes s'ouvrent simultanément.



Figure IV- 5 : Compresseur (16+1) étage V 94. 3A.

IV-3-3-1) Les principaux rôles du compresseur :

- Augmentation de l'énergie cinétique du fluide transformée ultérieurement en pression par diffusion,
- Augmentation de pression par effet centrifuge,
- Augmentation de pression dans un écoulement divergent.

IV-3-4) La chambre de combustion :

La chambre de combustion est conçue de manière à assurer une bonne combustion (air, combustible) afin d'augmenter son enthalpie. Elle est équipée de vingt-quatre brûleurs hybrides répartis régulièrement sur son périmètre afin de garantir une zone de température homogène. Cette conception assure un écoulement concentrique de l'air entre le compresseur et la chambre de combustion, puis entre la chambre de combustion et la turbine, ce qui est traduit par une perte de charge réduite (Figure IV-5).

Ainsi, dans le but de réaliser des réactions optimales, provoquant moins de pollution et plus d'énergie, les brûleurs hybrides sont faits de plusieurs injecteurs qui fonctionnent, à cet effet, en mode pré mixte dans la plage de charge supérieure où le combustible est mélangé dans l'injecteur avant d'être brûlé et en mode diffusion quand le combustible est brûlé pendant qu'il est mélangé à l'air.

Les brûleurs hybrides (Figure IV-6) autorisent les modes de fonctionnement suivants :

IV-3-4-1) Marche au combustible gazeux :

- Mode diffusion pour fonctionnement jusqu'à demi charge.
- Mode pré mélange pour fonctionnement entre environ la demi-charge et la pleine charge.

IV-3-4-2) Marche au combustible liquide :

Les brûleurs de fuel en mode diffusion vaporisent le fuel de façon à ce qu'il puisse s'enflammer complètement dans la chambre de combustion.

IV-3-4-3) Système d'allumage :

Les flammes sont allumées de manière électrique, chaque brûleur est équipé de deux électrodes d'allumage et les transformateurs fournissent la tension nécessaire à l'allumage des électrodes des différents brûleurs, l'application de la tension d'allumage cause la formation d'un arc électrique entre les extrémités des deux électrodes d'allumage.



Figure IV-6 : Brûleur hybrides.

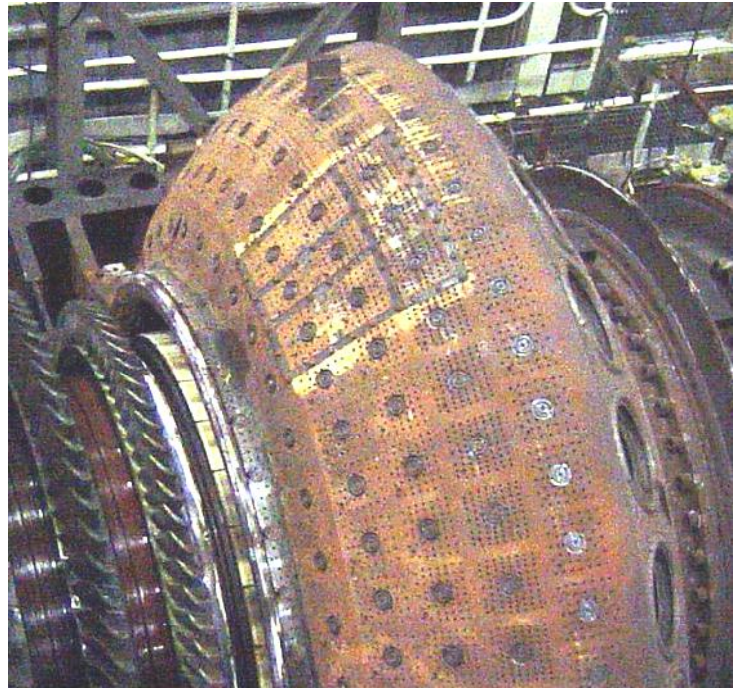


Figure IV-7 : Chambre de combustion à la révision.

La chambre de combustion comporte :

- L'enveloppe.
- Le tube à flamme (ou chemise).
- La pièce de combustion.
- L'injecteur de combustible.
- Les bougies d'allumage.
- Les détecteurs de flamme.
- Les pièces d'interconnexion.

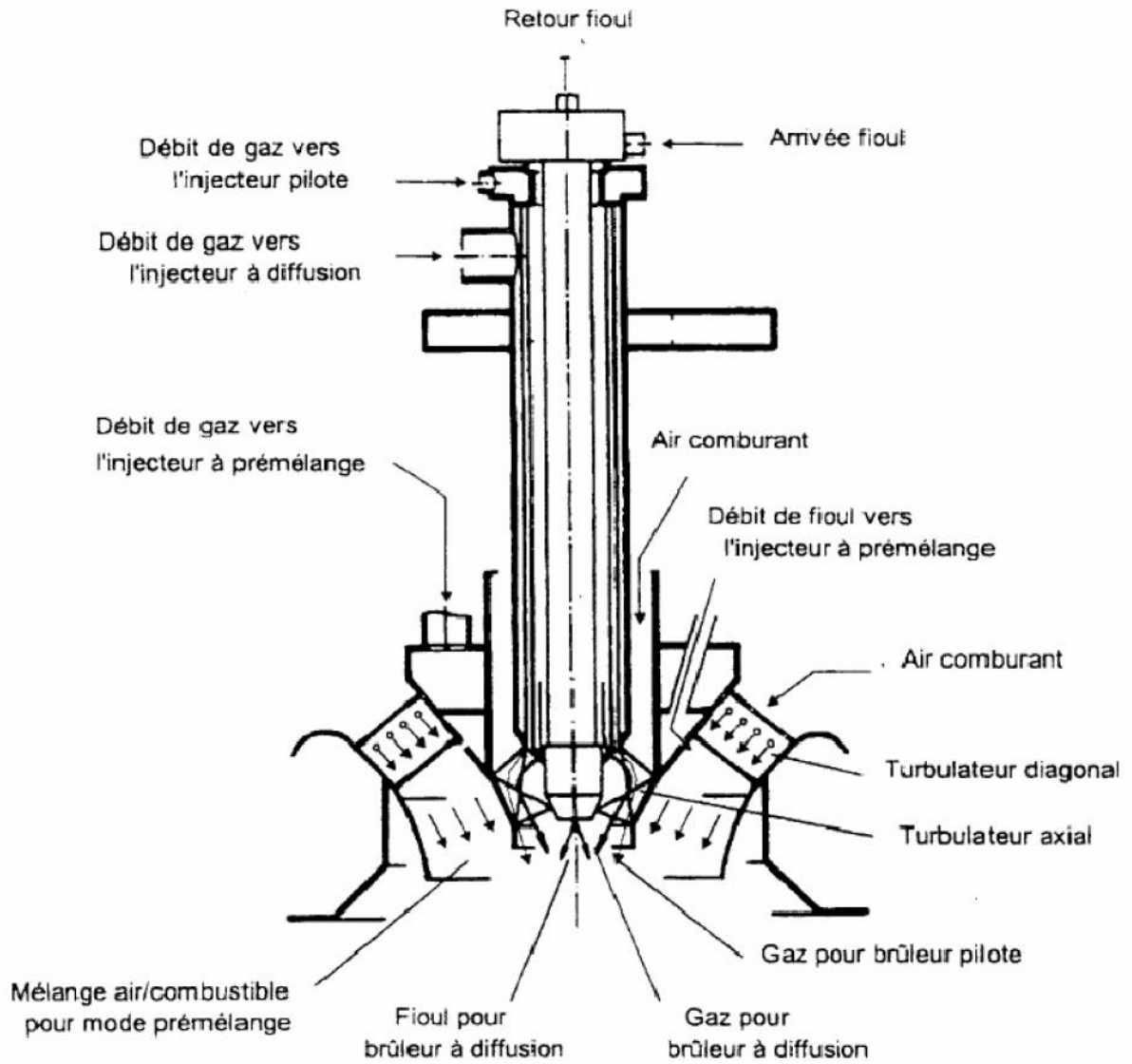


Figure IV-8 : Brûleur hybride pour marche fuel ou gaz.

IV-3-5) La turbine :

Les gaz chauds issus de la chambre de combustion se détendent en passant par quatre étages d'aubes. Cette opération est suivie par la création d'une grande quantité d'énergie mécanique faisant entraîner le rotor de la turbine à gaz.

En raison des contraintes thermiques et mécaniques importantes auxquelles elles sont soumises, les aubes de la turbine sont réalisées à partir d'alliages résistant aux hautes températures. Les aubes des trois premiers étages sont dotées d'un revêtement de protection contre la corrosion à hautes températures.

Les aubes fixes sont constituées d'un bandage extérieur, de la pale et d'un bandage intérieur. Le bandage extérieur sert à maintenir l'aube dans le porte-aubes et constitue l'enveloppe extérieure de la veine des gaz chauds. Le bandage intérieur contient la veine des gaz chauds vers l'intérieur et supporte l'étanchéité interne.

Les quatre étages d'aubes fixes et les trois premiers étages d'aubes mobiles sont refroidis à l'air. L'air de refroidissement destiné à la turbine est prélevé aux étages appropriés du compresseur. Les aubes sont refroidies par film, par impact ou par convection, selon les étages de la turbine.

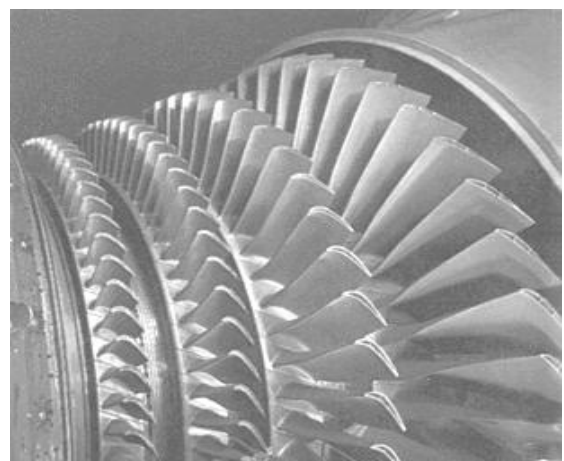


Figure IV- 9 : Les 4 étages de la turbine et l'aubages.

