

République Algérienne Démocratique et Populaire

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique**

CENTRE UNIVERSITAIRE D'EL-OUED

INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et technique

Filière : génie mécanique

Spécialité : énergétique

Présenté par : MANSOURI Mohamed Taher
MERABET Farid

Thème

**Analyse thermodynamique des performances
d'une turbine à gaz**

Soutenu le 27 Juin 2009

Devant le jury composé de :

M.	MENECEUR Redha	MA (A)	Président
M.	DJOUDI Tarek	MA (A)	Examineur
M.	MENECEUR Noureddine	MA (A)	Rapporteur

2008-2009

Remerciements

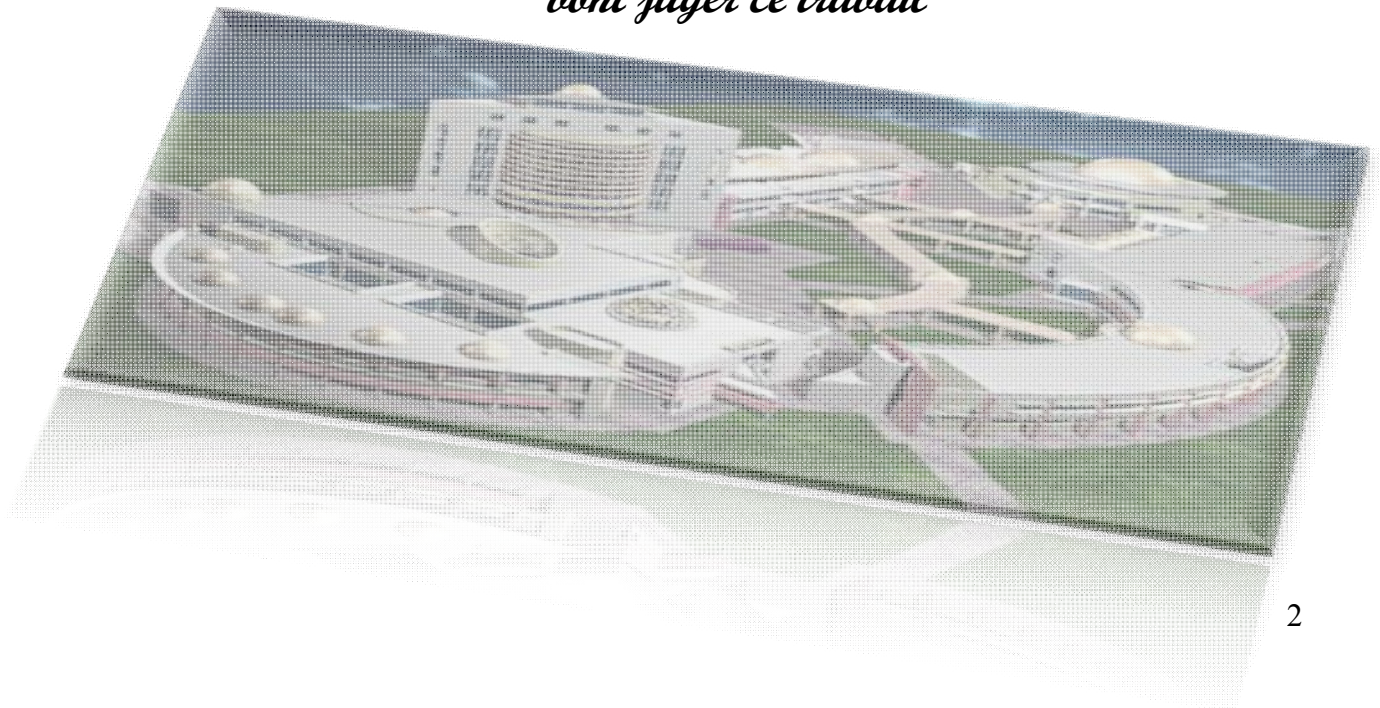
*Nous remercions beaucoup le grand dieu
miséricordieusement qui nous a donné la forme de continuer.*

*Nous tenons à remercier toute personne ayant donné son
aide et a contribué activement de près ou de loin pour la
réalisation de ce modeste travail.*

Nous remercions particulièrement :

*Notre encadreur "MENECEUR Noureddine" qui a dirigé ce
travail et pour le encouragement et les nombreux conseils
dont nous ont été bénéfiques.*

*En fin, mon profonde gratitude aux membres du jury qui
vont juger ce travail*



Notations et symboles

Symbole	Unité	Signification
P_A	pa	la pression atmosphérique
P_1	pa	La pression à l'entrée du compresseur
P_2	pa	la pression sortie du compresseur
P_3	pa	La pression en sortie de la chambre de combustion
P_4	pa	La pression de à l'entrée la turbine
P_5	pa	La pression en sortie de la turbine
T_A	K	la température atmosphérique
T_1	K	La température de l'air à l'entrée du compresseur
T_2	K	La température de l'air à la sortie du compresseur
T_3	K	La température de l'air à l'entrée de la turbine
T_4	K	La température à la sortie de la turbine
T_5	K	La température à la sortie de la turbine de puissance
T_4'	K	est la température en fin de détente isentropique
v	m^3/kg	Volume massique
r	J/kg.K	La constante du gaz considère, rapportée a l'unité de masse
γ	nombre	exposant isentropique
Cp_a	J/kg.K	La chaleur spécifique a pression constante de compresseur
Cp_g	J/kg.K	La chaleur spécifique a pression constante de chambre de combustion
h	J	enthalpie
Cs	(g/kW.h)	La consommation spécifique
Wc	J	Le travail nécessaire pour la compression de 1 kg d'air suivant l'isentropique
Wt	J	Le travail fourni par la détente de 1 kg de gaz suivant l'isentropique
Wu	J	Le travail utile produit par 1 kg de fluide décrivant le cule

m	nombre	La simplification on introduit les notations suivantes P_3/P_a
Z	nombre	La simplification on introduit les notations suivantes $(m)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$
Q	Kj	La quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1 kg d'air suivant l'isobare P_2
\dot{Q}_f	Kj	La quantité de chaleur effectivement fournie au fluide
\dot{Q}_{pot}	kj	La quantité de chaleur maximale susceptible d'être dégagée par le combustible
\dot{m}_g	kg/s	Le débit de gaz à la sortie de la chambre de combustion
\dot{m}_c	kg/s	Le débit massique de combustible
\dot{m}_a	kg/s	Le débit massique de compresseur
Pi	kW	La puissance indiquée de la machine
P_f	kW	La puissance absorbée par les frottements machine
Pe	kW	La puissance effective de la machine
P_T	kW	La puissance fournie par la turbine
P_C	kW	La puissance absorbée par le compresseur
η_{th}	Nombre	Le rendement thermodynamique théorique
$\eta_{C,S}$	Nombre	le rendement isentropique du compresseur
$\eta_{T,S}$	Nombre	Les rendements isentropiques des turbines
η_c	Nombre	Le rendement de combustion
$\eta_{th,réel}$	Nombre	Le rendement thermodynamique du cycle réel
$\eta_{th,idéal}$	Nombre	Le rendement thermodynamique du cycle idéal
η_{cycle}	Nombre	Le rendement du cycle (rendement de forme)
η_g	Nombre	Le rendement global de l'installation
η_m	Nombre	Les rendements mécaniques

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités sur les Turbines à gaz	
I-1- Historique	3
I-2- Description d'une turbine à gaz	4
I-2-1- Compresseur	5
I-2-2- Chambres de combustion	5
I-2-3- La Turbine	7
I-3- Différents type des turbines à gaz	11
I-3-1- Turbine à gaz OPRA Optimal Turbines B.V	11
I-3-2- Turbine à gaz Vericor Power Systems 0.5 - 3.5 MW	11
I-3-3- Turbine à gaz MAN Turbomaschinen FT8 - 25 490 kW	12
I-3-4- Turbines à gaz dérivé de l'aviation	12
I-3-5- Turbine à gaz industriel	13
I-4- Principe de fonctionnement	14
I-5- Principales utilisations	16
I-6- Avantages des Turbines à gaz	17
I-7- Inconvénient des turbines à Gaz	17
Chapitre II : Cycles thermodynamique des Turbines à gaz	
II-1- Le cycle de Joule	18
II-1-1- Cycle idéal	18
II-1-2- Cycle réel	20
II-2- Les cycles avec des sources de chaleur intermédiaires	21
II-2-1- Réfrigération du gaz en cours de compression	22
II-2-2- Réchauffage du gaz en cours de détente	24
II-3- Le cycle de joule à récupération	25
II-3-1- Le cycle de joule à compression étagée	27
II-3-2- Le cycle de joule à détente étagée	28
II-4- Le cycle d'Ericsson	30
II-5- Cycle particuliers	31
II-5-1- Cycles binaires	31
II-5-2- Cycles avec injection d'eau dans le compresseur	32
II-5-3- Cycles avec injection d'eau à l'aval du compresseur	33
II-5-4- Cycles avec injection de vapeur à l'aval du compresseur	36
Chapitre III : Procédure de calcul des rendements du compresseur et de la turbine	
III-1-Cycle thermodynamique	39
III-1-1-Cycle idéal	39
III-1-2-Cycle réel	43
III-1-3-Rapport de détente dans la turbine	43
III-2-Rendements	44
III-2-1-Rendement isentropique du compresseur	44

III-2-2-Rendement isentropique de la turbine	44
III-2-3-Rendement de l'installation	46
Chapitre IV : Analyse thermodynamique de la turbine à gaz ROVER IS.60	
IV-1-Présentation de la turbine à gaz ROVER IS.60	47
IV-1-1-Caractéristiques	47
IV-1-2- Fonctionnement	47
IV-2-Principales grandeurs mesurées et instruments de mesure	48
IV-3-Résultats demandes	49
IV-4-Présentation du logiciel de calcul thermodynamique	50
IV-4-1-Page Principale	50
IV-4-2-Page de calcul du cycle théorique de Joule de la turbine à gaz	51
IV-4-3-Page de calcul des performances du compresseur	52
IV-4-4-Page de calcul des performances de la turbine à gaz	53
IV-5-Exemple de calcul logiciel	54
Conclusion générale	57
Références bibliographique	58

Résumé

Les turbines à gaz sont des machines utilisant un écoulement constant d'un gaz (surtout de l'air), qui est comprimé et brûlé avec un combustible gazeux ou liquide. L'expansion de ce mélange à haute pression à travers une chambre à turbine produit une poussée qui propulse les avions, s'il s'agit d'un moteur à réaction, ou qui actionne un arbre pour les propulsions marines ou pour la production d'énergie .

Dans ce mémoire nous exposerons une vue générale sur les turbines à gaz; commençons par l'historique de l'utilisation des turbines à gaz, leur description, ces différents types, les principales utilisations et puis on étudie les différents cycles thermodynamiques réels qui servent à améliorer les performances thermiques des installations industrielles, et on expose la procédure de calcul des performances du compresseur et de la turbine qui représente les principaux composants des turbines à gaz

Dans la dernière partie de ce mémoire nous illustrons la réalisation d'un progiciel par un langage de programmation, qui fait toute la procédure de calcul thermodynamique de la turbine à gaz.

Introduction générale

L'intérêt des turbines à gaz aux autres installations industrielles réside dans la simplicité de conception et de mouvement rotatif. Leur principe de fonctionnement est connu depuis 1791 date où John BARBER a déposé son brevet, depuis ces installations ne cessent de se développer et être appliquées dans différents domaines : les moteurs d'avions, les centrales thermiques, les moteurs thermiques et autres.

Les turbines à gaz sont des machines utilisant un écoulement constant d'un gaz (surtout de l'air), qui est comprimé et brûlé avec un combustible gazeux ou liquide. L'expansion de ce mélange à haute pression à travers une chambre à turbine produit une poussée qui propulse les avions, s'il s'agit d'un moteur à réaction, ou qui actionne un arbre pour les propulsions marines ou pour la production d'énergie.

Ces organes principaux, le compresseur qui a pour fonction de prendre l'air dans l'atmosphère en limitant les pertes de charge, la chambre de combustion où s'effectue l'apport d'énergie par combustion du carburant, et la turbine qui transforme l'énergie thermique et l'énergie de pression en énergie mécanique, ont des performances thermodynamiques, tel que le rendement, la puissance, le travail, la pression, la température.....etc, où la modélisation de ces performances joue un rôle très important pour les analyses thermodynamiques des turbines à gaz.

Pour atteindre cette objective notre mémoire est subdivisée en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre nous avons exposé une vue générale sur les turbines à gaz; commençons par l'historique de l'utilisation des turbines à gaz, leur description, ces différents types, les principales utilisations ainsi que leurs avantages et inconvénients.

Dans le deuxième chapitre on a étudié les différents cycles thermodynamique réels qui sert à améliorer les performances thermiques de ces installations industrielles.

Dans le troisième chapitre on a exposé la procédure de calcul des performances du compresseur et de la turbine qui représente les principaux composants des turbines à gaz, leur fonctionnement est décrit par le cycle de Joule idéal, réel et réel amélioré.

Dans le quatrième chapitre nous avons illustré la réalisation d'un progiciel en langage DELPHI, qui fait toute la procédure de calcul thermodynamique de la turbine à gaz. On a pris comme exemple la turbine à gaz ROVER IS.60.

Finalement notre travail s'achève par une conclusion générale.

Chapitre I : Généralités sur les Turbines à gaz

I-1-Historique

Parmis les procureurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, transformations dont le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. D'ailleurs certains cycles de cette machine portent encore à présent les noms de leurs inventeurs :

Cycle de Joule, cycle d'Ericsson

La première turbine à gaz employée industriellement : Allemagne, 1909-1910.

1791 Premier brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre

1900/1904 Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze

1905 Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth

1906/1908 Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr. Holzwarth

1928 BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée

1933 Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau

1934 Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939

1937 Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000 kW

1937 Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple

1939 Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel

I-2-Description d'une turbine à Gaz

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisent les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

Dans sa forme la plus simple (figure I.1), la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement :

- Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- Un chauffage isobare comme pour un moteur diesel.
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.
- Un refroidissement isobare.

Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente – travail de compression) à la chaleur fournie par la source chaude. Le rendement théorique croit avec le taux de compression et la température de combustion. Il est supérieur à celui du cycle diesel car sa détente n'est pas écourtée.

La turbine à gaz peut être couplée à un arbre de transmission mécanique ou hydraulique pour transmettre le mouvement aux essieux directement; ou bien à un alternateur pour produit du courant. Les turbines à gaz ont un rapport (poids, encombrement)/puissance très avantageux par rapport à un moteur diesel équivalent. De plus, la turbine a peu de pièces mobiles ce qui diminue la détérioration par friction et donc l'entretien. Ceci représentait un net avantage pour les compagnies de chemin de fer.

Cependant, la puissance et l'efficacité d'une turbine diminue rapidement lorsqu'on diminue la vitesse de rotation contrairement à un moteur à pistons dont la courbe est relativement constante. Ce type locomotive est donc idéal pour de long trajet à grande vitesse constante. Elles ont également souffert d'être très bruyantes et polluantes jusqu'à récemment et leur coût d'opération dépend fortement de celui du pétrole.

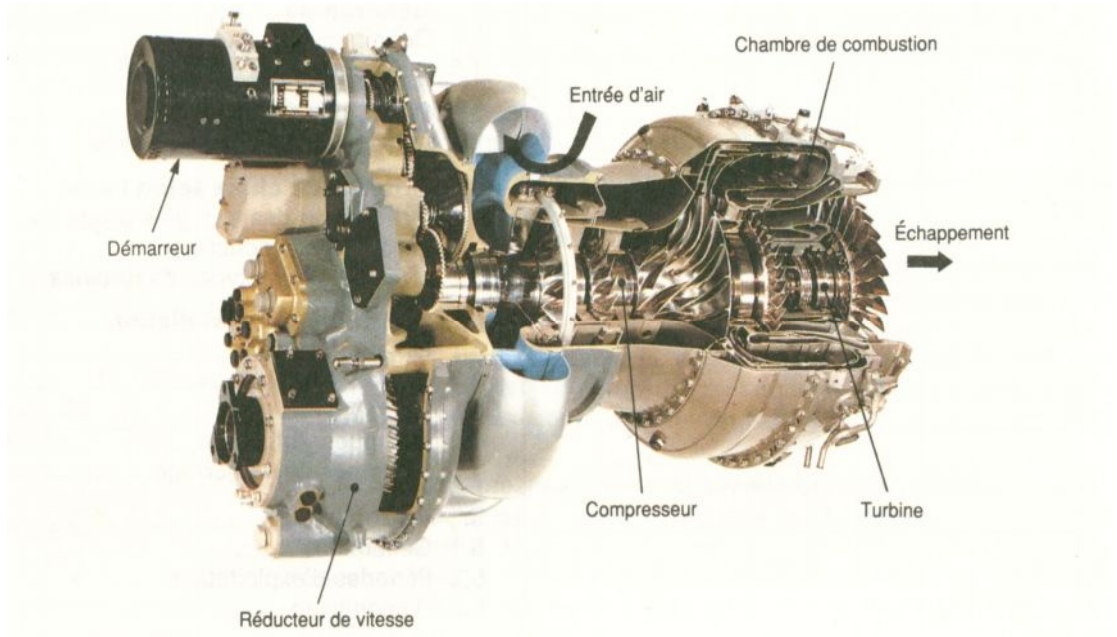


Figure I-1 Schéma descriptif d'une turbine à gaz

I-2-1-Compresseur

Lorsque la puissance utile de la turbine à gaz est suffisamment faible, la compression peut être réalisée à l'aide d'un compresseur centrifuge.

Selon l'équation de constance d'énergies (*BERNOULLI*)

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\mu} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\mu} \quad (I.1)$$

D'où:

P_1, P_2 : pressions d'entrée/ sortie

V_1, V_2 : vitesse d'entrée/sortie

μ : Masse spécifique du fluide.

Pour obtenir une élévation de pression importante, il est donc nécessaire de réaliser, d'abord, une grande vitesse d'écoulement des gaz et, ensuite, un ralentissement progressif dans une conduite au canal de forme approprié.

La mise en vitesse est optimum en soumettant le gaz à l'action des roues à aubes qui sont calées sur un arbre ayant habituellement une grande vitesse de rotation.

I-2-2-Chambres de combustion

C'est l'enveloppe de combustion, elle comprend:

- Corps de combustion + tubes à flammes

- Ensembles de chapeaux + injecteurs
- Bougies + détecteurs de flamme
- Pièces de transition (tuyères).

Elle est soudée entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur.

La chambre de combustion est constituée d'un tube extérieur (carter extérieur) et la chambre intérieure qui est divisée en deux parties :

Une fraction d'air est admise dans la partie primaire pour permettre de former un mélange d'air/carburant d'une richesse inflammable, la quantité d'air étant réduite alors la vitesse d'écoulement d'air est réduite donc stabilité de la flamme (La flamme est stable si la vitesse de propagation du front de combustion est plus grande que la vitesse du courant d'air local).

La partie amont de la chambre de combustion interne (figure I.2) est conçue de telle façon à donner à l'air qui la traverse un mouvement tourbillonnaire qui permet d'accrocher la flamme.

La température de la zone primaire est très élevée elle n'est pas supportable par le métal de la chambre de combustion, ni les pièces de transition, ni les aubes de la turbine, c'est pour quoi cet zone primaire est suivie d'une zone de mélange ou l'air du compresseur vient entrer dans la chambre de combustion intérieure par des orifices réduisant ainsi la température à la valeur tolérable.

L'air passe entre les chambres extérieures et intérieures à travers des orifices de refroidissement produisant un film d'air relativement froid, protégeant la paroi de la chambre intérieur contre un contact direct avec la flamme ou les gaz chauds. En plus, la surface intérieure de la chambre comporte une peinture résistante à la chaleur.

Des bougies sont utilisées pour produire une étincelle qui amorce la flamme au démarrage.

Des injecteurs sont utilisés pour introduire le carburant dans les chambres. La combustion s'effectue correctement dans la chambre si la richesse du mélange air/carburant (masse carburant/masse air), est comprise entre deux limites :

Pauvre = 1/25

Riche = 1/15.

Ces deux limites sont en fonction de la pression qui règne dans la chambre et la vitesse l'écoulement d'air.

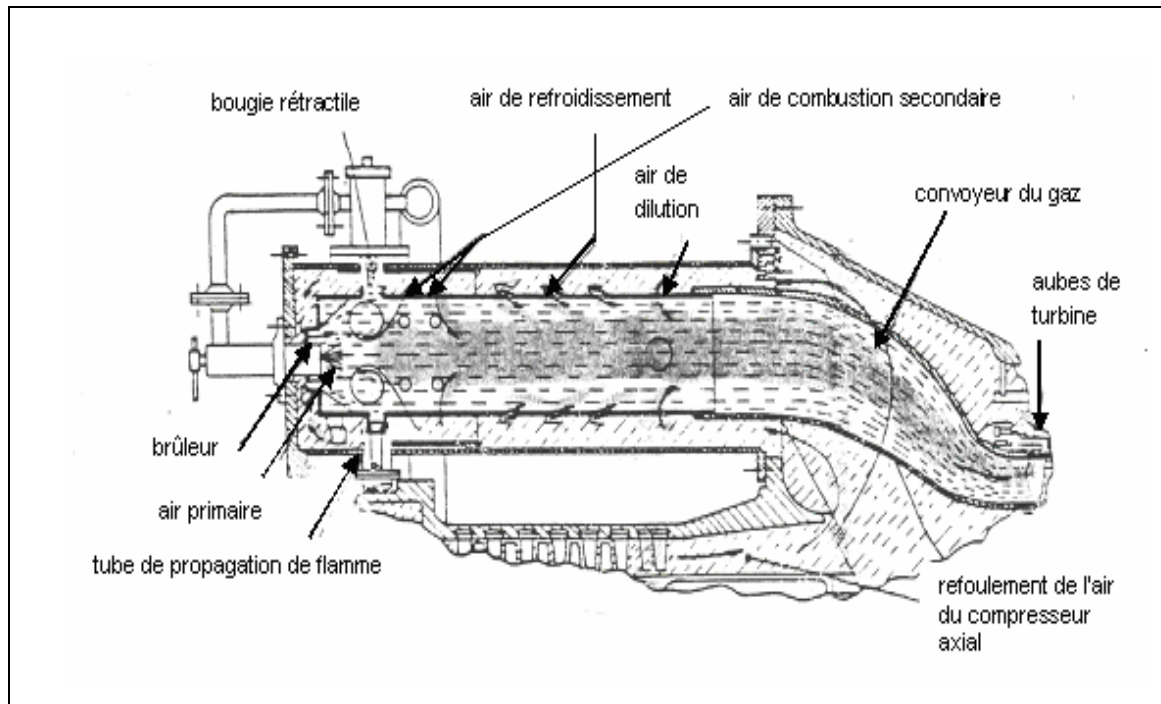


Figure I-2 Schéma de la chambre de combustion

I-2-3-La Turbine

La turbine à gaz est un appareil à écoulement continu, pour un régime de fonctionnement donné, l'état des fluides, en un point quelconque de la turbine, est donc invariable. Comme l'écoulement du fluide a lieu avec une vitesse élevée (dans l'ordre de plusieurs mètres par seconde).

La durée de séjours du fluide dans la turbine est très réduite de sorte que les échanges de chaleur entre le fluide et la parois sont pratiquement négligeables et l'écoulement peut, par conséquent être considéré comme adiabatique ou isentropique qui conforme à la relation :

$$PV^n = Cte \quad (I.2)$$

L'expression de vitesse sera en fonction de la chute d'enthalpie l'équation d'énergie sera :

$$\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} = H_1 - H_2 \quad (I.3)$$

V_1, V_2 : vitesse d'entrée et sortie

H : énergie enthalpie

Et comme la vitesse de sortie est presque nulle, car l'énergie cinétique sera transformée en énergie mécanique.

$$V = (2.\Delta H)^{\frac{1}{2}} \quad \text{En } (m/s) \quad (I.4)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (I.5)$$

D'où:

T_1, T_2 : températures d'entrée sortie.

P_1, P_2 : pressions d'entrée sortie.

Alors :

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

A)- Etage de turbine

Les relations précédentes permettent de déterminer les sections de passage nécessaire pour assurer l'écoulement d'un débit et masse donnés des fluides dans des conditions définies par : les pressions et les températures d'entrée/ sortie.

Les canaux dans les quels cet écoulement à lieu sont disposés de manière réaliser le mieux possible une transformation de l'énergie cinétique des fluides en travail mécanique.

Cette transformation à lieu dans un ou plusieurs étages, chacun de ceux-ci se compose de grille d'aubes cylindrique et on appel *aubages fixes* (grille fixe) et *aubages mobiles* (grille mobile).

Le fonctionnement d'un étage de turbine peut être conçu de deux manières. Dans le premier cas, toute la détente à lieu dans l'aubage fixe, le rôle de l'aubage mobile étant d'utiliser l'énergie cinétique engendrée par cette détente (transformation de l'énergie cinétique en énergie mécanique) ; et on appel *un étage à action*. Dans le second, le fluide ne se détente dans l'aube fixe que partiellement, le reste de la détente ayant lieu dans l'aubage mobile.



Figure I-3 Schéma d'un roue de Turbine

B)- Etude des grilles d'aubes

Le fonctionnement des turbines est fondé sur la déviation tangentielle du flux tant par le stator que par le rotor, et que le rôle des grilles d'aubes est de réaliser ces déviations.

Le fonctionnement d'une grille d'aubes est donc -généralement- de modifier un écoulement en transformant les vitesses relatives d'entrées en des vitesses de sortie différentes.

L'aube (figure I.4) est un obstacle à profil aérodynamique plongé dans l'écoulement pour en modifier les vitesses et corrélativement faire apparaître des efforts.

Les grilles sont formées en assemblant des aubes identiques déduites les unes des autres par des déplacements géométriques égaux.

Il existe plusieurs types de grilles d'aubes :

- Parallèles
- plant radiant
- cylindriques
- toriques

L'écoulement du fluide dans une turbine axiale ne peut être considéré comme bi dimensionnelle, en effet, l'accroissement du volume massique du fluide au cours de la détente conduit à offrir une section de passage de plus en plus grande et à faire varier la longueur des aubes fixes et mobiles ; cette circonstance suffit pour introduire des composantes radiales.

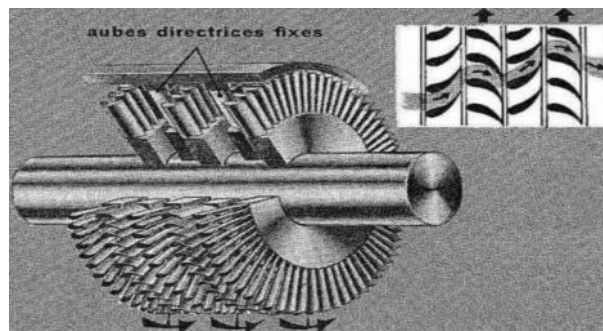


Figure I-4 Grille d'aube

C)- Rotor de la turbine

La turbine à gaz dispose de deux arbres séparés: celui de premier étage, (turbine haute pression) qui entraîne le compresseur axial et les accessoires entraînés avec lui, et le rotor de la turbine (figure I.5) de deuxième étage (basse pression) qui entraîne la charge.

Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes.

La roue de premier étage est boulonnée directement sur l'arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression.

La roue de deuxième arbre est boulonnée sur un arbre pour former le rotor de la turbine basse pression (de puissance). ce rotor est soutenu par deux paliers: coussinet lisse N°3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée et le coussinet lisse N°4 situés à l'arrière du cadre de l'échappement.

L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse; le rotor est équilibré avec la masse de survitesse avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibre final.



Figure I-5 Rotor d'une Turbine à gaz

d)- L'échappement

La canalisation d'échappement de la turbine à gaz (figure I.5) comporte une déviation de l'horizontale à la verticale pour réduire les pertes de charge lors du changement de direction à l'écoulement. C'est ainsi qu'on utilise d'abord un diffuseur pour décélérer l'écoulement qui fait raccordement avec la canalisation verticale. La section d'échappement comporte des dispositifs acoustiques (silencieux) pour réduire le bruit qui sort avec les gaz d'échappement.



Figure I-6 Echappement d'une Turbine à Gaz

I-3-Différents types des Turbines à gaz

I-3-1-Turbine à gaz OPRA Optimal Turbines B.V.

Ceci est une traduction automatique. Turbine à gaz industrielle/marine

Caractéristiques :

- gamme de puissance de -2MW
- Technologie radiale : simple et robuste
- Rendement élevé
- Doubles possibilités de carburant (gaz/diesel)
- Bas gaz de LHV
- Basses émissions
- La température élevée de sortie

Avantages :

- La vie de long produit
- Bas coûts de maintenance
- Idéal pour Oil & Gas et applications de PCCE.



Figure I-7 Schéma d'un Turbine à gaz OPRA

I-3-2-Turbine à gaz Vericor Power Systems 0.5 - 3.5 MW

Ceci est une traduction automatique. Les turbines à gaz ASE8, TF40, ASE40, ETF40B, TF50, et ASE50 ont un commencement riche d'héritage avec AVCO Lycoming et turbines à gaz de Garrett, et maintenant apporté pour lancer sur le marché par Vericor. Il y a des centaines de turbines à gaz aerodrivative de TF et d'ASE en service autour du monde aujourd'hui.



Figure I-8 Schéma d'un Turbine VPS

I-3-3-Turbine à gaz MAN Turbomaschinen FT8 - 25 490 kW

Ceci est une traduction automatique. La turbine à gaz FT8 est basée sur la technologie moderne de moteur aéronautique de Pratt et de Whitney, adaptés pour l'usage industriel. La turbine à gaz est caractérisée par un contrat, conception modulaire. Les turbines à gaz FT8 réalisent un à niveau élevé de la disponibilité et sont extrêmement fiables.

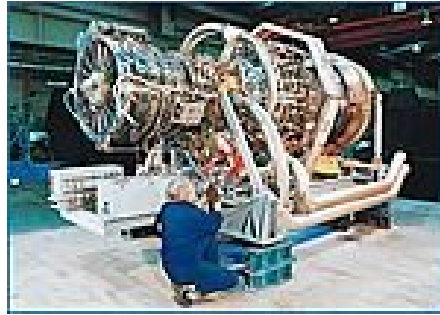


Figure I-9 Schéma d'un Turbine à Gaz MAN

I-3-4-Turbines à gaz dérivé de l'aviation

Ces turbines à gaz ont été étudiées pour la motorisation des appareils aéronautiques tels que les avions et les hélicoptères. Elles sont souvent dénommées, nom anglo-saxon passé dans les usages des spécialistes.

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 rotation .

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

Toutefois, les turbines à gaz aérodérivée peuvent rivaliser en performances et robustesse avec les turbines à gaz industriel ; cela dépend souvent de la qualité de leur installation et de leur adaptation à leur fonction industrielle. La figure (I.10) représente une turbine à gaz aérodérivée.

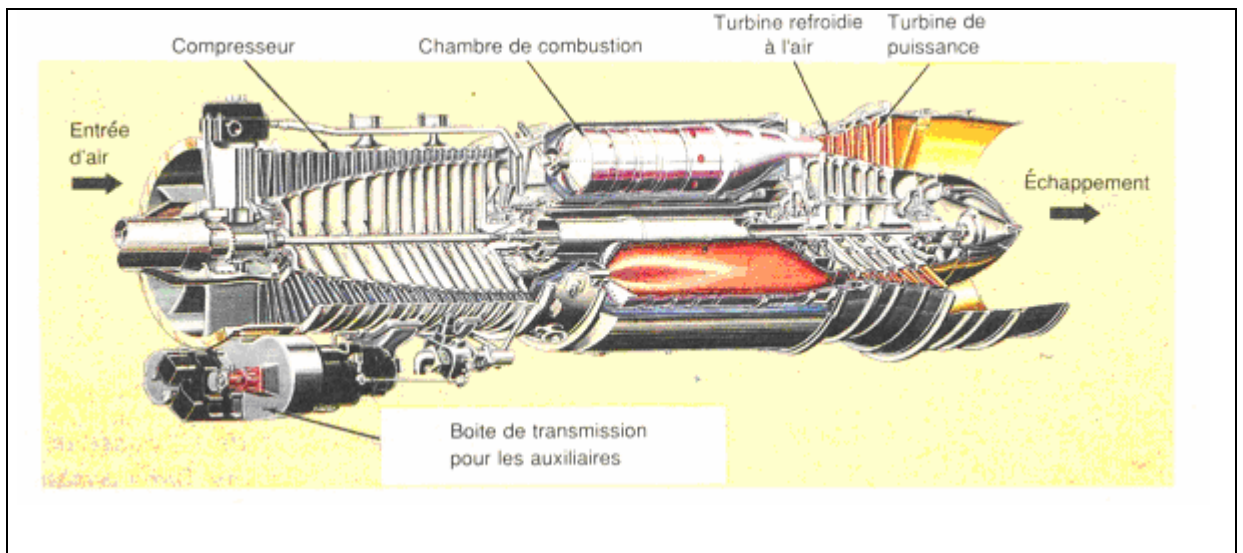


Figure I-10 Turbine à gaz aérodérivée

I-3-5-Turbine à gaz industriel

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

Les premières turbines industrielles furent conçues dans le même esprit que les turbines à vapeur et de ce fait, l'ensemble de la construction était lourd et encombrant. 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 et moins encombrantes tout en préservant les qualités industrielles.

Comme pour les turbines d'aviation, les puissances ont augmenté grâce à l'application aux parties chaudes des progrès effectués dans la métallurgie et dans la fabrication des ailettes. 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 élevés.

La figure (I.11) présente une turbine à gaz industrielle.

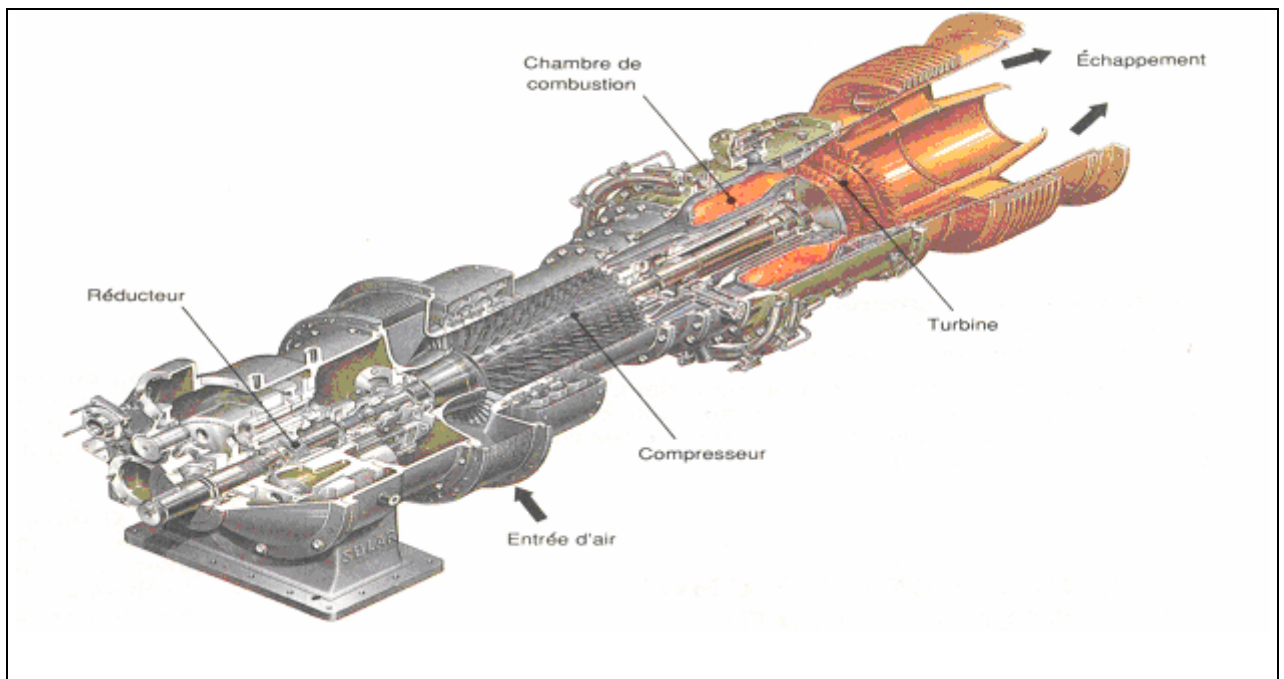


Figure I-11 Turbine à gaz industrielle

I-4-Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz peut être illustré au moyen d'une comparaison avec celui d'une turbine à vapeur. Dans ce dernier cas, la chaleur dégagée par une réaction (chimique ou nucléaire) est utilisée pour production de vapeur d'eau qui fournit du travail par sa détente, soit jusqu'au vide d'un condenseur, soit jusqu'à une pression fixée par les conditions de son utilisation ultérieure. Quelles que soient les conditions qui règnent à l'aval de la turbine, la vapeur sortant de celle-ci se condense et cède sa chaleur à l'eau de circulation du condenseur ou à un appareil de chauffage. Au contraire, dans le cas d'une turbine à gaz, le travail est fourni par la détente d'un fluide incondensable ou, plus exactement, d'un fluide qui ne subit aucune condensation au cours de toutes les transformations qui forment le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. Ce dernier mot n'indique donc pas la nature du combustible utilisé, mais celle du fluide moteur. Quant au combustible utilisé, il peut être gazeux (gaz naturel, gaz de haute fourneau, gaz de cokerie), mais il est le plus souvent liquide ; dans certains cas particuliers, le combustible peut même être solide (charbon ou tourbe). Enfin, la chaleur nécessaire au fonctionnement d'une turbine à gaz pourra aussi être fournie par une réaction nucléaire.

Il en résulte que le principe de la turbine à gaz consiste à soumettre un certain débit gazeux successivement à une compression et à une détente, ces deux opérations étant séparées par réchauffage à l'aide de la chaleur fournie par un combustible. Pour que cet

ensemble d'opération ait un rendement positif, il faut et il suffit que le travail fourni par la détente soit supérieur à celui qui est absorbé par la compression. Ce résultat peut être atteint par deux moyens qui peuvent être employés soit indépendamment, soit simultanément. Le premier consiste à fournir au gaz comprimé une grande quantité de chaleur, de manière à obtenir une température élevée à l'amont de la turbine et, par conséquent, produire dans celle-ci une variation d'enthalpie importante ; quant au deuxième, il est caractérisé par le fait que la compression et la détente sont réalisées avec des rendements élevés, ce qui conduit à une réduction de la différence entre le travail théorique et le travail réel qui correspondent à chacune de ces opérations. En fait, le progrès technique qui a permis la réalisation de la turbine à gaz moderne a suivi simultanément ces deux voies : les perfectionnements des méthodes de la métallurgie et de la mécanique des fluides ont abouti, d'une part, à la fabrication de métaux pouvant résister à des températures dépassant 1000 °C, d'autre part, à la construction de compresseurs et de turbines dont le rendement atteint des valeurs de l'ordre de 0,90.

Cette double évolution a entraîné un accroissement du rendement de toutes les turbines à gaz, quel que soit le cycle thermodynamique adopté pour celles-ci ; mais, de plus, certains perfectionnements apportés au cycle permettant d'assurer au rendement des valeurs encore plus élevées, qui pourraient même être comparables à celles des rendements des centrales à vapeur modernes de grande puissance. Toutefois, les perfectionnements apportés au cycle thermodynamique entraînent des accroissements importants du coût de la turbine à gaz (et, en particulier, de son cycle thermodynamique) doit donc tenir compte non seulement du rendement, mais aussi de tous les autres facteurs intervenant dans le calcul du prix de revient de l'énergie produite. La figure (I.12) représente le schéma de fonctionnement.

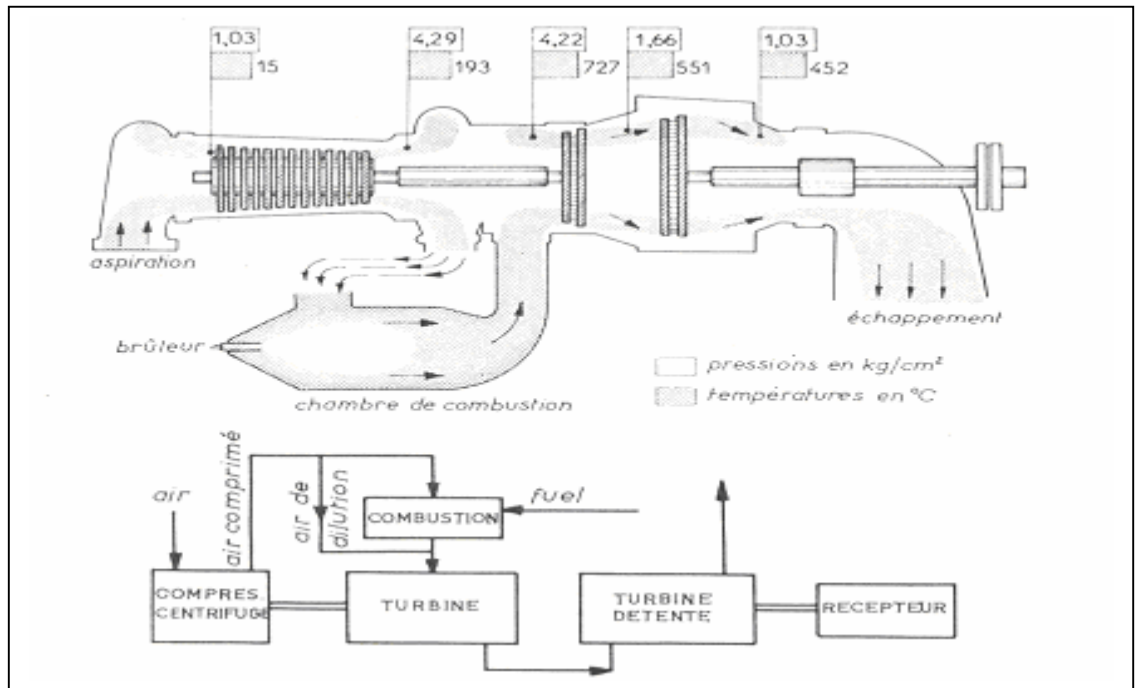


Figure I-12 Schéma de fonctionnement

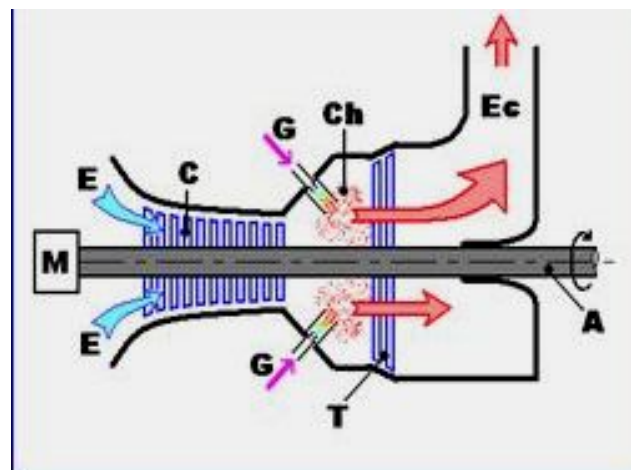


Figure I-13 Coupe d'un schéma de fonctionnement d'une Turbine à Gaz

I-5-Principales utilisations

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définition spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extrêmes, nuisances, etc. Les principales utilisations sont :

Production d'électricité : Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un turboalternateur à vapeur.

Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

Production combinée chaleur force : Ce type d'application est le plus courant car il permet :

- Sur le plan national, d'économiser l'énergie fossile, gazeuse ou liquide, que nous importons presque en totalité.
- Sur le plan industrielle, d'économiser sur les dépenses énergies.

Pompage et compression : Dans tout les types d'application étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante

I-6-Avantages des Turbines à gaz

La turbine à gaz représente des avantages remarquables :

- Simplicité d'installation.
- Génération simultanée d'électricité et de chaleur utilisable soit directement, soit indirectement dans les procédés industriels.
- Possibilité de fonctionnement avec différents combustibles.
- Grand sécurité de fonctionnement.
- Entretien facile.
- Marché régulière.
- valeur d'émission favorable sans équipement.

I-7-Inconvénient des turbines à Gaz

- Mauvais rendement : moins de 30% de l'énergie calorifique contenue dans le carburant est transformée en énergie mécanique.
- Faibles pressions de travail.
- Régimes souvent beaucoup trop élevés.
- Coût de fabrication élevé.
- Importante consommation de carburant.
- Mal adaptée aux faibles puissances.
- Bruyante par la vitesse des gaz.
- Nécessite des réducteurs coûteux.

Chapitre II : Cycles thermodynamique des Turbines à gaz

II-1-Le cycle de Joule

II-1-1-Cycle idéal

La figure II.1 représente le schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert, fonctionnant suivant le cycle de Joule. L'air atmosphérique est aspiré par le compresseur 2, qui est habituellement de type axial ; ce compresseur l'air dans la chambre de combustion 4 ou le combustible est injecté par le brûleur 5. Les gaz de combustion se détente dans la turbine 1 et s'échappent finalement dans l'atmosphère. Le travail utile de l'installation, c'est-à-dire la différence entre le travail fourni par la détente et celui qui est absorbé par la compression, sert à l'entraînement, par exemple, génératrice électrique 3.

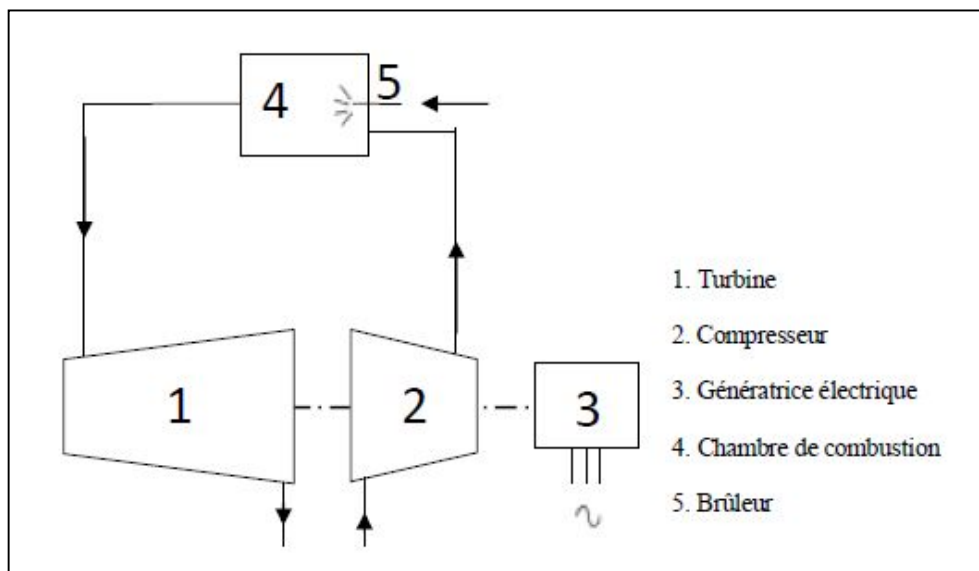


Figure II-1 Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert fonctionnant
Suivant le cycle de Joule

Ce schéma est le plus simple qui puisse être conçu, car il ne comporte que les appareils nécessaires au fonctionnement de l'installation. L'étude du cycle thermodynamique correspondant à ce schéma est donc particulièrement facile ; cette étude présente, de plus, un grand intérêt pratique, car ainsi que nous l'avons déjà signalé, c'est suivant ce schéma que sont réalisées la plupart des turbines à gaz modernes.

Le cycle idéal d'une turbine à gaz est un cycle de Joule (figure II.2). Il est constitué :

- D'une compression isentropique (de 1 à 2).
- D'un apport de chaleur à pression constante (P_2) (de 2 à 3).
- D'une détente isentropique (de 3 à 4).

- D'une évolution fictive de fermeture du cycle, cession de chaleur à pression constante P_1 , de 4 à 1.

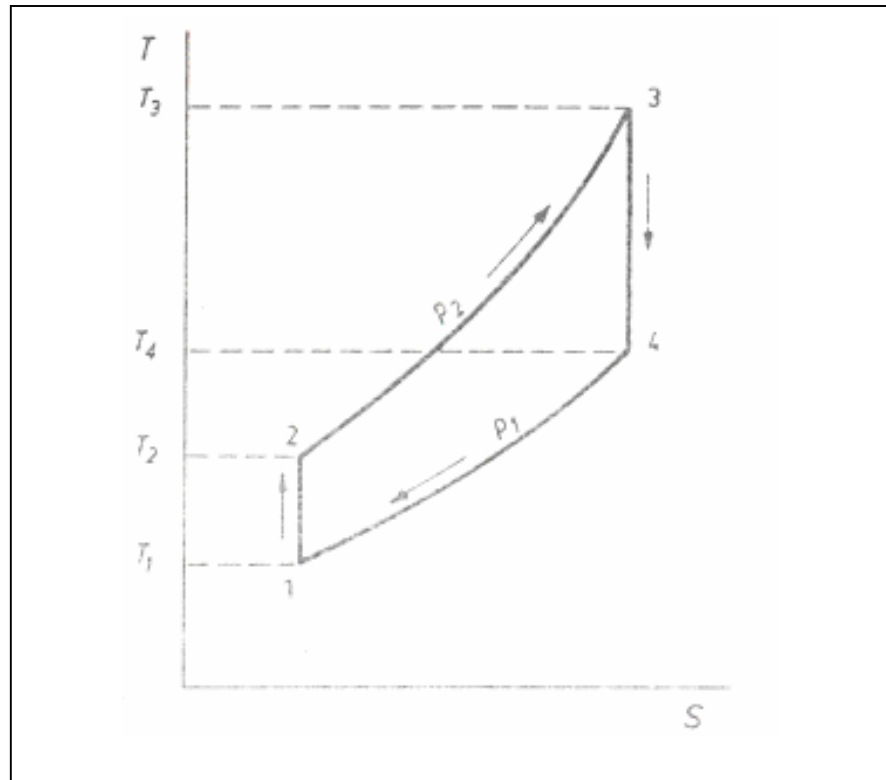


Figure II-2 Cycle de Joule dans le diagramme entropique

Le rendement thermodynamique théorique de ce cycle est:

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{W_t - W_c}{Q} \quad (\text{II.1})$$

Ou:

W_c : le travail nécessaire pour la compression de 1 kg d'air suivant l'isentropique 1-2.

W_t : le travail fourni par la détente de 1 kg de gaz suivant l'isentropique 3-4.

Le travail utile W_u produit par 1 kg de fluide décrivant le cycle 1-2-3-4-1 est donc donné par la relation :

$$W_u = W_t - W_c \quad (\text{II.2})$$

Q : la quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1 kg d'air suivant l'isobare p_2 .

Les transformations 1-2 et 3-4 étant adiabatiques et réversibles, la loi qui les exprime est :

$$pv^\gamma = C^{te}$$

Avec:

$$\gamma = C_p / C_v.$$

En tenant compte de l'équation des gaz parfaits : $pv = r.T$

Où r est la constante du gaz considéré, rapportée à l'unité de masse, on obtient facilement :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\text{II.3})$$

Pour la simplification on introduit les notations suivantes :

$$m = P_2/P_1$$

Et
$$z = m^{(\gamma-1)/\gamma}.$$

Donc le rendement de ce cycle est :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{T_3}{z} - T_1}{T_3 - zT_1} = 1 - \frac{1}{z}. \quad (\text{II.4})$$

II-1-2-Cycle réel

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine ; en fait, nous ne ferons intervenir, dans l'étude de ce cycle, que les rendements de compresseur et de la turbine.

Aussi bien pour le compresseur que pour la turbine, nous définirons le rendement en considérant comme évolution référence l'évolution adiabatique réversible, donc isentropique. Le rendement ainsi défini, qui est le rendement isentropique, est désigné habituellement par η_s (l'indice s étant le symbole de l'entropie) ; toutefois, pour éviter toute confusion entre les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine, nous les désignerons respectivement par η_c et η_t .

Dans le diagramme T, S de la figure II.3, sont représentés à la fois le cycle de Joule idéal (1-2-3-4) et le cycle réel (1-5-3-6-1), les valeurs de P_1, P_2, T_1 et T_3 étant les mêmes dans les deux cas. Les températures T_5 et T_6 qui correspondent, la première, à la fin de la compression, et le second, à la fin de la détente, sont données par les relations :

$$T_5 - T_1 = (T_2 - T_1) / \eta_c = T_1 (z - 1) / \eta_c \quad (\text{II.5})$$

Et
$$T_3 - T_6 = \eta_t (T_3 - T_4) = \eta_t T_3 (1 - 1/z). \quad (\text{II.6})$$

L'expression du travail utile W_u fourni par 1 kg de gaz sera donc :

$$W_u = C_p \eta_t T_3 (1 - 1/z) - C_p T_1 (z - 1) / \eta_c = C_p (z - 1) ([\eta_t T_3 / z] - [T_1 / \eta_c]). \quad (\text{II.7})$$

D'autre part, la quantité de chaleur Q qui doit être dépensée pour élever la température de 1 kg d'air de T_5 à T_3 s'exprime par :

$$Q = C_p(T_3 - T_5) = C_p \left[T_3 - T_1 \left(1 + \frac{z-1}{\eta_c} \right) \right]. \quad (\text{II.8})$$

Pour simplifier les écritures, introduisons les notations :

$$\sigma = \eta_c [(T_3/T_1) - 1].$$

$$\tau = \eta_c \eta_t (T_3/T_1).$$

Donc le rendement thermique du cycle s'écrit :

$$\eta_{\text{th}} = W_u/Q = (1-1/z) (\tau - z) / (\sigma - z + 1). \quad (\text{II.9})$$

Le rendement du cycle réel s'obtient donc en multipliant celui de cycle idéal par une fraction qui dépend non seulement du η_c et η_t , mais aussi du rapport T_3/T_1 ; quelle que soit la valeur de ce rapport, si $\eta_c = \eta_t = 1$ (cas d'un cycle idéal), cette fraction est égale à l'unité.

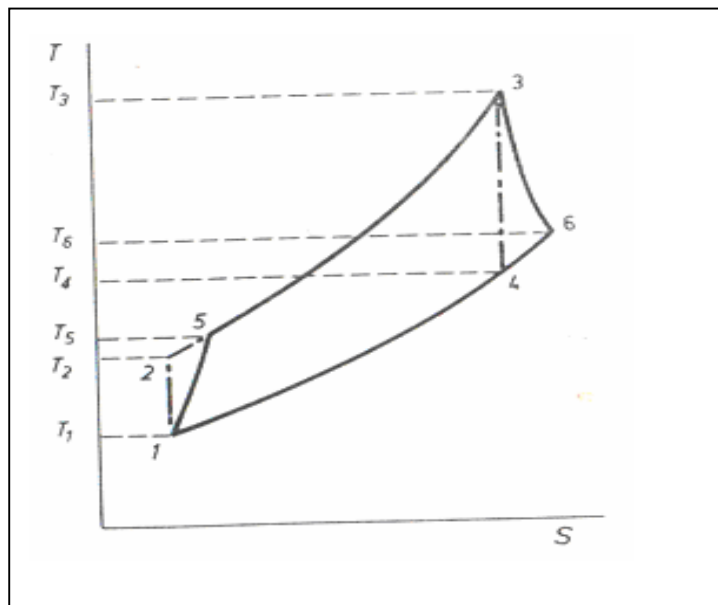


Figure II-3 Comparaison des cycles idéal (1-2-3-4-1) et réel (1-5-3-6-1)

II-2-Les cycles avec des sources de chaleur intermédiaires

Un cycle thermodynamique comportant des sources de chaleur intermédiaire ; des échanges de chaleur peuvent alors avoir lieu, soit au cours de la compression, soit au cours de la détente. Lorsque les échanges de chaleur affectent la compression, celle-ci est réalisée au moyen de plusieurs compresseurs fonctionnant en série, et l'amont de

chacun de ceux-ci (à l'exception du premier) est placé un réfrigérant à circulation d'eau qui abaisse la température du gaz à une valeur qui dépend de celle de la source froid disponible.