IV-3-5-1) Système de refroidissement de la turbine :

Le système de refroidissement de la turbine refroidit le rotor et l'aubage de la turbine sans faire appel à un système de refroidissement externe. L'aubage de la turbine doit être refroidi afin d'éviter un dépassement des températures admissibles des matériaux.

Le refroidissement des pièces situées dans la veine des gaz chauds améliore la fiabilité en service, protège ces pièces des échauffements excessifs et améliore leur résistance à la corrosion aux hautes températures.

Grâce à l'air de refroidissement qui l'entoure de toutes parts, le rotor n'est pas soumis aux pointes des contraintes thermiques qui pourraient provoquer sa déformation lors des variations de charge dues aux démarrages rapides.

Le fait de refroidir le rotor de la turbine avec de l'air venant du compresseur permet également de réchauffer les disques de la turbine après un démarrage de l'état froid. Cela réduit les tensions dans les disques et raccourcit le temps nécessaire à l'obtention des jeux qui s'établissent en régime permanent.

Les différents étages de la turbine nécessitent d'air de refroidissement à des pressions différentes. A cet effet, l'air de refroidissement est extrait du compresseur en différents points. Etage 1 : L'air de refroidissement destiné au 1^{er} étage de la turbine est soutiré à l'échappement du compresseur. Etage 2 : L'air de refroidissement destiné au 2^{ème} étage d'aubes fixes de la turbine est soutiré du 5^{ème} étage du compresseur. Des conduites dirigent l'air du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De là, il pénètre dans les aubes directrices par des orifices percés dans les portes aubes.

Les aubes mobiles sont refroidies par de l'air soutiré en aval du 14^{ème} étage du compresseur. Cet air pénètre dans les pieds des aubes par des orifices dans les disques du rotor et dans le tube répartiteur d'air, puis ressort par le sommet des aubes. Etage 3 : Les aubes du 3^{ème} étage sont refroidies de la même manière que celles du 2^{ème} étage pour le refroidissement des aubes fixes, deux conduites amènent l'air soutiré du 10^{ème} étage du compresseur à l'enveloppe de la turbine. L'air destiné aux aubes mobiles est soutiré du 14^{ème} étage du compresseur. Etage 4 : Une simple conduite amène l'air soutiré de l'étage du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De là, il parvient aux aubes fixes de la turbine de la

même façon que pour les étages 2 et 3. Au 4^{ème} étage, seul le pied des aubes mobiles est refroidi par de l'air venant du 14^{ème} étage du compresseur.

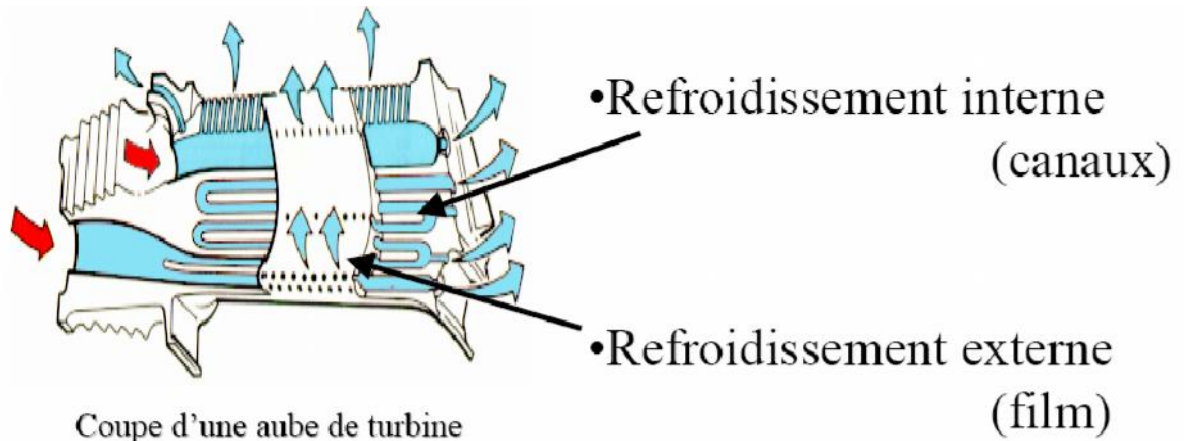


Figure IV-10 : Système de refroidissement des aubes.

IV-3-6) L'alternateur :

C'est l'élément responsable de la transformation d'énergie mécanique en énergie électrique, de type 50 THR-L, d'une puissance apparente de 270 MVA et un facteur de puissance ($\cos \phi = 0,8$), la tension nominale de 15.75 kV, la fréquence 50 Hz, refroidi à l'hydrogène (Figure IV-11). L'excitation de l'alternateur s'effectue par une excitatrice statique.



Figure IV-11 : Alternateur 50 THR-L.

IV-3-7) Paliers :

Le rotor du groupe turbocompresseur est commun au compresseur et à la turbine. Deux paliers seulement sont nécessaires pour supporter le rotor. Ils sont implantés à l'aspiration du compresseur et à l'échappement de la turbine, c'est-à-dire dans les zones qui ne sont pas exposées à de fortes pressions.

Vu le poids du rotor et les contraintes exercées sur le palier en pleine charge, le constructeur doit impérativement éviter le contact entre des solides, pour cela, on injecte de l'huile de lubrification dans le palier pour avoir un contact fluide/solide évitant des températures excessives qui pourraient endommager les paliers.

Au repos et à bas régime (système de virage), l'huile est injectée à 30 bar, ce qui est suffisant pour créer une mince couche d'huile entre le palier et l'arbre, et en charge de base, la pression augmente jusqu'à 180 bar pour compenser l'effet de la force centrifuge due à la vitesse de rotation élevée du rotor qui fait élever le rotor ainsi que les poussées axiales, d'où une pression d'huile assez élevée pour éviter tout contact entre le palier et le rotor.

IV-3-8) Vireur :

Son rôle est de faire tourner le rotor de la turbine à gaz après la mise à l'arrêt, afin d'éviter un refroidissement inégal qui entraînera une déformation de l'arbre.

Une vitesse minimale est requise pour engendrer dans les paliers un coin d'huile capable de supporter la charge du rotor et d'empêcher tout frottement entre l'arbre et le palier.

Le système de virage fait tourner l'arbre à une vitesse de 120 tr/s pendant au moins 74h pour permettre le refroidissement de la turbine à gaz, de même, il faut faire tourner l'arbre par le vireur après un arrêt total de la turbine à gaz avant la mise en marche.

Le vireur fonctionne avec de l'huile de graissage fournie par la pompe de soulèvement.

IV-4) Démarrage et mise à l'arrêt de la turbine à gaz :

Quelques courbes de démarrage typiques dans les conditions d'ambiance ISO sans pertes à l'admission et à l'échappement sont représentées sur le diagramme dans l'annexe si la turbine à gaz n'est pas en virage, 30 secondes s'écoulent après le signal de commande de

démarrage, pendant lesquelles le système de lubrification est démarré et amené à pleine pression.

Le convertisseur de fréquence de démarrage commence alors à accélérer l'arbre du groupe, les aubes d'entrée à orientation variable du compresseur étant fermées (débit minimal). Le système d'allumage à étincelle et à gaz est activé à 500 tr/min. Un débit de combustible minimal (10 % env.) est admis à la turbine à gaz à 700 tr/min environ. Lorsque la vanne d'arrêt du combustible est ouverte. À 1.000 tr/min, le débit du combustible est augmenté graduellement pour accélérer le groupe rapidement jusqu'à 3.000 tr/min. Le convertisseur de fréquence de démarrage est coupé à 2.100 tr/min. La turbine poursuit elle-même son accélération jusqu'à la vitesse de synchronisation. La synchronisation automatique avec un réseau électrique stable est possible en 20 secondes.

La procédure de prise de charge commence par un palier de 20 MW. Elle peut se poursuivre ensuite avec un gradient constant jusqu'à la charge de base, gradient qui devrait se situer à 13 MW/min. La température maximale des gaz d'échappement est atteinte lorsque le groupe fonctionne aux alentours de la demi-charge. Les aubes d'entrée à orientation variable du compresseur sont alors amenées vers la position de pleine ouverture qu'elles occupent en charge de base.

IV-5) Différents systèmes de la turbine à gaz :

IV-5-1) Systèmes d'instrumentation :

- **Mesure de la vitesse :** la turbine à gaz est conçue pour fonctionner en régime établi moyennant une marge de tolérance (de 95 à 103 %). Elle ne doit tourner en dehors de cette plage que pour une très courte durée, la vitesse de la turbine est mesurée par six détecteurs de vitesse (de MBA10CS101 à MBA10CS106). Pour empêcher que la turbine à gaz ne fonctionne à des vitesses qui ne sont pas admises, celle-ci est équipée d'un système de détection de vitesses et de protection contre la survitesse.

Les capteurs de vitesse détectent les changements intervenant dans le champs magnétique créée par des encoches sur l'arbre. Les signaux de sortie sont traités à l'intérieur de deux systèmes redondants de contrôle. Les deux systèmes transmettent leurs signaux au système de

protection de survitesse. Chaque canal des différents systèmes de contrôle est établi à la limite (soit > 108 % de la vitesse nominale). Si au moins un des deux ou les deux systèmes à la fois indiquent un dépassement de cette limite, la vitesse est élevée de manière non acceptable, et un arrêt de la turbine à gaz commence.

- **Mesure vibration des paliers** : les vibrations de l'enveloppe extérieure sont mesurées sur le palier de la turbine à gaz et le palier du compresseur et de l'alternateur moyennant les détecteurs : MBD11CY101 et MBD11CY102 (palier turbine) MBD12CY101 et MBD12CY102 (palier compresseur).

MKD10CY020, MKD10CY026, MKD20CY020 et MKD20CY026 (palier alternateur) deux canaux différents et équivalents sont utilisés pour la mesure des vibrations des paliers (canal 1 et canal 2) si au moins un des deux canaux indique que la limite de 9.3 mm/s a été dépassée, l'alarme de pré blocage (alarme vibration palier) est annoncé. Si les deux canaux indiquent le dépassement du seuil maximal, soit 14.7 mm/s, l'arrêt de la turbine à gaz commence.

- **Mesure des vibrations sur l'arbre** : les vibrations de l'arbre sur le palier sont mesurés par plusieurs détecteurs. Ces détecteurs remplissent seulement une fonction de surveillance des oscillations qui surviennent dans l'arbre, par conséquent ils n'interviennent pas dans le logiciel pour l'arrêt automatique.
- **Mesure de la température des paliers** : les paliers pourraient être endommagés par un débit insuffisant d'huile de lubrification, par une surcharge ou par une température d'huile excessive. La température du métal du palier est mesurée de manière à permettre de connaître, à temps, une menace de dommages. Chaque palier comporte quatre thermocouples dont un de réserve.

MBD12CT101A, MBD12CT101B, MBD12CT101C sur le palier du compresseur.

MBD11CT101A, MBD11CT101B, MBD11CT101C sur le palier de la turbine.

MKD11CT001A, MKD11CT001B, MKD11CT001C sur l'alternateur côté turbine.

MKD12CT001A, MKD12CT001B, MKD12CT001C sur l'alternateur côté collecteur.

Si deux des trois capteurs indiquant un dépassement du seuil de 100°C sur le palier compresseur, l'alarme (de haute température palier) est annoncée. Dans le cas du palier de la turbine, ce n'est qu'après le dépassement du seuil de 110°C seulement que l'alarme est annoncée. Cette température est plus élevée que celle du palier compresseur, car il est exposé au gaz d'échappement.

Si la température du palier de la turbine ou du compresseur dépasse le seuil limite de 120°C, l'arrêt de la turbine commence.

- **Température d'échappement de la turbine:** La température des gaz d'échappement est mesurée immédiatement en aval de la turbine par 24 thermocouples, une alarme de pré blocage se déclenche à 580°C, l'arrêt est déclenché au dépassement de la limite de 620 °C.

IV-5-2) Système de gasoil :

La fonction du système est aussi celle de transférer le gasoil des réservoirs d'accumulations aux réservoirs journaliers. Le système du gasoil est projeté pour emmagasiner l'huile combustible et alimenter les turbines à gaz à la pression et débit demandés.

IV-5-3) Le diesel de secours :

Le Groupe Diesel est constitué de trois parties essentielles :

- Un moteur thermique équipé des systèmes mécaniques nécessaires,
- Un compresseur d'air,
- Le système de commande et de protection.

Conclusion:

La turbine à gaz V94.3A est performante du fait des technologies avancées utilisées dans sa conception, comme les modifications apportées pour éliminer le maximum de pertes et les allégements de plusieurs composantes pour un meilleur rendement.

De plus, l'utilisation des nouveaux matériaux aux caractéristiques élevées, notamment la résistance aux contraintes mécaniques et thermiques, et l'utilisation d'une multitude de capteurs et logiciels de gestion performants pour une sécurisation du fonctionnement et une durée de vie prolongée. C'est pour toutes ces raisons que la turbine V94.3A a été choisie, parmi d'autres, par nombre de pays pour équiper leurs centrales.

Chapitre V

Introduction :

Pour comprendre le fonctionnement d'une turbine à gaz, il est impératif de connaître les lois essentielles de la thermodynamique faisant appel à des hypothèses et des simplifications.

Lors de l'analyse thermodynamique du cycle d'un turbomoteur, nous nous intéressons principalement à la température d'entrée de la turbine et au rapport de compression du compresseur afin d'élargir la plage d'étude, en effectuant plusieurs calculs incluant ces variables.

Ce chapitre se veut une illustration des caractéristiques thermodynamiques dont nous aurons besoin durant le reste de notre étude.

V-1- Différents Cycles Thermodynamiques (appliqués à la TG):**V-1-1) Les cycles thermodynamiques pour la production de puissance :**

Avant d'établir notre étude du cycle air-gaz de la turbine V94.3A nous rappelons d'abord qu'il existe plusieurs variantes de machines thermiques, chacune utilisant le cycle thermodynamique qui lui associé.

V-1-1-1) Cycle de Joule :

Le cycle de Joule se compose de deux branches d'isentropiques (Figure V-1). La compression (1-2) et la détente (3-4) sont raccordées par les isobares (2-3) et (4-1). Le long de ces dernières, il y a un échange de chaleur avec le milieu extérieur.

Au cours de ces isobares, la température du gaz varie de façon continue :

- Un échauffement de T_2 à T_3 .
- Un refroidissement de T_4 à T_1 .

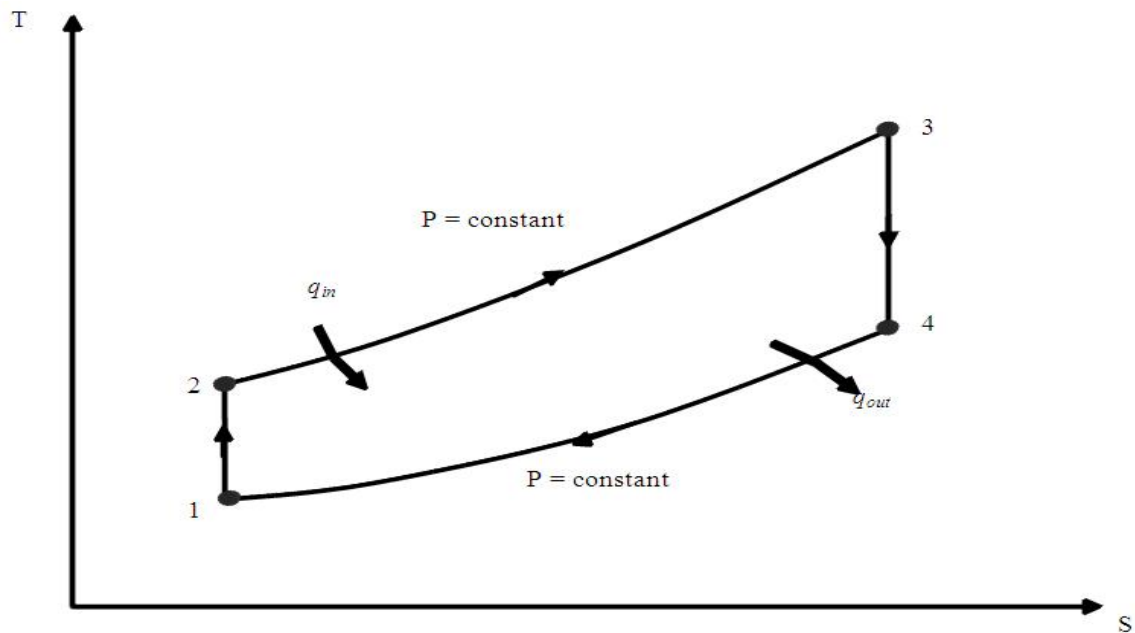


Figure V-1 : Cycle de Joule.

Les quantités de chaleur échangées sont :

$$\bullet \quad Q_1 = C_v (T_3 - T_2) \quad (V-1a)$$

$$\bullet \quad Q_2 = C_v (T_1 - T_4) = - C_v (T_4 - T_1) \quad (V-1b)$$

Pour décrire le cycle de Joule d'une manière réversible, il faut disposer de plusieurs sources chaudes en (2-3) et de plusieurs sources froides en (1-4).

Le cycle de Joule peut être décrit d'une manière irréversible avec deux sources de chaleur : une chaude à température élevée T_3 , et une source froide, à la température la plus basse T_1 .

Les échanges de chaleur sont alors irréversibles entraînant une perte de charge.

Le rendement du cycle est donné par l'équation :

$$y = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} \quad (V-2)$$

V-2) Calcul thermodynamique:

Nos calculs se feront pour les différentes parties de la turbine à gaz, passant par le diffuseur, le compresseur, la chambre de combustion et enfin par la turbine. Nous avons calculé les différents paramètres et rendements pour l'essai de réception et les valeurs de l'essai de consommation de l'année dernier.

N.B : les valeurs de température et de pression sont relevées de la salle de commande de la centrale.

V.2.1) Calculs des paramètres

V.2.1.1) Le diffuseur

V.2.1.1.1) Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur

- **Pression statique**

$$P_0 = P_{\text{atm}} = 1.013 \text{ bar (mesurée).}$$

- **Masse volumique :**

On a :

$$\rho_0 = \frac{P_0}{r_0 \times T_0} = \frac{1.013 \times 10^5}{287.1 \times 299.33} = \mathbf{1.1787 \text{ kg/m}^3}.$$

- **Vitesse du son :**

$$a_0 = \sqrt{\gamma \times r_0 \times T_0} = \sqrt{1.4014 \times 287.1 \times 299.33} = \mathbf{347.03 \text{ m/s.}}$$

La section à l'entrée et le débit massique sont connus, nous pouvons donc calculer la vitesse :

$$\dot{m} = \rho_0 \times V_0 \times S_0 \Rightarrow V_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \times S_0} = \frac{601.4775}{1.1787 \times 15.29} = \mathbf{33.37 \text{ m/s.}}$$

Le nombre de Mach à l'entrée est donné par :

$$M_0 = \frac{V_0}{a_0} = \frac{33.37}{347.03} = \mathbf{0.096}.$$

V.2.1.1.2) Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur :

L'air n'échange aucun travail ni chaleur, donc : $W_{01} = Q_{01} = 0$. L'équation d'énergie appliquée entre l'entrée et la sortie du diffuseur devient alors :

$$(H_1 - H_0) + \frac{1}{2} \times (V_1^2 - V_0^2) = 0$$

Pour le calcul de la vitesse axiale, on considère la section S_1 à l'entrée du compresseur perpendiculaire au vecteur de la vitesse, et on utilise la relation :

$$\dot{m} = \rho_1 \times V_1 \times S_1 \Rightarrow V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \times S_1} = \frac{601.4775}{1.1571 \times 8.43} = \mathbf{61.66 \text{ m/s}}.$$

Donc :

$$(H_2 - H_1) = -\frac{1}{2} \times (V_1^2 - V_0^2) = -\frac{1}{2} \times (61.66^2 - 33.37^2).$$

$$(H_1 - H_0) = -1.344 \text{ kJ/kg}.$$

On constate alors une chute d'enthalpie expliquée par le fait que le fluide a subi une détente.