D'une manière analogue, la détente peut avoir lieu dans plusieurs turbines placées en série dont chacun (et non seulement la première) est précédée d'une source de chaleur portant la température du gaz à la valeur maximale adoptée. Cette dernière disposition, avec deux turbine en série, peut être appliquée même aux turbines à gaz à circuit ouvert, car les mélanges gazeux sortant de la première turbine contient une quantité suffisante d'oxygène pour permettre le fonctionnement d'une deuxième chambre de combustion placée à l'amont de la deuxième turbine.

L'étude des cycles à sources de chaleur intermédiaires comporte, comme celle des cycles simples, la recherche des valeurs optimales du rapport des pressions extrêmes $m = P_2/P_1$ correspondant, soit au maximum du rendement.

II-2-1-Réfrigération du gaz en cours de compression

Supposons que le compresseur, qui aspire le gaz à l'état défini par P_1, T_1 et le refoule à la pression P_2 , soit muni de n réfrigérants extérieur dont chacun ramène la température du gaz à sa valeur initial T_1 . La compression totale est ainsi divisée en n+1 phases ; nous admettrons que toutes ces phases de compression suivant la même loi polytropique $p v^k = C^{te}$, ce qui revient à attribuer à toutes ces phases le même rendement polytropique η_{ck} . Si, de plus, les conditions de fonctionnement et le rendement de la turbine sont fixés, les seules variables restent les pressions de fluide $p', p'', \dots, p^{(n)}$ dans les n réfrigérants.

Lorsque les condition de fonctionnement du compresseur (m, T_1, η_c ou η_{ck}) sont données, la réfrigération du gaz en cours de compression entraîné une réduction non seulement du travail absorbé par le compresseur (pour 1 kg de gaz), mais aussi de la température régnant) l'aval de cette machine ; or, si le première ces effets a une influence favorable sur le rendement totale de la turbine à gaz, le second exerce sur ce rendement une influence défavorable, car, pour une valeur donnée de T_3 , il conduit à un accroissement de la dépense de combustible. En d'autres termes, dans l'expression du rendement :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{W_t - W_c}{Q} \quad (\text{II.10})$$

Le numérateur et dénominateur varient, sous l'effet de réfrigération, dans le même sens, de sorte que le maximum de W_u n'entraîne pas nécessairement celui de η_{th} .

Désignons par T'_2 la température du gaz au refoulement du compresseur. Il est évident que, des conditions de fonctionnement donné, la valeur de T'_2 ne dépend que de la pression $p^{(n)}$ qui règne dans dernier réfrigérant. Pour une valeur de cette pression, les pressions $p', p'', \dots, p^{(n-1)}$ doivent donc être choisies en ne tient compte que de l'influence qu'elle exercent sur le travail de compression. Il ne résulte que les valeurs optimales de ces dernières pressions sont données par la relation suivant :

$$m_1 = m_2 = \dots m_n = \left(\frac{p^{(n)}}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{II.11})$$

Le travail de compression s'exprime par :

$$W_c = \frac{1}{\eta_c} C_p T_1 \left(n z_1 + \frac{z}{z_1^n} - n - 1 \right) \quad (\text{II.12})$$

La dépense de combustible, par :

$$Q = C_p \left[T_3 - \frac{T_1}{\eta_c} \left(\eta_c + \frac{z}{z_1^n} - 1 \right) \right] \quad (\text{II.13})$$

Ou :

$$z = m^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad z_1 = m_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Le travail de la turbine est donné par l'expression suivante :

$$W_t = \eta_t C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{z} \right) \quad (\text{II.14})$$

Il ne reste plus qu'à en déduire l'expression du rendement thermique en fonctionne des deux variables indépendantes, z et z_1 , et à chercher ensuite les valeurs optimales de celles-ci. Le calcul comporte deux étapes : la première consiste à trouver, pour une valeur donnée de z , la relation entre $\eta_{th \max}$ et $z_{1 \text{ opt}}$, et la seconde, la relation entre $\eta_{th \max}$ et z_{opt} . Ces deux sont :

$$z (1 - \eta_{th \max}) = z_{1 \text{ opt}}^{n+1} \quad (\text{II.15})$$

$$\eta_{th \max} = 1 - \frac{\tau^{n+1}}{z_{\text{opt}}^{n+2}} \quad (\text{II.16})$$

L'introduction de cette dernière relation dans l'expression du rendement fournit une équation ayant pour seul inconnu z_{opt} :

$$\left(1 - \frac{1}{\eta_t} + \frac{n + \eta_c}{\tau}\right) z_{opt}^{n+2} - (n + 2)z_{opt}^{n+1} + \tau^n(\sigma + 1) = 0 \quad (\text{II.17})$$

Ainsi qu'on peut le vérifier facilement même sans calcul, la recherche du rendement maximal conduit à adopter pour la dernière partie du compresseur un taux de compression supérieur à celui qui est réalisé dans chacune des parties précédentes.

Le diagramme obtenu dans ces conditions, dans le système T, S, a la forme représentée dans la figure II.4 ou $n = 2$, la température des gaz à la sortie de chaque réfrigérant étant supposée égale à T_1 .

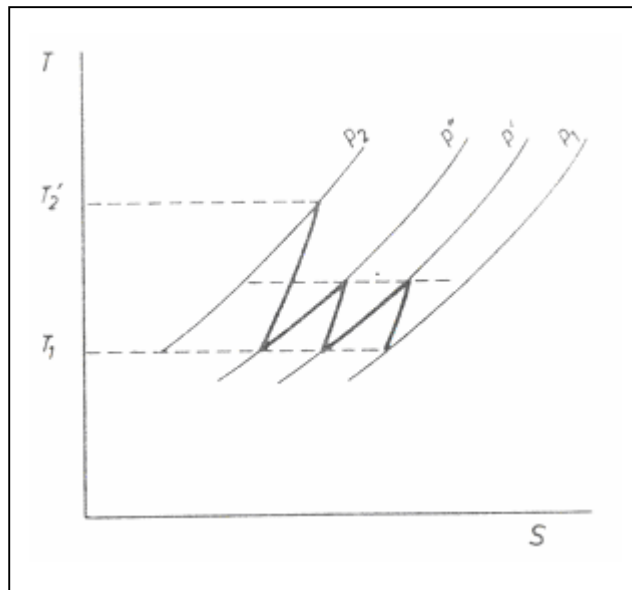


Figure II-4 Réfrigération fractionnée d'un compresseur alimentant la chambre de combustion.

II-2-2-Réchauffage du gaz en cours de détente

Considérons maintenant un cycle caractérisé par la présence de n' échangeurs (ou chambres de combustion) intermédiaires, dont chacun ramène la température du gaz à sa valeur initial T_3 , en revanche, la compression du gaz sera supposée adiabatique.

Désignons les pressions régnant dans les sources chaudes intermédiaires, dans le sens de l'écoulement du gaz, par $p'_1, p''_1, \dots, p_t^{(n)}$ et posons :

$$m'_1 = \frac{p_2}{p_1}, m'_2 = \frac{p'_1}{p''_1}, \dots, m'_{n'+1} = \frac{p_t^{(n)}}{p_1}.$$

Bien entendu, nous avons $m'_1 m'_2 \dots m'_{n'+1} = m$.

Cherchons les valeurs de p_2, p'_1, \dots, p'_n correspondant au maximum du rendement thermique. Pour des valeurs données de m et de m'_{n+1} (donc de z et de z'_{n+1}), ainsi que de T_1, T_3 et de η_{th} , la chaleur emportée par 1 kg de gaz d'échappement de la turbine reste constante, quels que soient le nombre et la répartition des réchauffages intermédiaires. De même, le travail absorbé par la compression de 1 kg de gaz est, bien entendu, également indépendant du mode de fonctionnement des réchauffeurs intermédiaires. Il en résulte que le rendement thermique η_{th} peut, dans le cas considéré, avoir une expression de la forme :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C^{te}}{Q} \quad (II.18)$$

Où:

Q : Est la dépense totale de chaleur, rapportés à 1 kg de gaz.

Comme, d'autre part, la chaleur dépensée dans chacun des réchauffeurs intermédiaires est égale à l'énergie fournie par la détente réalisée à l'amont de cet appareil, soit :

$$\eta_i C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{z'_k} \right) \quad (II.19)$$

Avec
$$z'_k = m'_k \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad (II.20)$$

Nous avons :

$$Q = C_p (T_3 - T_2') + \eta_{th} C_p T_3 \left(n' - \sum \frac{1}{z'_k} \right). \quad (II.21)$$

Le rendement η_{th} atteint donc son maximum lorsque la somme $\sum \left(\frac{1}{z'_k} \right)$ est minimal, et cette condition est satisfaite si : $z'_1 = z'_2 = \dots = z'_n$.

Cette condition est donc analogue à celle qui caractérise la répartition des réfrigérants du compresseur correspondant au rendement thermique maximal.

II-3-Le cycle de joule à récupération

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à la température de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur parfait ($T_x = T_4$ et $T_y = T_2$) pour réchauffer les gaz sortant du compresseur.

On suppose que les chaleurs massiques du gaz et de l'air étant constantes, on trouve que le rendement du cycle dépend du taux de compression π_c et de la température maximale et minimale du cycle.

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_4)} = 1 - \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.22})$$

Une façon d'améliorer le rendement du cycle et d'introduire un échangeur thermique entre le compresseur et la chambre de combustion pour économiser le travail du compresseur.

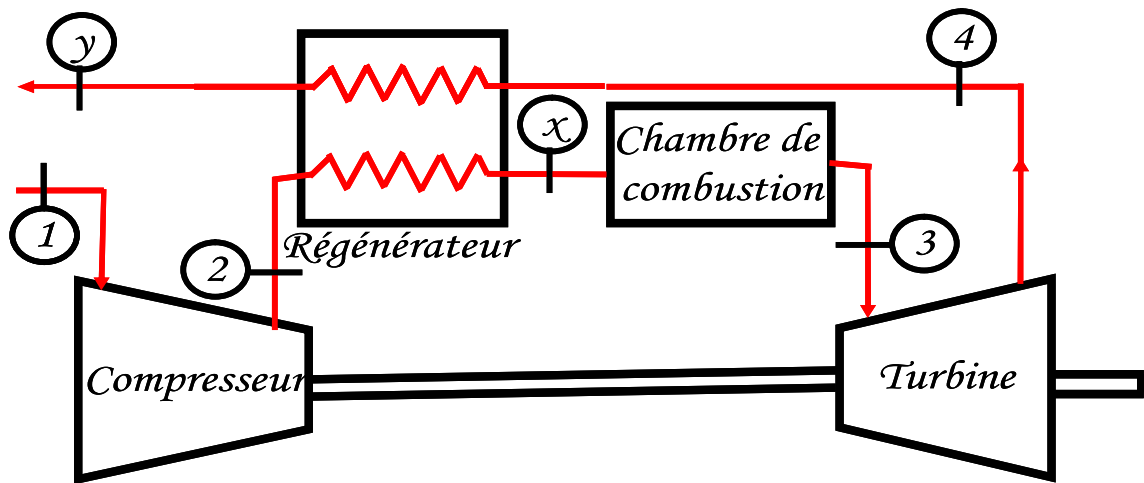


Figure II-5 Turbine à gaz avec récupération

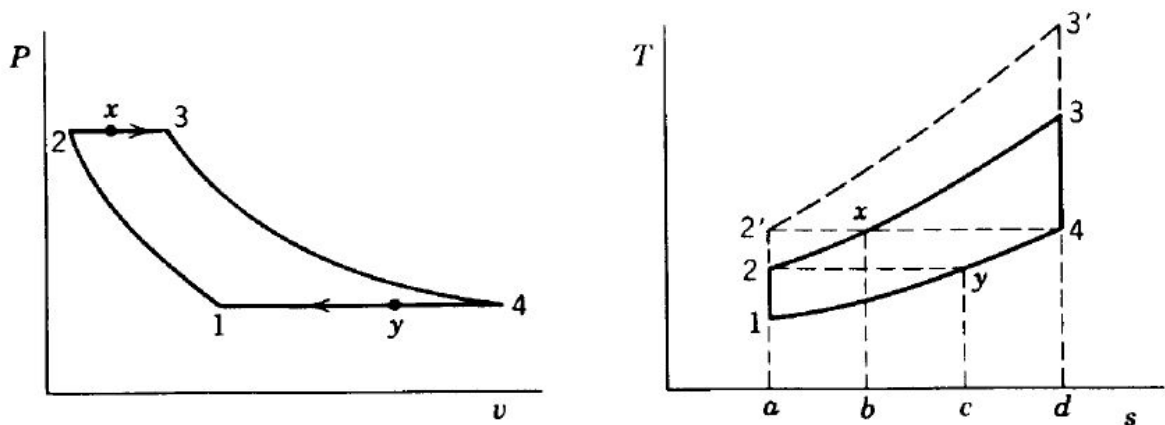


Figure II-6 Cycle d'une turbine à gaz avec récupération

La compression de (1) à (2') est la compression idéale et celle de (1) à (2) est la compression réelle, de même de (3') à (4) est l'expansion idéale et celle de (3) à (4) est l'expansion réelle.

En principe, le gaz qui entre dans l'échangeur thermique au point (2) devrait se réchauffer jusqu' à la température du gaz qui entre dans l'échangeur au point (4), mais en réalité, entre le gaz chauffant et celui chauffé il existe toujours une certaine différence de température (nécessaire à provoquer la transmission de la chaleur) de sorte que le gaz qui provient du compresseur sera chauffé seulement jusqu'au point (x), de même pour le gaz qui provient de la turbine au lieu de se refroidir jusqu'à la température du gaz qui provient du compresseur au point (2), il se refroidit seulement jusqu' au point (y).

Evidemment, l'utilisation d'un échangeur thermique est valable seulement lorsque la différence entre la température des gaz de refoulement du compresseur et celle des gaz d'échappement est suffisamment élevée.