- **Température statique à la sortie du diffuseur :**

$$H_1 - H_0 = C_p \times (T_1 - T_0) \Rightarrow T_1 = T_0 + \frac{H_1 - H_0}{C_p}$$

Alors :

$$T_1 = 299.33 + \frac{-1.303}{1.00228} = \mathbf{297.99 \text{ K}}$$

On constate une diminution de la température due à la chute d'enthalpie, le fluide subi un refroidissement.

- **Vitesse locale du son à la sortie du diffuseur :**

$$a_1 = \sqrt{\gamma_1 \times r_1 \times T_1} = \sqrt{1.4014 \times 287.1 \times 297.99} = \mathbf{346.26 \text{ m/s}}$$

On a le nombre de Mach à la sortie :

$$M_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{61.66}{346.26} = \mathbf{0.178}$$

- **Pression statique à la sortie :**

On a :

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow P_1 = P_0 \times \left(\frac{T_0}{T_1} \right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)} = 1.013 \times \left(\frac{299.33}{297.99} \right)^{\left(\frac{1.4014}{1-1.4014} \right)} = \mathbf{0.99 \text{ bar}}$$

- **Température totale :**

$$T_{t1} = T_1 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_1^2 \right] = 297.99 \times \left[1 + \frac{1.4014-1}{2} (0.178)^2 \right] = \mathbf{299.84 \text{ K}}$$

- **Pression totale**

$$P_{t1} = P_1 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_1^2 \right]^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0.99 \times \left[1 + \frac{1.4014-1}{2} (0.178)^2 \right]^{\frac{1.4014}{1.4014-1}} = \mathbf{1.011 \text{ bar}}$$

- **Rendement du diffuseur :**

Nous avons :

$$\eta_d = \frac{P_{t1}}{P_a} = \frac{1.011}{1.013} = \mathbf{0.9987}$$

Le rendement du diffuseur est de 99,87 %.

V.2.1.2) Le compresseur

V.2.1.2.1) Paramètres nécessaires pour le calcul du compresseur

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression	0.99	15.388 (mesurée)	bar
Température	297.98	683.68 (mesurée)	K
C_p	1002.28	1072.99 (tabulée)	J/kg.K
	1.4014	1.3653 (tabulée)	–
r	287.1	287.1	J/Kg.K
	1.15716	7.8396 (calculée)	kg/m ³

V.2.1.2.2) Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur :

- Masse volumique :

On a :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r_2 \times T_2} = \frac{15.388 \times 10^5}{287.1 \times 683.68} = 7.8396 \text{ kg/m}^3.$$

- Vitesse à la sortie du compresseur :

On considère la section S_2 à la sortie du compresseur perpendiculaire au vecteur de la vitesse, et on utilise la relation :

$$\dot{m} = \rho_2 \times V_2 \times S_2 \Rightarrow V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \times S_2} = \frac{601.4775}{7.8396 \times 1.47} = 52.19 \text{ m/s.}$$

- Vitesse du son à la sortie du compresseur a_2 :

$$a_2 = \sqrt{\gamma_2 \times r_2 \times T_2} = \sqrt{1.3653 \times 287.1 \times 683.68} = 517.67 \text{ m/s}$$

- **Nombre de mach à la sortie du compresseur M_2 :**

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} = \frac{V_a}{a_2} = \frac{52.19}{517.67} = \mathbf{0.101}$$

- **Température totale à la sortie du compresseur T_{t2} :**

$$T_{t2} = T_2 \times \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_2^2 \right] = 683.68 \times \left[1 + \frac{1.3653 - 1}{2} \times (0.101)^2 \right] = \mathbf{684.95 \text{ K.}}$$

- **Rendement isentropique du compresseur η_c :**

$$\eta_{isc} = \frac{T_{tis2} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}}$$

On cherche T_{tis2} :

- **Pression totale à la sortie du compresseur P_{t2} :**

$$P_{t2} = P_2 \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 15,388 \left[1 + \frac{1,3653 - 1}{2} (0,101)^2 \right]^{\frac{1,3653}{1,3653 - 1}} = \mathbf{15.495 \text{ bar}}$$

N.B : Dans ce qui suit, nous utiliserons pour le calcul des paramètres de la transformation (évolution thermodynamique) les valeurs moyennes des paramètres $\bar{\gamma}$ et \bar{C}_p , mais nous prendrons pour le calcul des points (température et pression constantes) les valeurs locales de γ et C_p .

- **Calcul de $\bar{\gamma}$ et de \bar{C}_p :**

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} = \frac{1.4014 + 1.3653}{2} \Rightarrow \bar{\gamma} = 1.3833.$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p1} + C_{p2}}{2} = \frac{1002.28 + 1072.99}{2} \Rightarrow \bar{C}_p = 1037.63 \text{ J/Kg.K.}$$

- **Température isentropique du compresseur T_{is2}**

$$\frac{T_{is2}}{T_{t1}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\bar{\kappa}-1}{\bar{\kappa}}} \Rightarrow T_{is2} = T_{t1} \times \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\bar{\kappa}-1}{\bar{\kappa}}} = 299.84 \times \left(\frac{15.495}{1.011} \right)^{\frac{1.3833-1}{1.3833}} = \mathbf{638.8 \text{ K.}}$$

- **Rendement isentropique du compresseur η_{isc} :**

$$\eta_{isc} = \frac{T_{tis2} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} = \frac{638,8 - 299,84}{684,95 - 299,84} \Rightarrow \eta_{isc} = \mathbf{0.8801 = 88.01\%}.$$

- **Rendement polytropique du compresseur η_{pc} :**

$$\text{On a : } \eta_{pc} = \frac{\bar{\kappa} - 1}{\bar{\kappa}} \times \frac{\ln \frac{P_{t2}}{P_{t1}}}{\ln \frac{T_{t2}}{T_{t1}}} = \frac{1.3833 - 1}{1.3833} \times \frac{\ln \frac{15.495}{1.011}}{\ln \frac{684.95}{299.84}} \Rightarrow \eta_{pc} = \mathbf{0.9155 = 91.55\%}.$$

- **Coefficient polytropique k :**

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\bar{\kappa}-1}{\bar{\kappa} \times \eta_p} \Rightarrow \frac{1}{k} = 0.696 \Rightarrow \mathbf{k=1.434}.$$

- **Travail réel du compresseur W_c :**

$$W_c = \bar{C}_p \times (T_{t2} - T_{t1}) = 1037.63 \times (684.95 - 299.84) \Rightarrow \mathbf{W_c=399.6 \text{ kJ/kg.}}$$

- **Travail idéal du compresseur W_{isc} :**

$$W_{isc} = \bar{C}_p \times (T_{tis2} - T_{t1}) = 1037.63 \times (639.85 - 299.84) \Rightarrow \mathbf{W_{isc}=351.72 \text{ kJ/kg.}}$$

V.2.1.3) La chambre de combustion :**V.2.1.3.1) Paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion :**

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression	15.388 (mesurée)	14.909 (calculée)	bar
Température	683.68 (mesurée)	1463.15	K
Cp	1072.99	1269.52	J/kg.K
	1.3653	1.2949	-
r	287.1	289.12	J/kg.K
	7.8396	3.5244 (calculée)	kg/m ³

- Rapport du mélange air-combustible : $f = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} = \frac{1}{45} = 0.022$

- Combustible utilisé : gaz naturel

- Pouvoir calorifique inférieur : $Q_i = PCI = 45484 \text{ kJ/kg}$.

- Masse volumique du combustible : $\rho_g = 0.8002 \text{ kg/m}^3$

- Masse moléculaire : $M_g = 18.92 \text{ g/mol}$.

V.2.1.3.2 : Calcul thermodynamique pour la chambre de combustion :

- Masse moléculaire du mélange gazeux M_m :

$$M_m = (1 - f)M_a + f M_g = \frac{44}{45} 28.9641 + \frac{1}{45} 18.92 \Rightarrow M_m = 28.75 \text{ g/mol.}$$

- Constante du mélange gazeux r :

$$\dot{r} = \frac{R}{M_m} \Rightarrow \dot{r} = \frac{8.3143}{0.028756} \Rightarrow r = 289.12 \text{ J/kg K.}$$

- Chaleur spécifique du mélange Cp :

$$\overline{C_p} = \frac{m}{m-1} \times r' \Rightarrow \overline{C_p} = \frac{1.2949}{1.2949-1} \times 289.12 \Rightarrow C_p = 1269.52 \text{ J/Kg K.}$$

- **Masse volumique :**

On a :
$$\rho_3 = \frac{P_3}{r_3 \times T_3} = \frac{14.909 \times 10^5}{289.12 \times 1463.15} = 3.5244 \text{ kg/m}^3.$$

- **Vitesse à la sortie de la chambre de combustion :**

$$\dot{m} = \rho_3 \times V_3 \times S_3 \Rightarrow V_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \times S_3} = \frac{614.7385}{3.61128 \times 1.184} = 147.31 \text{ m/s}.$$

- **Vitesse du son a_3 :**

$$a_3 = \sqrt{r_3 \times T_3} = \sqrt{1.2949 \times 289.12 \times 1463.15} \Rightarrow a_3 = 740.12 \text{ m/s}.$$

- **Nombre de mach M_3 :**

$$M_3 = \frac{V_3}{a_3} = \frac{147.31}{740.12} \Rightarrow M_3 = 0.199.$$

- **Température totale à la sortie T_{t3} :**

$$T_{t3} = T_3 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_3^2 \right] = 1463.15 \times \left[1 + \frac{1.2949-1}{2} \times (0.199)^2 \right] \Rightarrow T_{t3} = 1471.69 \text{ K}.$$

- **Pression statique P_3 :**

On a :

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \times \frac{M_2}{M_3} \times \left(\frac{r_3 \times T_3}{r_2 \times T_2} \right)^{\frac{1}{2}} \times \frac{S_2}{S_3} (1+f) \Rightarrow P_3 = 14.908 \text{ bar}.$$

- **Pression totale P_{t3} :**

$$P_{t3} = P_3 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_3^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 14.908 \times \left[1 + \frac{1.2949-1}{2} \times (0.199)^2 \right]^{\frac{1.2949}{1.2949-1}}$$

$$\Rightarrow P_{t3} = 14.927 \text{ bar}.$$

- Perte relative de pression :

$$\Delta P = P_{t2} - P_{t3} = 15.495 - 14.927 = 0.568 \text{ bar.}$$

$$\frac{P}{P} = \frac{P_{t2} - P_{t3}}{P_{t2}} = \frac{15.495 - 14.927}{15.495} \Rightarrow \frac{P}{P} = 3.66\%.$$

V.2.1.4) La turbine :

V.2.1.4.1) Paramètres qui caractérisent l'entrée de la turbine :

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression total	14.927	1.03	bar
Température	1463.18	852.15 (mesuré)	K
Cp	1269.52	1164.28	j/Kg k
	1.2949	1.3335	-
r	289.12	289.12	j/Kg k
	3.5244	0.4306 (calculer)	Kg/m ³

V.2.1.4.2) Calcul thermodynamique pour la turbine :

- Température isentropique totale T_{is4} :

$$\frac{T_{t3}}{T_{is4}} = \left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{is4} = \frac{T_{t3}}{\left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{-1}{\gamma}}} = \frac{1471.69}{\left(\frac{14.927}{1.03} \right)^{\frac{1.3142-1}{1.3142}}} \Rightarrow T_{is4} = 776.62 \text{ K.}$$

- Masse volumique :

- On a :

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r_4 \times T_4} = \frac{1.03 \times 10^5}{289.12 \times 852.15} = 0.4306 \text{ kg/m}^3.$$

- **Vitesse à la sortie de la turbine :**

$$\dot{m} = \dots_4 \times V_4 \times S_4 \Rightarrow V_4 = \frac{\dot{m}}{\dots_4 \times S_4} = \frac{614.7385}{0.41487 \times 13.57} = \mathbf{105.20 \text{ m/s.}}$$

- **Vitesse du son a_4 :**

$$a_4 = \sqrt{\gamma_4 \times r_4 \times T_4} = \sqrt{1.3335 \times 289.12 \times 852.15} \Rightarrow \mathbf{a_4 = 573.18 \text{ m/s.}}$$

- **Nombre de mach M_4 :**

$$M_4 = \frac{V_4}{a_4} = \frac{105.20}{573.18} \Rightarrow \mathbf{M_4 = 0.183.}$$

- **Température totale à la sortie de la turbine T_{t4} :**

•

$$T_{t4} = T_4 \times \left[1 + \frac{\gamma_4 - 1}{2} \times M_4^2 \right] \Rightarrow T_{t4} = 852.15 \times \left[1 + \frac{1.3335 - 1}{2} \times (0.183)^2 \right] \Rightarrow \mathbf{T_{t4} = 856.9 \text{ K.}}$$

- **Coefficient polytropique de la turbine k :**

$$p \times \frac{\gamma_4 - 1}{\gamma_4} = \frac{k - 1}{k} = \frac{\ln \frac{T_{t4}}{T_{t3}}}{\ln \frac{P_{t4}}{P_{t3}}} = 0.202 \Rightarrow \mathbf{k = 1.253}$$

- **Calcul de $\bar{\chi}$ et de \bar{C}_p :**

$$\bar{\chi} = \frac{\chi_3 + \chi_4}{2} = \frac{1.2949 + 1.3335}{2} \Rightarrow \bar{\chi} = 1.3142 .$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p3} + C_{p4}}{2} = \frac{1269.52 + 1164.28}{2} \Rightarrow \bar{C}_p = 1216.9 \text{ J/Kg.K.}$$

- **Travail réel de la turbine W_T :**

$$W_T = \bar{C}_p \times (T_{t3} - T_{t4}) = 1216.9 \times (1471.69 - 856.9) \Rightarrow \mathbf{W_T = 748.137 \text{ KJ/Kg.}}$$

- **Travail idéal de la turbine W_{Tis} :**

$$W_{Tis} = \overline{C_p} \times (T_{i3} - T_{is4}) = 1216.9 \times (1471.69 - 776.62) \Rightarrow W_{Tis} = 847.29 \text{ KJ/Kg.}$$

- **Rendement idéal de la turbine η_{Tis} :**

$$\eta_{Tis} = \frac{W_T}{W_{Tis}} = \frac{748.137}{847.29} \Rightarrow \eta_{Tis} = 88.29\%.$$

- **Rendement polytropique de la turbine η_p :**

$$\eta_p = \frac{k-1}{k} \times \frac{-1}{-1} \Rightarrow \eta_p = 84.61\%.$$

V.2.1.5) Calcul des Performances de la turbine à gaz :

- **Travail utile W_u :**

$$W_u = W_T - W_c = 748.137 - 399.6 \Rightarrow W_u = 348.537 \text{ KJ/Kg.}$$

- **Puissance de la turbine P_T :**

$$P_T = \dot{m} \times W_T = 614.738 \times 748.137 \Rightarrow P_T = 459.90 \text{ MW.}$$

- **Puissance du compresseur P_c :**

$$P_c = \dot{m}_a \times W_a = 601.477 \times 399.6 \Rightarrow P_c = 240.35 \text{ MW.}$$

- **Puissance utile P_u :**

$$P_u = P_T - P_c = 459.3 - 240.35 \Rightarrow P_u = 219.55 \text{ Mw.}$$

- **Rendement thermique η_{th} :**

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{q_{23}} = \frac{W_u}{C_p \times (T_3 - T_2)} = \frac{347.552 \times 10^3}{1171.255 \times (1463.15 - 683.68)} \Rightarrow \eta_{th} = 38.17\%.$$

- **Rendement global :**

$$\eta_{\text{global}} = \frac{P_u}{\dot{m} \times \text{PCI}} = \frac{219.55}{(13.26097 \times 45484)} \Rightarrow \eta_{\text{global}} = \mathbf{36.40\%}.$$

- **Rendement mécanique :**

$$\eta_{\text{global}} = \eta_m \times \eta_{th} \Rightarrow \eta_m = \frac{\eta_{\text{global}}}{\eta_{th}} = \frac{36.4}{38.17} \Rightarrow \eta_m = \mathbf{95.36\%}.$$

- **La consommation spécifique CS :**

$$CS[\text{Kj/KWh}] = \frac{3600}{\eta_{\text{global}}} = \frac{3600}{0.363} = \mathbf{9890.1 \text{ KJ/KWh}}.$$

$$CS[\text{Kcal/KWh}] = \frac{CS[\text{Kj/KWh}]}{4.18} = \mathbf{2366.05 \text{ Kcal/KWh}}.$$

$$CS[\text{Kg/KWh}] = \frac{CS[\text{Kj/KWh}]}{\text{PCI}} = \mathbf{0.217 \text{ Kg/KWh}}.$$

CONCLUSION :

Nous avons vu dans ce chapitre le calcul thermodynamique. Les résultats obtenus nous ont permis d'avoir une idée sur l'état de la turbine à gaz ainsi que les différentes composantes telle que la turbine et le compresseur.

Dans la méthode thermodynamique, nous avons essayé de calculer les paramètres avec une très grande précision. Nous avons obtenus des résultats assez proches de ceux de constructeur, avec cependant un petit écart, dû aux pertes mécaniques qui ne sont pas prises en considération par la méthode thermodynamique, mais celle-ci nous donne le rendement des différents éléments de la turbine qui peut nous permettre de déterminer d'éventuels problèmes.

Chapitre VI

Introduction :

Comprendre les performances des turbines à gaz est d'une importance capitale, en particulier dans un marché déréglementé afin de minimiser les coûts du cycle de vie. Une grande partie de ce qui peut être élégamment illustrée à l'aide de simulateurs. Toutefois, ces simulateurs doivent aborder les performances du moteur, non seulement (compris l'augmentation de puissance et de mise en valeur), mais doivent aussi inclure la détérioration, l'émission, l'utilisation de la vie de fluage de la turbine, contrôle et analyse des coûts du cycle de vie.

VI-1) Présentation de simulateur GPAL:

Simulateurs GPAL réaliser tout cela et ils sont probablement le premier de son genre. Dans la version 2, nous avons intégré la simulation d'entrée de la turbine de refroidissement. Deux technologies sont incluses - refroidissement par évaporation (utilisation des médias en contact et la formation de buée) et les refroidisseurs. En conséquence, les effets de l'humidité sur les performances du moteur et en particulier sur les émissions de turbine à gaz sont maintenant inclus. Les sorties de l'entrée de la turbine de simulation de refroidissement peuvent être redimensionnées à une turbine à gaz et il est donc un outil puissant pour étudier l'aptitude d'entrée de la turbine de refroidissement pour une turbine à gaz pour un site particulier.

Les simulateurs sont effectivement des turbines à gaz virtuelles par rapport à ses performances, le contrôle, la turbine fluage utilisation de la vie et les émissions. De plus, les simulateurs peuvent être soumis à des conditions de fonctionnement, qui ne peut pas se produire dans un véritable moteur en raison du risque de pannes de moteur. Par conséquent, peut être seulement compris l'utilisation de ces simulateurs. Cela inclus les changements (lents et rapides) dans les caractéristiques des composants du moteur, qui se produisent lors de la détérioration, les températures d'entrée élevée de la turbine et transitoires rapides. Le simulateur est également un outil efficace pour optimiser les performances du composant de moteur pour l'environnement de fonctionnement de la turbine à gaz.

Contrairement à des simulations de l'état d'équilibre, ce qui donne une image statique pour les questions de performance des turbines à gaz, ces simulateurs apportent dans la dimension de temps supplémentaire donnant ainsi à l'utilisateur une sensation réaliste du fonctionnement de la turbine à gaz en temps réel. Simulateurs GPAL parviennent en utilisant largement la modélisation composante correspondante et de contrôles complets. Ainsi, les facteurs qui limitent les performances du moteur à différentes conditions ambiantes et la détérioration du moteur peuvent être facilement appréciés. L'utilisation de modèles paramétriques (de surveillance des émissions) et techniques Larson-Miller (turbine surveillance de la durée de vie de fluage) dans les simulateurs donne un excellent aperçu des émissions de turbine à gaz et turbine fluage utilisation de la vie pendant le fonctionnement du moteur.