II.3.1 Le cycle de joule à compression étagée

Le schéma de principe de la figure 3 montre qu'il est possible d'augmenter le rendement du cycle avec la réduction du travail nécessaire pour la compression, en effectuant la compression en deux étapes, et en refroidissant le gaz entre l'étape et l'autre.

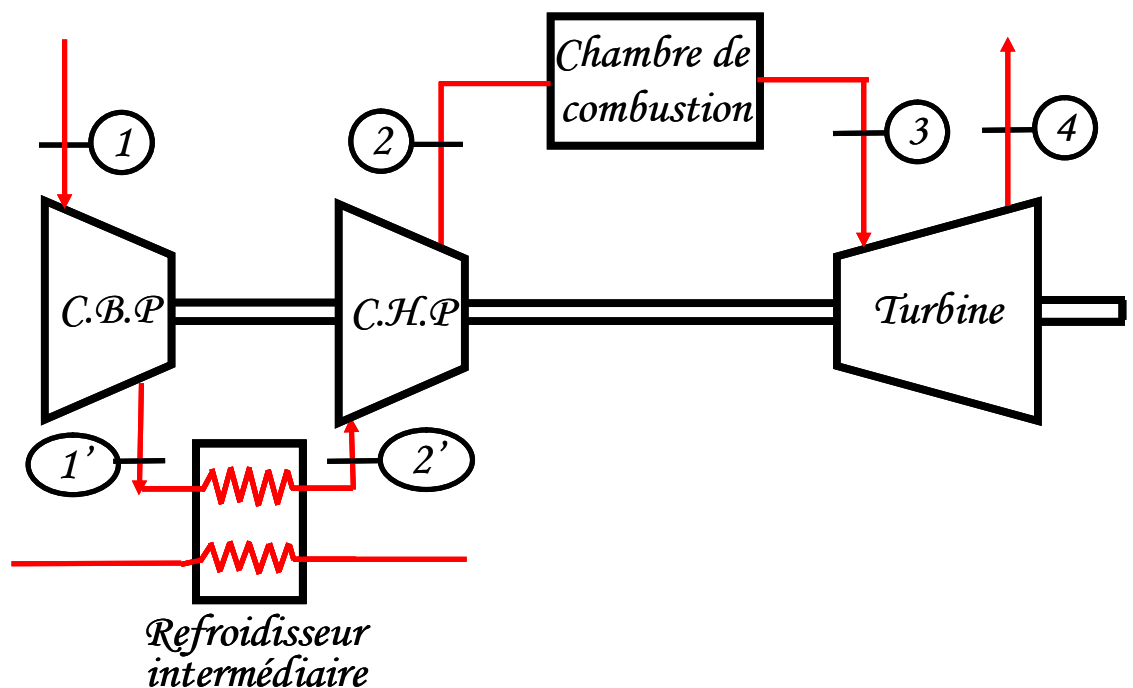


Figure II-7 Schéma fonctionnel d'une turbine à gaz avec compression étagée.

Le diagramme isentropique de l'installation est illustré dans la figure II.8. Pour pouvoir comparer le travail du compresseur de ce cycle avec celui du cycle de base, on illustre ce dernier sur le même diagramme (T-s).

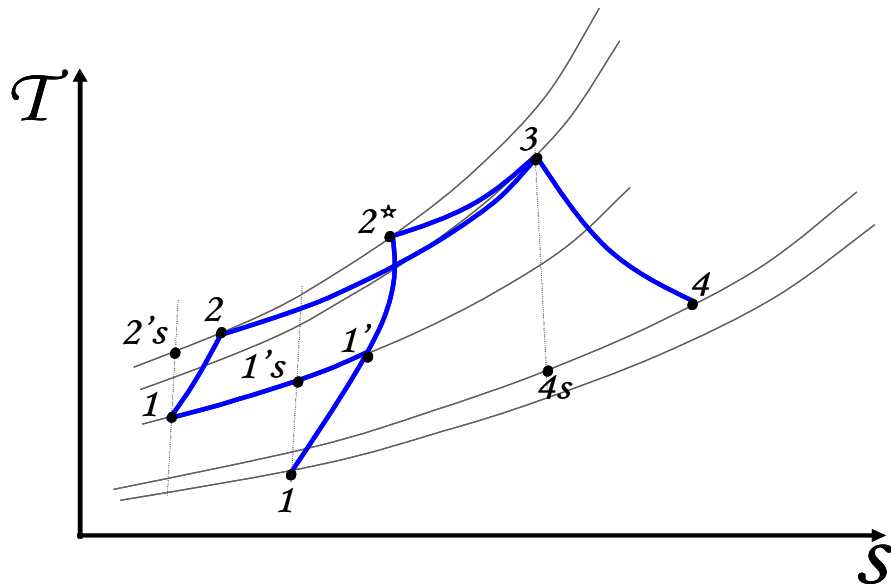


Figure II-8 Cycle à compression refroidie

Travail de compression du cycle avec compression refroidie

$$W_C = W_{1-1'} + W_{2'-2} = (h_{1'} - h_1) + (h_2 - h_{2'}) \quad (\text{II.23})$$

Si on considère que C_p est constant, on aura :

$$W_C = C_p [(T_{1'} - T_1) + (T_2 - T_{2'})] \quad (\text{II.24})$$

Travail de compression du cycle de joule :

En admettant que le rendement du compresseur est égal à celui de chaque compresseur utilisé dans le cas précédent, et la chaleur massique C_p est constante.

Alors le travail de compression est donné par :

$$\begin{aligned} W_{C^*} &= h_{2^*} - h_1 = (h_{2^*} - h_{1'}) + (h_{1'} - h_1) \\ &= C_p [(T_{2^*} - T_{1'}) + (T_{1'} - T_1)] = C_p [(T_{2^*} - T_{1'}) + (T_{1'} - T_1)] \\ (T_{2^*} - T_{1'}) &> (T_{1'} - T_1) \end{aligned} \quad (\text{II.25})$$

Donc : $W_C < W_{C^*}$

II.3.2 Le cycle de joule à détente étagée

Une autre façon d'augmenter le rendement du cycle consiste à augmenter le travail de la détente, tel qu'on utilise deux turbines en série, et on introduit une deuxième chambre de combustion entre les deux turbines, son schéma de fonctionnement est représenté dans la figure suivante:

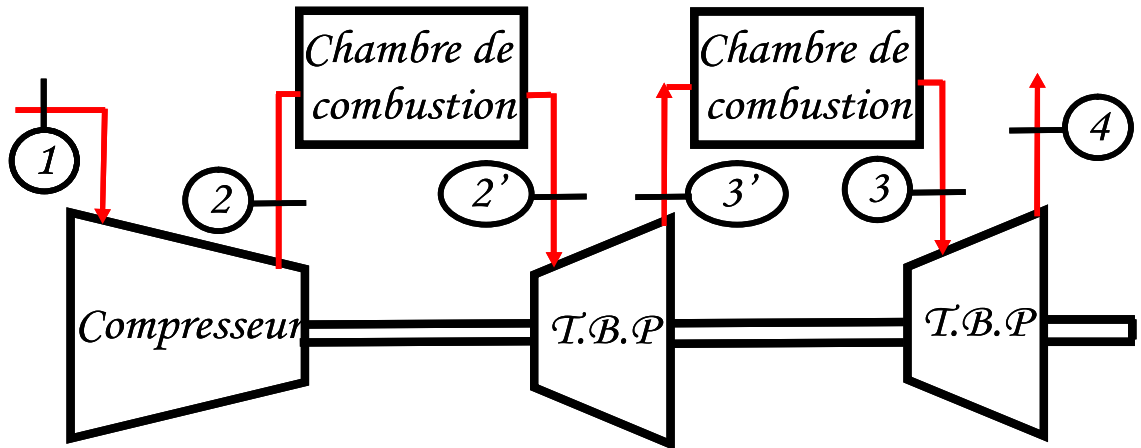


Figure II-9 Schéma fonctionnel d'une turbine à gaz avec détente étagée

Le cycle thermodynamique de cette installation, et celui du cycle de base sont illustrés dans la figure suivante :

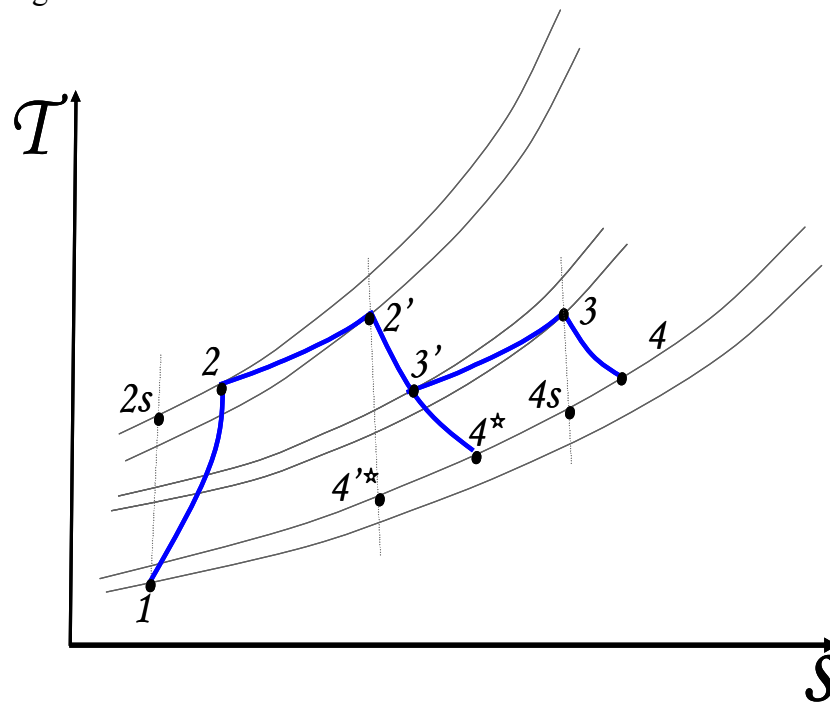


Figure II-10 Cycle d'une turbine à gaz avec détente étagée

Le travail fourni par la turbine à haute pression pour entraîner le compresseur est donné par :

$$W_{TH} = W_C = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad (II.26)$$

Le travail utile fourni par la turbine à basse pression est donné par :

$$W_T - W_C = W_{TB} = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \quad (\text{II.27})$$

Si dans le même assemblage, on n'avait pas introduit la deuxième chambre de combustion, il aurait été égale à :

$$W_{T^*} - W_C = W_U = h_{3'} - h_{4^*} = C_p(T_{3'} - T_{4^*}) \quad (\text{II.28})$$

Etant donné que :

$$(T_3 - T_4) > (T_{3'} - T_{4^*})$$

Donc :

$$W_T > W_{T^*}$$

Si on considère le fait que la température T_4 du gaz qui sort de la turbine TBP est beaucoup plus élevée que la température T_{4^*} du gaz qui sort de la même turbine lorsque la deuxième chambre de combustion est absente, et que ce gaz peut être envoyé dans un échangeur thermique (régénérateur) pour avoir un cycle à détente étagée et à récupération.

II.4 Le cycle d'Ericsson

En faisant tendre le nombre d'étages de compression et de détente dans le cycle de Joule à compression et détente étagées (section 9.10) vers l'infini, on obtient le cycle d'Ericsson, constitué d'une compression et d'une détente isotherme, et d'échanges de chaleur isobares.

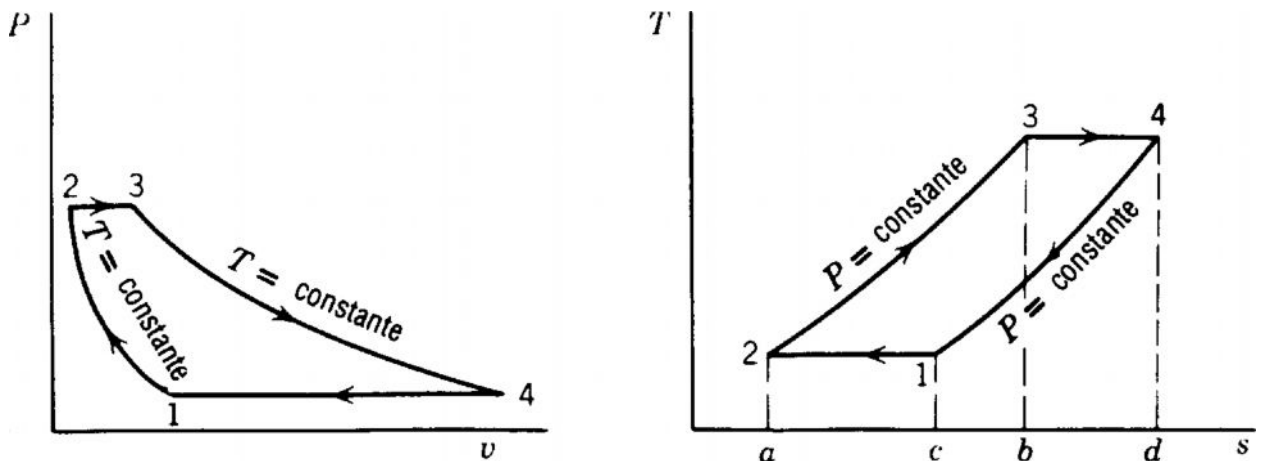


Figure II-11 Cycle d'Ericsson

Les quantités de chaleur et travail échangées au cours des quatre parties du cycle sont :

- *Compression isotherme* (1 - 2) $W_{12} = \underbrace{(h_2 - h_1)}_{=0(\text{gaz-parfait})} - q_{12}$, et en supposant

l'échange de chaleur réversible $q_{12} = T_F (S_2 - S_1) < 0$

- *Chauffage isobare* (2 - 3) $q_{23} = h_3 - h_2$

- *Détente isotherme* (3 - 4) $W_{34} = \underbrace{(h_4 - h_3)}_{=0(\text{gaz-parfait})} - q_{34}$, et en supposant l'échange de

chaleur réversible $q_{34} = T_C (S_4 - S_3) > 0$

- *Refroidissement isobare* (4 - 1) $q_{41} = h_1 - h_4$

On a donc $q_{23} = -q_{41}$, de sorte qu'on peut réaliser ces transformations à l'aide d'un échangeur de chaleur (récupérateur).