VI-2) caractéristique de simulateur GPAL:

GPAL simulateurs de turbines à gaz comprennent les caractéristiques suivantes:

- Simuler les effets de la température ambiante, la pression et l'humidité sur la performance, la vie de fluage de la turbine et les émissions, y compris l'impact des pertes admission et d'échappement
- Simuler les effets de la détérioration du moteur de la performance, la vie de fluage et les émissions.
- Simuler l'impact de l'augmentation de puissance et de mise en valeur en utilisant un refroidissement de la turbine d'entrée, note de pointe, l'injection d'eau et de l'optimisation de la performance, la vie de fluage et les émissions.
- Les sorties de l'entrée de la turbine simulation de refroidissement peut être utilisé pour évaluer l'aptitude d'entrée de la turbine de refroidissement pour une turbine à gaz pour un site particulier.
- les performances du système de contrôle Simuler sur l'opérabilité du moteur, y compris hors jeu, les voyages d'embobinage et de moteur proportionnel intégral.
- Changement de type de carburant (par exemple du gaz naturel ou au diesel) sur la performance et les émissions.

- L'impact sur les coûts du cycle de vie, les revenus et la rentabilité (y compris l'impact des taxes sur les émissions comme le CO₂ et de NO_x sur les coûts du cycle de vie et donc la rentabilité.
- Tendances de nombreux paramètres du moteur, y compris les paramètres clés tels qu'EGT et des vitesses qui protègent le moteur contre les dommages.
- Affichage des caractéristiques du compresseur et le point de fonctionnement pendant les transitoires du moteur.
- Bar graphique affiche.
- Exporter des données vers d'autres fenêtres paquets (par exemple des feuilles de calcul Excel) simulé.
- brochure décrivant une série de simulations et d'exercices.

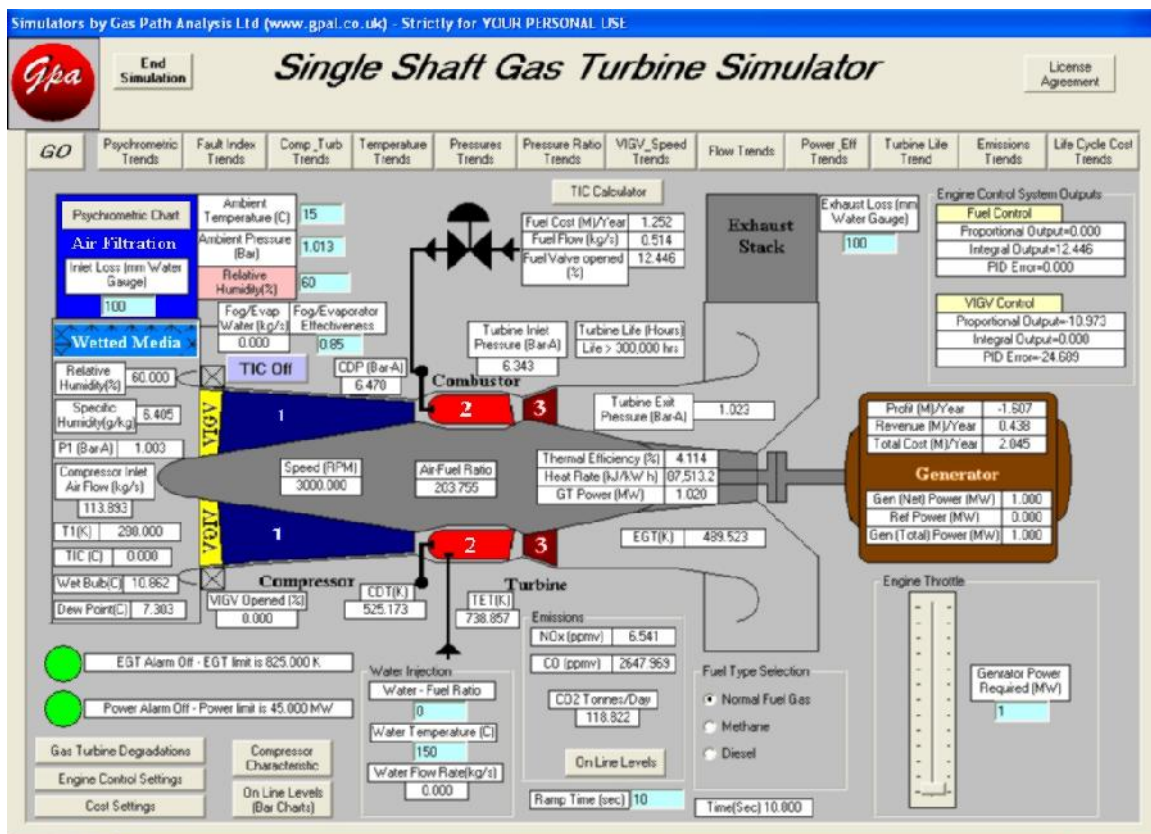


Figure VI-1: Menu principal de turbine à gaz mono-Arbre.

VI-3) Simulation des paramètres de la turbine à gaz avec le programme GPAL :

Dans ce chapitre on va effectuer une simulation des paramètres de notre turbine à l'aide du programme GPAL. Et comme la puissance de ce programme ne dépasse pas la valeur de 60MW (210 MW dans notre cas) donc on se propose à une puissance de (30 MW) pour simplifier notre étude.

Les valeurs obtenues par le programme GPAL sont traitées en Excel pour tracer les graphes à interpréter dans ce chapitre.

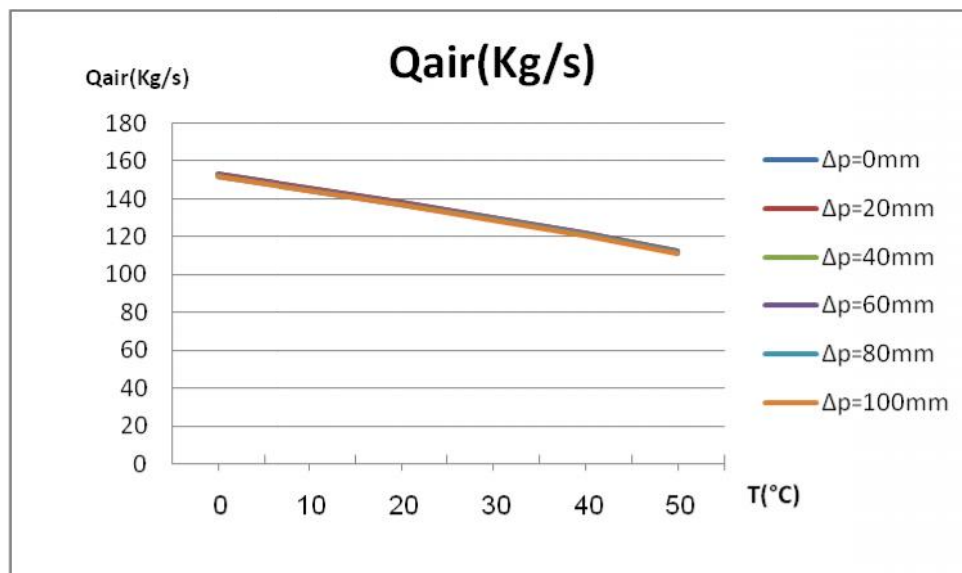


Figure VI-2: variation de débit d'air en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.

On constate que plus que la température ambiante et les pertes de charges augmente le débit massique d'air diminue en raison d'une diminution de sa masse spécifique.

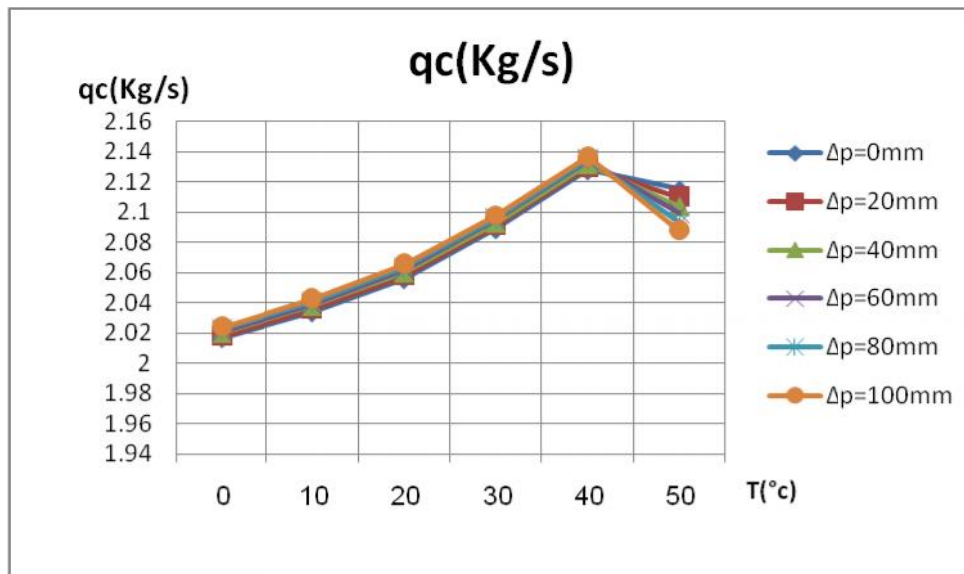


Figure VI-3: variation de débit de combustible en fonction de la température ambiante et les pertes de charges à l'aspiration.

Pour le débit de combustible son comportement est proportionnel avec l'augmentation des pertes de charges et de la température jusqu'à la valeur de 40°C, après ce point le phénomène inverse est observé.