Le travail net fourni vaut donc

$$W^* = T_C (S_4 - S_3) - T_F (S_1 - S_2) \quad (\text{II.29})$$

Mais, le fluide actif étant un gaz parfait

$$S_4 - S_3 = -R \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) = -R \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = S_1 - S_2 \quad (\text{II.30})$$

et par conséquent,

$$W^* = (T_C - T_F)(S_4 - S_3)$$

de sorte que l'efficacité thermique vaut

$$\varepsilon_E = \frac{(T_C - T_F)(S_4 - S_3)}{T_C (S_4 - S_3)} = \frac{T_C - T_F}{T_C} = \varepsilon_{\text{Carnot}} \quad (\text{II.31})$$

En réalité, il est impossible en pratique de réaliser des compressions et détentes isothermes. On s'en approche par des compressions et détentes étagées avec échange de chaleur intermédiaire (intercoolers).

II-5-Cycle particuliers

II-5-1-Cycles binaires

D'une manière générale, on appelle « cycle binaire » un cycle thermodynamique décrit par deux fluides dont chacun évolue dans son propre circuit (ouvert ou fermé), la source froide de l'un des fluides servant de source chaude à l'autre. D'après cette définition, on réserve habituellement cette appellation aux cycles utilisant deux fluides dont l'un au moins est une vapeur autre que la vapeur d'eau. Dans la littérature technique on trouve même des exemples de cycles « ternaires » où interviennent trois

fluides et où la chaleur est transmise en cascade du premier fluide au deuxième, et de celui-ci au troisième, au moyen de deux échangeurs thermiques intermédiaires.

Les cycles qui seront étudiés ci-dessous sont donc ceux qui seraient réalisés dans des installations où une turbine à gaz serait associée à une chaudière produisant une vapeur autre que la vapeur d'eau, la vapeur produite étant utilisée dans une turbine à condensation. Le principe d'une telle association serait donc analogue à celui des combinaisons de turbine à gaz avec des générateurs de vapeur d'eau ; cependant, la substitution à celle-ci d'un fluide différent présente certaines particularités qui justifient les nombreuses recherches récemment consacrées à cette question.

Le cycle binaire appliqué à une turbine à gaz, nécessite un échangeur intermédiaire, quelle que soit la nature du fluide traversant la deuxième turbine. La récupération de la chaleur des gaz d'échappement dans un générateur de vapeur se traduit toujours par un accroissement simultané de la puissance et du rendement, mais cet accroissement, ainsi que le prix de l'installation, peut dépendre de la nature du deuxième fluide.

II-5-2-Cycles avec injection d'eau dans le compresseur

L'étude des cycles caractérisés par la réfrigération des gaz en cours de compresseur ne pouvait avoir un effet favorable sur le rendement thermique que si elle était réalisée dans certaines conditions ; en effet, la présence d'un ou plusieurs réfrigérants intermédiaires entraîne bien une réduction du travail absorbé par le compresseur, mais en même temps, elle a pour conséquence le passage d'une partie de la chaleur du gaz à l'eau de réfrigération, ce qui se traduit par un abaissement de la température du gaz au refoulement du compresseur, donc par un accroissement de la consommation de combustible. On conçoit donc l'intérêt que présenterait un mode de fonctionnement permettant à la fois de refroidir le gaz (en fait, l'air) en cours de compression et de déverser la chaleur correspondante non pas à la source froide où elle serait perdue, mais à la source chaude où elle pourrait être récupérée. Ce mode de fonctionnement consiste à ne pas munir le compresseur de réfrigérant à surface d'échange et à circulation d'eau, mais à injecter de l'eau dans le compresseur, ce qui a pour effet de refroidir l'air sans évacuer à l'extérieur la chaleur cédée par l'air à l'eau.

Certaines expériences effectuées aux Etats-Unis ont montré que la réalisation pratique de l'injection d'eau dans un compresseur n'est pas exempte de difficultés. En effet, pour obtenir une réfrigération efficace, on doit soumettre l'eau à une pulvérisation très poussée et réaliser un mélange intime entre les gouttelettes d'eau et l'air ; de plus, l'injection d'eau risque de provoquer une corrosion et une érosion des aubes du

compresseur, et ce danger peut rendre nécessaires certaines précaution, telles que le traitement ou la distillation préalable de l'eau injecter. La mise au point de ce procédé pourrait donc exiger des recherches longues et coûteuses.

II-5-3-Cycles avec injection d'eau à l'aval du compresseur

La figure II.12 représente le schéma d'une turbine à gaz à injection d'eau dans l'aval du compresseur. L'air sortant du compresseur 1 reçoit en deux une certaine quantité d'eau pulvérisée ; le mélange d'air et d'eau entre dans la chambre de combustion 3 ou le combustible est introduit par le brûleur 4. Pour les débits donnés d'air et d'eau, le débit de combustible est réglé de manière à vaporiser toute l'eau injectée en 2 et à porter le mélange des gaz de combustion et de vapeur à la température désirée. Ce mélange se détend dans la turbine 5 d'où il s'échappe dans l'atmosphère ; l'excédent du travail de détente sur le travail de compression est transmis à la génératrice 6.

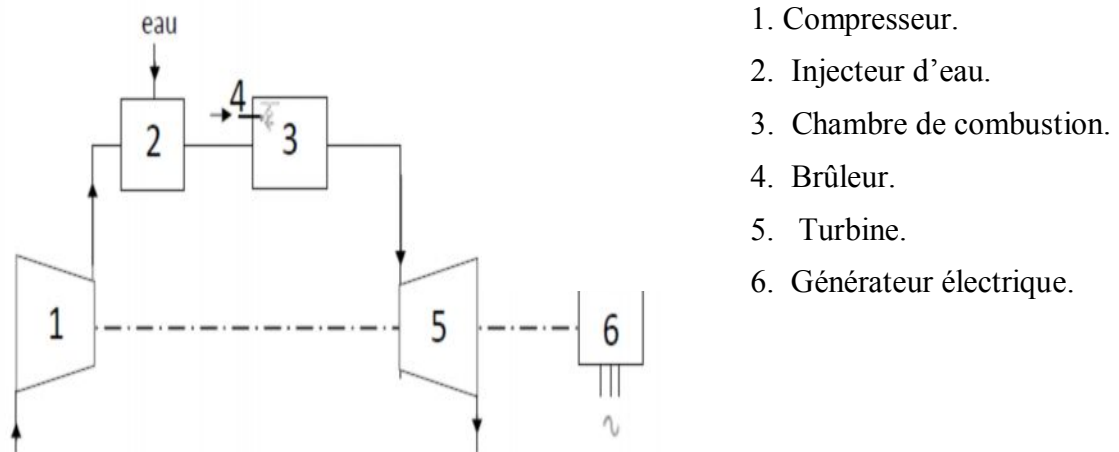


Figure II-12 Schéma d'une turbine à gaz à et à injection d'eau à l'aval du compresseur

On voit ainsi que, grâce à l'injection d'eau, le débit-masse introduit dans la turbine est supérieur à celui qui traverse le compresseur. Il en résulte que, pour une puissance de compression donnée, la puissance fournie par la détente augmente ; la puissance utile subit donc un accroissement qui, en valeur relatif, peut être très important. Mais cette influence favorable de l'injection d'eau sur la puissance massique trouve une contrepartie dans l'influence de sens contraire qu'elle exerce sur son rendement. Il est clair, en effet, que l'eau injectée à l'aval du compresseur décrit le même cycle thermodynamique que dans le cas d'une installation comportant un générateur de vapeur et une turbine à contre-pression ; or, médiocre que soit le rendement thermique d'une turbine à gaz à cycle simple, il est supérieur à celui d'une turbine à vapeur à

contre-pression fonctionnant avec le même température initial et le même taux de détente. La puissance supplémentaire produite par la détente de la vapeur dans la turbine 5 est donc, de ce point de vue, plus onéreuse que la puissance utile fournie par la détente des gaz, de sorte que l'injection d'eau a pour effet un accroissement de consommation spécifique. Ces constatations montrent que l'injection d'eau pourrait éventuellement trouver une application dans les turbines à gaz destinées à la production d'énergie de pointe ; il est, par conséquent, nécessaire de déterminer par le calcul l'influence qui ce procédé pourrait avoir, d'une part, sur le travail (ou la puissance) massique, d'autre part, sur le rendement thermique de la machine.

Nous ne considérons dans notre calcul que le cas d'une turbine à gaz à cycle simple et nous adopterons pour la température d'admission les valeurs de 600, 700 et 800 °C, la température à l'aspiration du compresseur étant de 15°C ; cette dernière température sera aussi celle de l'eau injectée. Dans tous les cas, nous admettrons pour le compresseur et la turbine un rendement polytropique égale à 0,85 et nous ferons abstraction des pertes de charge dans le circuit de l'air et des gaz. Les variables indépendantes seront, d'une part, la masse s'eau α injectée dans 1 kg d'air et, d'autre part, le taux de compression m . Les grandeurs recherchées sont :

1)- L'accroissement relatif du travail utile :

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{W' - W}{W}. \quad (\text{II.32})$$

2)- La variation relative du rendement :

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{\eta' - \eta}{\eta}. \quad (\text{II.33})$$

Où :

W est le travail fourni par 1 kg d'air dans le cas d'une turbine à gaz sans injection d'eau, et W' est le travail fourni par 1 kg d'air lorsque l'installation comporte une injection d'eau à l'aval du compresseur.

η et η' étant les rendements thermiques respectivement sans et avec injection d'eau.

Le compresseur fonctionnant avec de l'air pur, le calcul du travail de compresseur ne représente aucune difficulté. Quant à la détermination de la dépense de combustible et du travail fourni par la détente, elle ne pose pas des problèmes.

Les résultats obtenus sont représentés par les figures II.13 et II.14, qui sont divisées en trois parties dont chacune correspond à une valeur fixe de la température t régnant à l'admission de la turbine.

La figure II.13 montre que, pour une valeur déterminée du taux de compression m , $\Delta W/W$ varie avec α à peu près linéairement. On voit que α et $\Delta W/W$ peuvent atteindre des valeurs élevées sans que le rapport r devienne excessif ; une combustion complète est donc possible même lorsque le débit d'eau injectée est important. D'autre part, pour une valeur donnée de α , $\Delta W/W$ varie dans le même sens que m et en sens inverse de t ; l'effet de l'injection d'eau sur la puissance développée est donc particulièrement sensible lorsque la température à l'admission de la turbine est modérée. De plus, pour une valeur donnée de α un accroissement de $\Delta W/W$ est accompagné d'une diminution de r ; en d'autres termes, pour un rapport donné des débits d'eau et d'air, l'excès d'air varie dans le même sens que la puissance fournie par la machine.

Le rapport r est donné par l'expression suivant :

$$r = 3,73.x$$

Avec
$$x = \frac{q_e}{1 + q_e}. \quad (\text{II.34})$$

Où x est le titre de la vapeur dans le mélange, et q_e la masse d'eau injecté en kg.

En ce qui concerne la figure II.14, elle montre que, pour des valeurs considérées des différents paramètres, le rapport $\Delta\eta/\eta$ est toujours négatif ; pour une température t donnée, la valeur absolue de ce rapport varie dans la même sens que α et en sens inverse de m . L'influence de paramètre est particulièrement sensible lorsque la température t est modérée ; le calcul montre, par exemple, que pour $t = 600^\circ\text{C}$ et $m = 10$, le rapport $\Delta\eta/\eta$ devient même positif et varie que le même sens que α . Ce résultat s'explique par le fait que le rendement du cycle décrit par la vapeur varie dans le même sens que la pression, tandis que, dans la zone considérée, un accroissement de m exerce une influence défavorable sur le rendement du cycle décrit par l'air et les gaz : pour $t = 600^\circ\text{C}$, le rendement de ce cycle passe, en effet, par un maximum pour $m = 6$ environ.

En résumé, aussi bien du point de vue de la puissance développée que de celui du rendement, l'injection d'eau à l'aval du compresseur est particulièrement intéressante lorsque la turbine est alimentée sous une pression élevée et sous une température modérée.