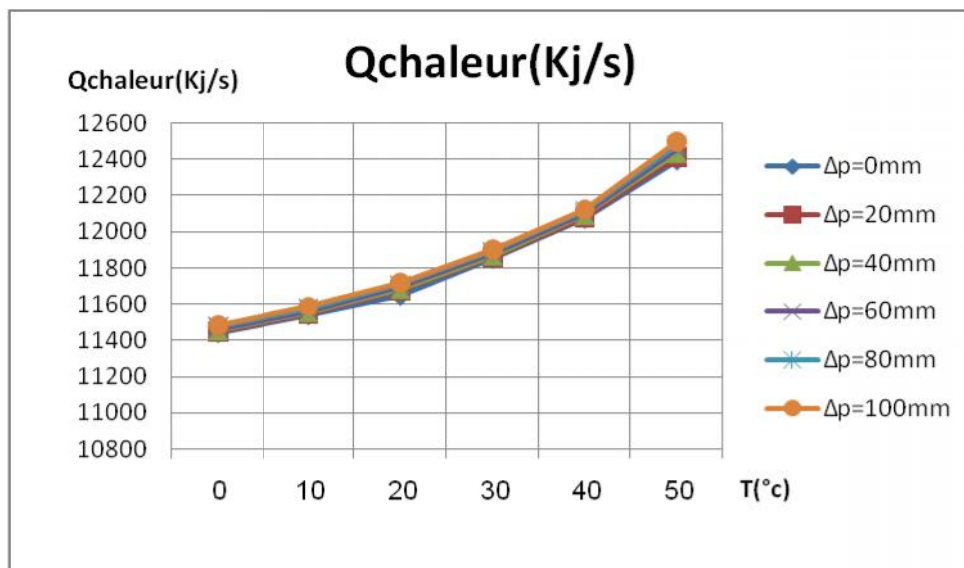


Figure VI-4: variation de quantité de chaleur en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.

Lorsque la température ambiante augmente la quantité de chaleur (dégagée par la combustion) aussi augmente. C'est le même cas pour les pertes de charges.

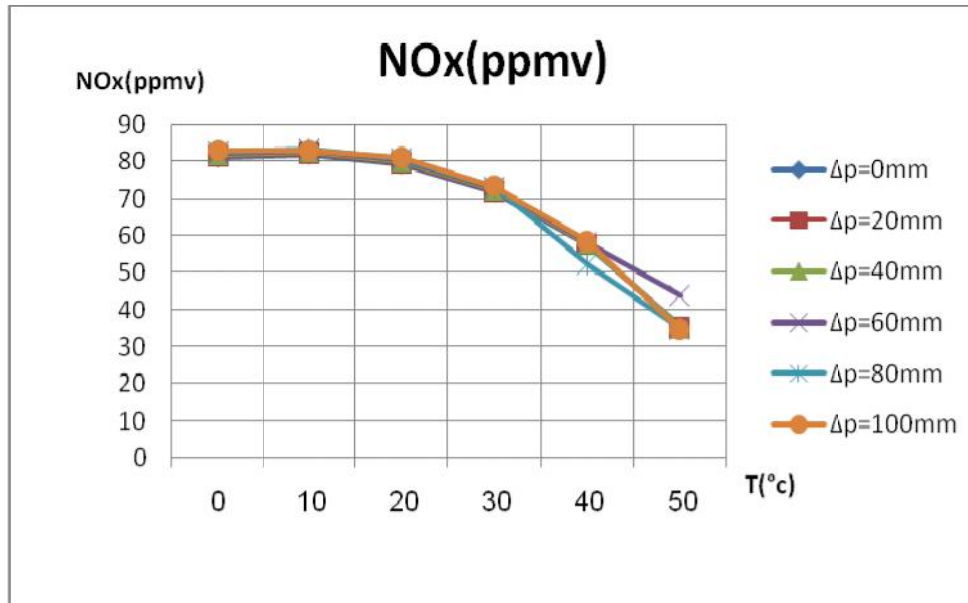


Figure VI-5: variation de NOx en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.

On remarque que les émissions d'oxyde d'azote (NOx) évacuées à l'échappement se diminuent lorsque la température ambiante augmente.

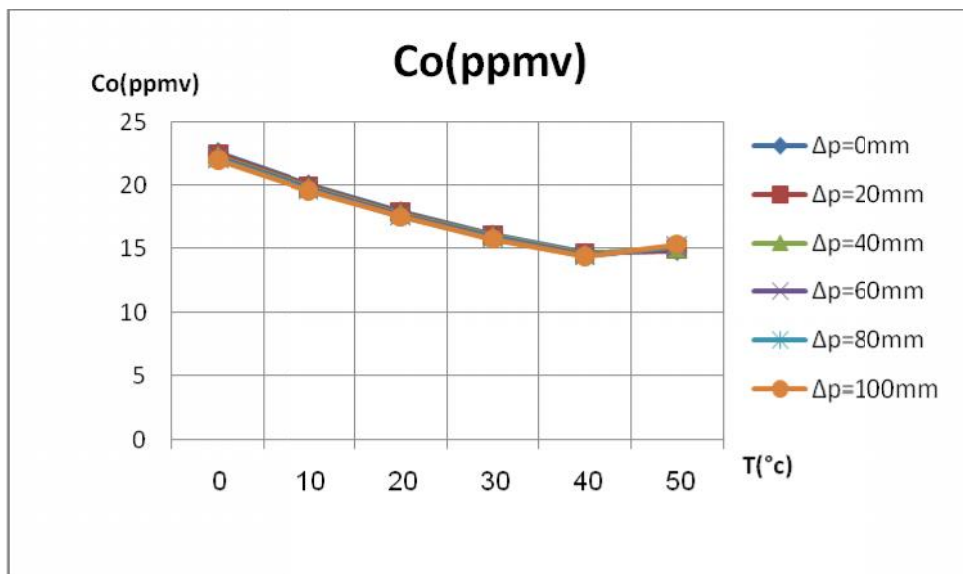


Figure VI-6: variation de Co en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.

En suite de l'augmentation de la température ambiante et les pertes de charges à l'aspiration les émissions de monoxyde de carbone Co diminue en raison de la combustion incomplète du gaz.

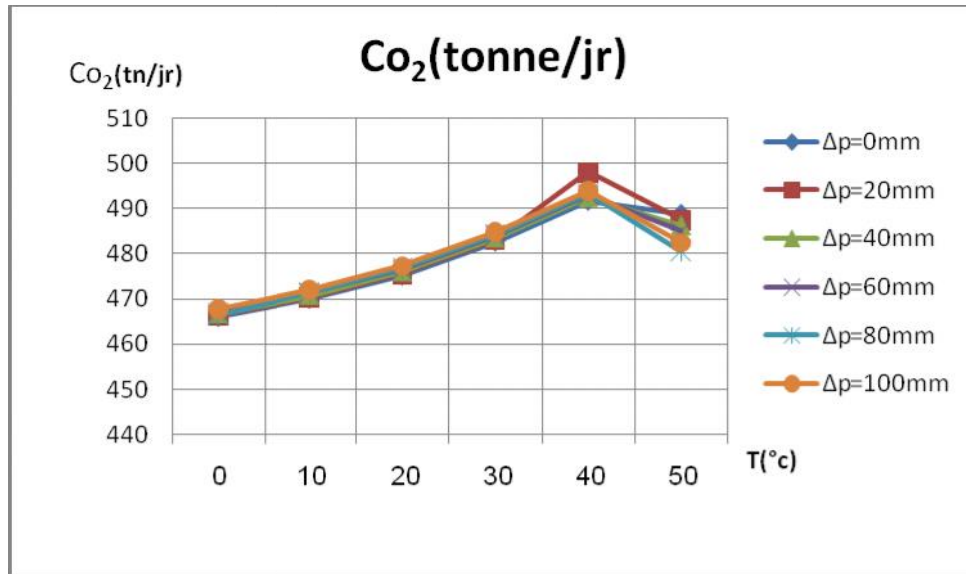


Figure VI -7 : variation de Co2 en fonction de la température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.

La quantité du dioxyde de carbone (CO₂) résultante de la combustion complète du gaz, croît avec l'augmentation des pertes de charges et la température .jusqu'à une température de 40°C puis elle commence à diminuer.

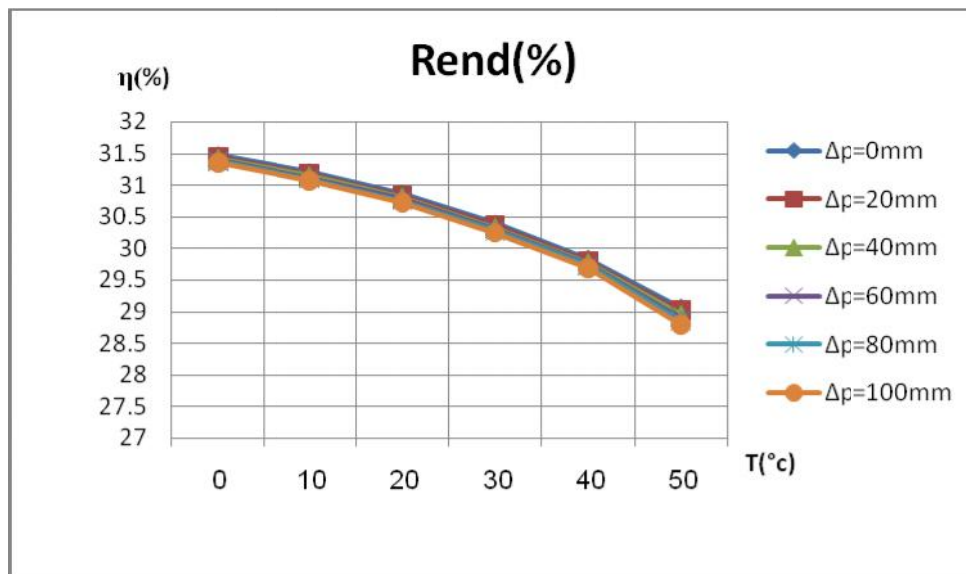


Figure VI-8: variation de rendement en fonction de température ambiante et des pertes de charges à l'aspiration.

A mesure que la température d'admission du compresseur et les pertes de charges augmente, le rendement de la turbine diminue en raison de la diminution du travail utile.

Conclusion:

Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance, etc.) fabriquées par ANSALDO, sont données dans les conditions ISO. L'influence des différents facteurs qui peuvent engendrer des problèmes lors du fonctionnement de la turbine, en limitant ainsi sa durée de vie et ces performances.

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

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

Conclusion

Conclusion

Ce projet de fin d'études nous a permis, à travers le stage effectué à la centrale de production électrique, d'enrichir et d'approfondir nos connaissances concernant les aspects liés à la turbine à gaz V94.3A, les systèmes annexes au niveau de la centrale et les méthodes de gestion de la turbine pour un meilleur fonctionnement des groupes avec une grande longévité.

La turbine à gaz est une machine qui emploie l'air dans son fonctionnement, cela implique que l'endroit où la turbine est installée à une grande influence, du fait que les caractéristiques de cet air changent avec l'influence de l'endroit se résulte dans le changement de débit massique du compresseur (le compresseur travail avec un débit volumique constant), qui peut diminuer comme il peut augmenter.

Par suite du principe de fonctionnement de la turbine à gaz, ses performances sont étroitement liées aux conditions d'exploitation qui dépendent du site (température de l'air, humidité, poussières ...etc.) et de l'installation (pertes de charges entrée et sortie). C'est la cause donc de l'abaissement du rendement thermodynamique sur site par rapport à celui standard.

Les résultats obtenus par le programme GPAL permettent de mettre en évidence les conclusions que la surconsommation du combustible (due à l'élévation de la température ambiante) a une influence directe sur le rendement et les émissions des gaz d'échappement (CO_2 , CO et NO_x).

Bibliographie



Bibliographie

Ouvrages consultés

- [1] Manuel de formation Turbine à Gaz V94.3A, SIEMENS: TOME 1, TOME 2, TOME 3.
- [2] **TECHNIQUES DE L'INGENIEUR**, Mise en œuvre des turbines à gaz dans L'industrie, BM 4500.
- [3] **MICHELLE GROU**, Instrumentation industrielle tome2, édition Technique et documentation1980.
- [4] **LOUIS WEIL**, Energétique et thermodynamique tome (1), Bibliothèque de la Science moderne, Paris, Bordas 1958 (à la bibliothèque Polytechnique d'el HARRACH)
- [5] **Théorie des Turbomachines**, M. Reggio et J-Y. Trépanier << ECOLE POLYTECHNIQUE MONTREAL >>
- [6] Thermodynamique appliquée au cycle air et gaz des groupes à turbine à gaz <<service de la production thermique division formation 3, rue de Messine- Paris >>
- [7] **TURBOMECA –CENTRE D'INSTRUCTION-**
<<LES TURBINE A GAZ >> SAI BIARRITZ –MAI 1993>>
- [8] **LUCIEN VIVIER** « TURBINE A VAPEUR ET A GAZ » EDITION ALBIN MICHEL PARIS 1965
- [9] **P.STOUFFS ET S.HARVEY**, THERMODYNAMIQUE APPLIQUEE, CYCLES THERMODYNAMIQUE MOTEURS. ECOLE POLYTECHNIQUE DE L'UNIVERSITE DE NANTES.2000/2001

Sites Internet consultés

- [10] www.snecma-moteur.com
- [11] [www. Turbine à gaz / WIKIPEDIA](http://www.Turbine à gaz / WIKIPEDIA)

NOMENCLATURE

Lettres majuscules	Signification	Unité
C_{sc}	Consommation spécifique	Kg / k w h
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	KJ / Kg .K
C_v	Chaleur spécifique à volume constante	KJ / Kg .K
K	Coefficient polytropique	-
M	Nombre de Mach	-
M_m	Masse molaire	g / mol
N	Régime du moteur	tr / min
P	Pression	bar
P_a	Pression atmosphérique	bar
P_c	Puissance calorifique	Wat
P_{Cl}	Pouvoir calorifique inférieur	KJ / kg.K
Q	Quantité de chaleur	KJ / Kg
R	Constante des gaz	J / Kg K
S	Section	m^2
T	Température	K
T_t	Température totale	K
V	Vitesse	m/ s
W	travail	KJ / Kg

Lettre minuscules	Signification	Unité
a	Vitesse de son	m/ s
f	Dosage	-
h	Enthalpie	K J / kg
\dot{m}	Débit massique	Kg / s
q	Chaleur échangé	KJ / Kg
\dot{r}	Constante du mélange gazeux	J / Kg. K

Indices	Signification
a	Air
CC	Chambre de combustion
C	Compresseur
d	Diffuseur
f	Carburant
g	gaz
is	Isentropique
m	Mécanique
p	Polytropique
T	Turbine
t	totale
u	Utile

Lettres grecques	signification	Unité
	Coefficient isentropique	-
	Masse volumique	Kg / m^3
	Rendement	%

Annexes

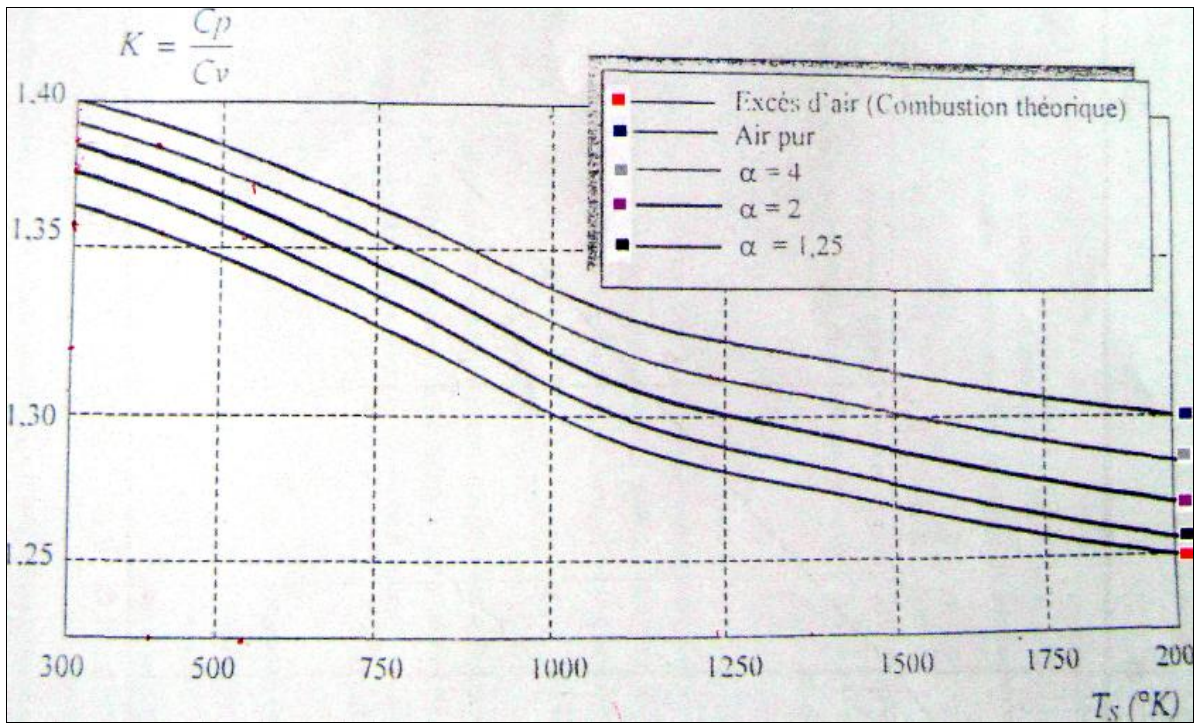


Figure 1 : rapport des chaleurs spécifique en fonction de T_s

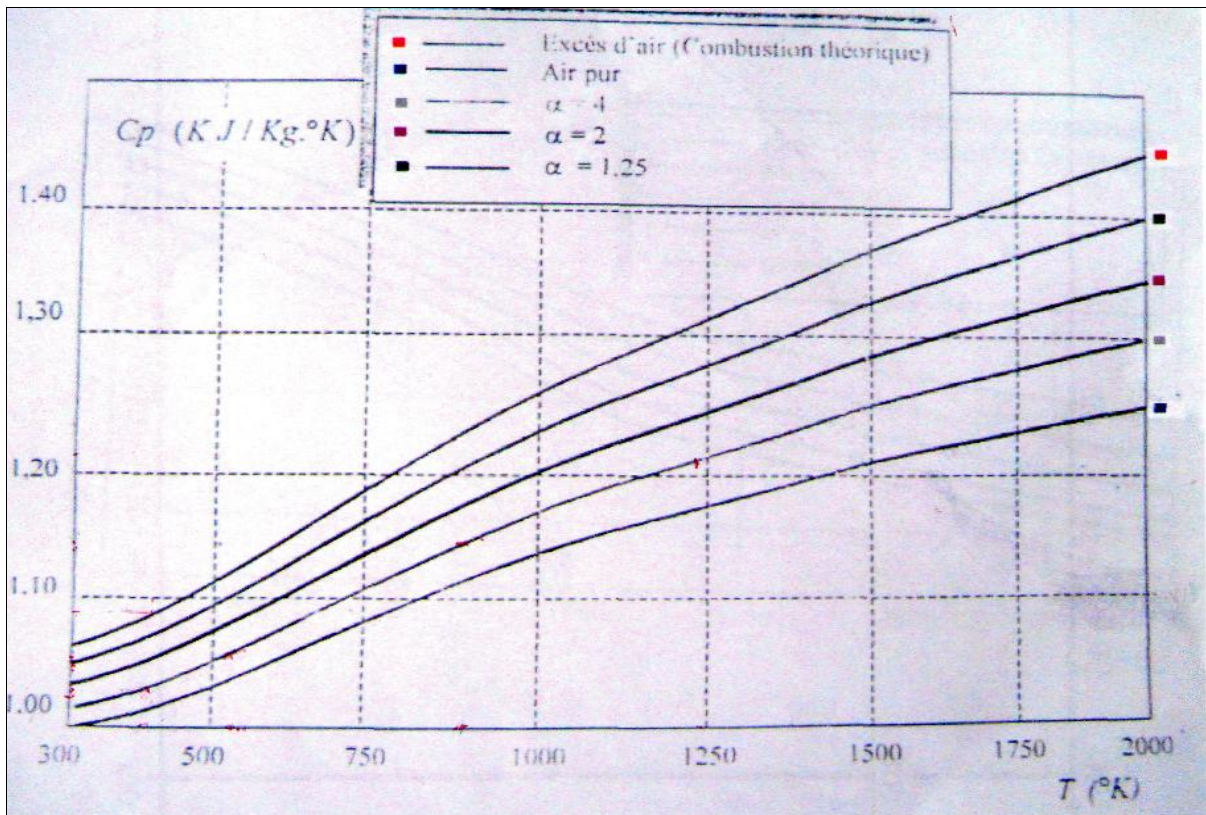


Figure 2 : chaleur spécifique a pression constante