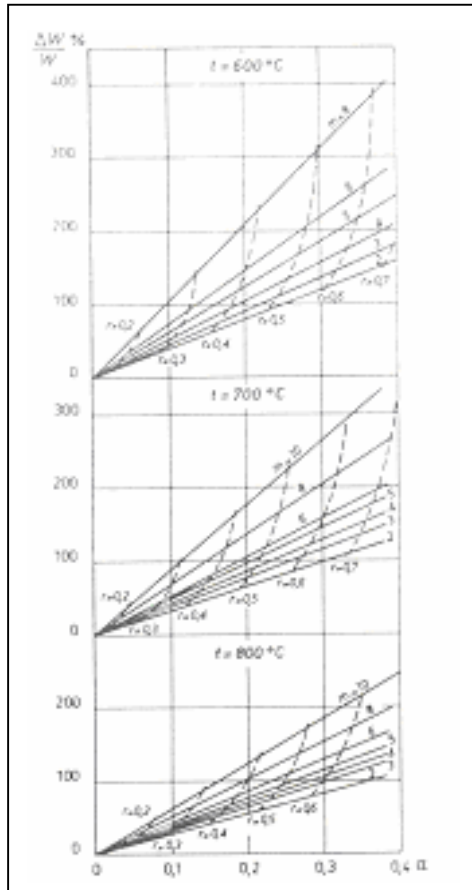


Figure II-13 Variation relative de la puissance d'une Turbine à gaz en fonction du débit d'eau injectée

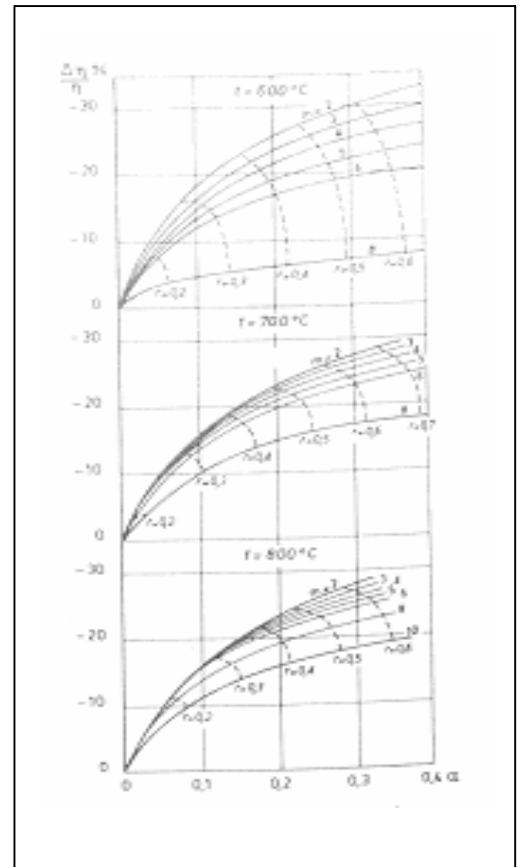
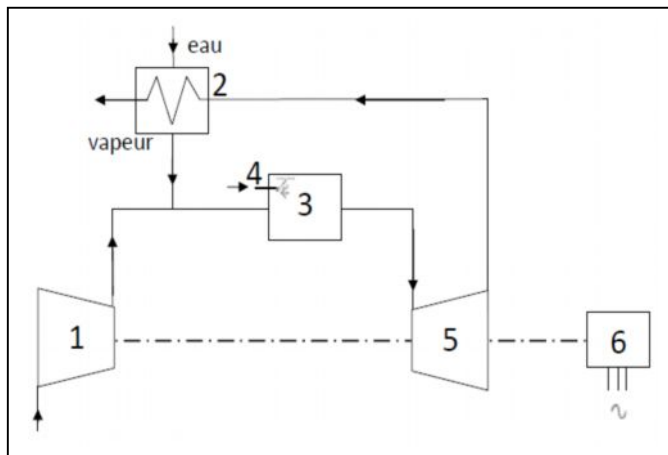


Figure II-14 Variation relative du rendement d'une Turbine à gaz en fonction du débit d'eau injectée

II.5.4. Cycles avec injection de vapeur à l'aval du compresseur

La baisse du rendement qui est due à l'injection d'eau s'explique par l'importance de la quantité de chaleur nécessaire à la vaporisation de l'eau et à la surchauffe de la vapeur produite. L'accroissement de la puissance massique et de rendement peut être obtenue également grâce à la disposition représentée dans la figure II.15 ; l'injection d'eau y est remplacée par une injection de vapeur, et celle-ci est produite par une chaudière 2 qui est chauffée par le mélange des gaz de combustion et de vapeur sortant de la turbine 5. La chaudière 2, qui habituellement n'est pas munie d'un brûleur auxiliaire, peut donc être comparée aux chaudières de récupération utilisées dans certaines combinaisons de turbines à gaz avec des turbine à vapeur ; mais ici la vapeur produite, au lieu d'être dirigée dans une turbine à vapeur, ce mélange, soit avec l'air comprimé (comme dans le schéma de la figure II.15), soit, le plus souvent, avec les gaz de combustion, de sorte que la turbine 5 fonctionnant avec ce mélange joue les rôles de la turbine à gaz de la turbine à vapeur à la fois.



1. Compresseur.
2. Chaudière de récupération.
3. Chambre de combustion.
4. Brûleur.
5. Turbine.
6. Génératrice électrique.

Figure II-15 Schéma d'une turbine à gaz à cycle simple et à injection de vapeur fournie par une chaudière de récupération

Pour établir une comparaison entre ce mode de fonctionnement et celui qui consiste à injecter à l'aval du compresseur de l'eau liquide (non réchauffée), adoptons les mêmes hypothèses que celles qui ont servi de base à la confection des figures II.13 et II.14, les pertes de charge dans la chaudière étant négligées. La variation du rapport $\Delta W/W$ en fonction de α est alors donnée, pour les trois valeurs considérées de la température t , par la figure II.16. De même que dans le cas de l'injection d'eau (fig.II.13), pour les fixes de t et de m , le rapport $\Delta W/W$ est pratiquement proportionnel à α ; mais ici les valeurs de α , donc aussi celles de $\Delta W/W$, ne peuvent pas dépasser certaines limites qui sont représentées par les courbes en trait mixte. En effet, d'une part, l'écart de température entre les fluides chauffant et chauffé, dans la chaudière de récupération, ne peut pas descendre au-dessous d'une certaine limite ; en adoptons pour celui-ci la valeur de 30 degrés, on obtient, pour chacune des trois parties de la figure II.16, la courbe en trait mixte supérieur. D'autre part, la température de mélange du gaz et de vapeur, à l'entrée de la cheminée, ne doit pas être inférieure à une valeur qui a été admise égale à 120°C, et c'est cette condition qui est représentée par la deuxième courbe en trait mixte. Compte tenu de cette double limitation, nous arrivons ici à une conclusion inverse de celle à laquelle nous avons abouti dans le cas précédent : le apport $\Delta W/W$ atteint son maximum pour des valeurs modérées de m et, de plus, ce maximum varie dans le même sens que t . Les mêmes limitations interviennent évidemment aussi dans le tracé des courbes qui représentent la variation de $\Delta \eta/\eta$ avec α (fig.II.17) ; contrairement au cas de la figure II.14, ici les valeurs de $\Delta \eta/\eta$ sont toujours positives.

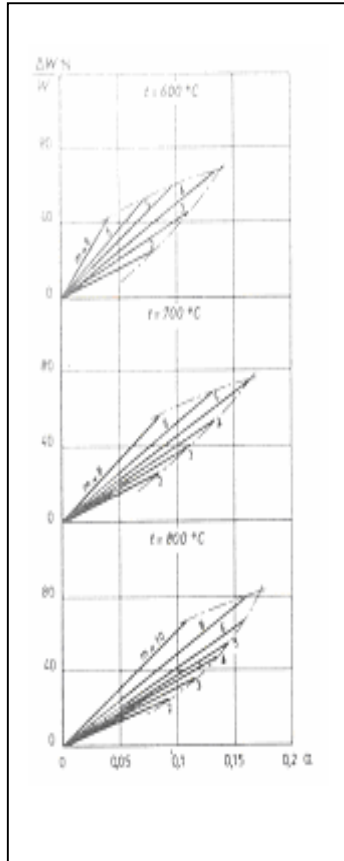


Figure II-16 Variation relative de la puissance d'une turbine à gaz en fonction du débit de vapeur

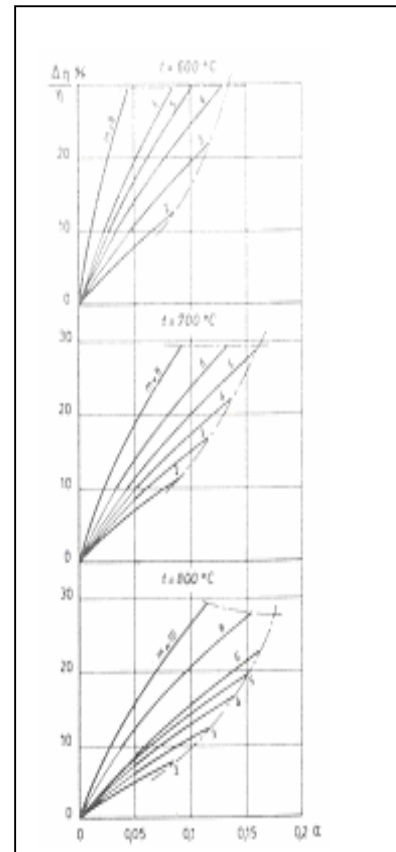


Figure II-17 Variation relative de rendement d'une turbine à gaz en fonction du débit de vapeur

Chapitre III : Procédure de calcul des rendements du compresseur et de la turbine

III-1-Cycle thermodynamique

III-1-1-Cycle idéal

Le fonctionnement d'une turbine à gaz est caractérisé non seulement par le cycle thermodynamique décrite par le fluide gazeux, mais aussi par la nature du circuit parcouru par celui-ci. Dans la grande majorité des cas, l'aspiration du compresseur est directement reliée à l'atmosphère; de même, l'échappement de la turbine est généralement relié à l'atmosphère, soit directement, soit par l'intermédiaire d'un récupérateur de chaleur. L'air comburant fourni à la chambre de combustion est, par conséquent, constamment renouvelé, et les gaz détendus, en principe, ne reviennent plus dans le circuit. Une telle turbine à gaz est donc à circuit ouvert (fig.III.1). La chambre de combustion d'une turbine à circuit ouvert ne comporte pas de surface de transmission, et ce sont les produits gazeux de la combustion qui se détendent dans la turbine.

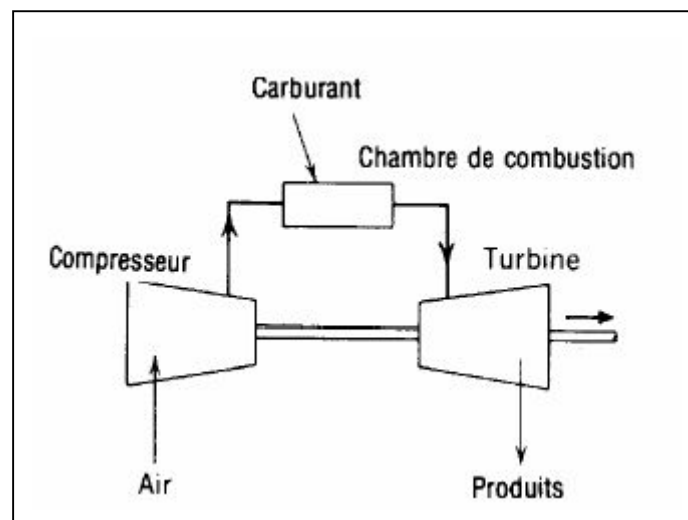
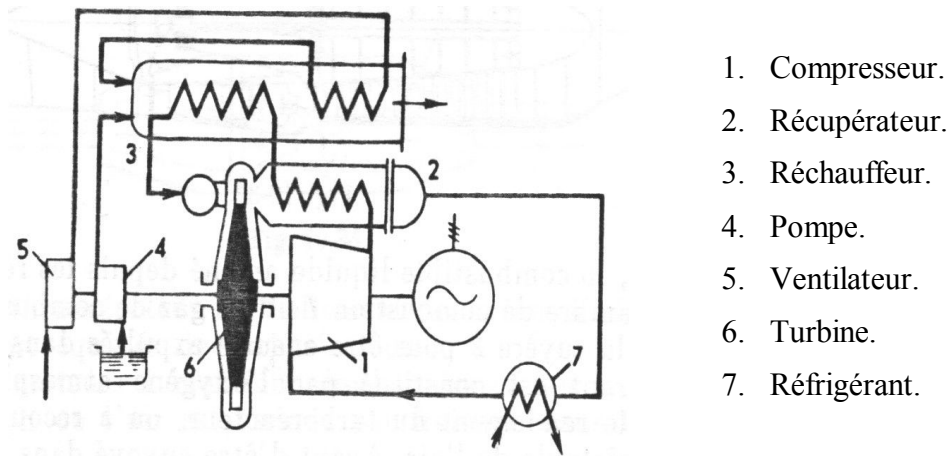


Figure III-1 Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert

Dans le cas d'une turbine à gaz à circuit fermé (fig.III.2), c'est la même masse gazeuse qui est utilisée indéfiniment pour la production de travail; cette masse se trouve ainsi soustraite à toute communication avec l'atmosphère. La réalisation d'une turbine à gaz à circuit fermé exige certaines dispositions particulières, nous y verrons également que chacun de ces deux types de circuit présente des avantages et des inconvénients, et que le choix entre le circuit ouvert et le circuit fermé dépend surtout de la nature du combustible utilisé. C'est ainsi que seul le circuit fermé se prête à l'utilisation de combustibles solides ou de combustibles nucléaires, tandis que dans tous les autres cas,

qui sont actuellement de loin les plus fréquents, c'est le circuit ouvert qui présente la solution la plus avantageuse.



1. Compresseur.
2. Récupérateur.
3. Réchauffeur.
4. Pompe.
5. Ventilateur.
6. Turbine.
7. Réfrigérant.

Figure III-2 Schéma d'une turbine à gaz à circuit fermé

Il résulte de cette définition de la turbine à gaz à circuit fermé que dans celle-ci, toutes les parties de l'installation sont traversées par un fluide dont aussi bien la nature que le débit masse reste invariable. Au contraire, dans le cas d'une turbine à gaz à circuit ouvert, le fluide traversant la turbine proprement dite diffère de celui qui traverse le compresseur aussi bien par son débit masse que par sa nature: ce fluide est, en effet, un mélange de gaz de combustion, tandis que le compresseur fonctionne avec de l'air, et son débit masse est égale à la somme des débits masse d'air et de combustible introduits dans la chambre de combustion. Il est bien entendu que l'étude des cycles thermodynamiques correspondant à ces deux cas doit tenir compte de cette double différence. Toutefois, en première approximation, cette différence peut être négligée; cette simplification facilite notablement l'étude des cycles par la méthode analytique et, en particulier, permet d'établir rapidement une comparaison des différents cycles entre eux et de déterminer ainsi l'influence des principaux paramètres caractérisant le fonctionnement de l'installation: forme de cycle, pressions et température extrêmes, rendements propres de la turbine et du compresseur, etc.

Enfin, il est également possible de concevoir pour la turbine à gaz des circuits mixtes qui sont des combinaisons de deux circuits, l'un ouvert, et l'autre fermé. Toutefois, les expériences réalisées dans ce domaine n'ont pas été couronnées de succès, et l'idée des turbines à gaz à circuit mixte semble avoir été abandonnée.

La figure III.1 représente le schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert, fonctionnant suivant le cycle de Joule. L'air atmosphérique est aspiré par le compresseur, qui est habituellement de type axial ; ce compresseur l'air dans la chambre de combustion ou le combustible est injecté par le Brûleur. Les gaz de combustion se détente dans la turbine et s'échappent finalement dans l'atmosphère. Le travail utile de l'installation, c'est-à-dire la différence entre le travail fourni par la détente et celui qui est absorbé par la compression, sert à l'entraînement, par exemple, génératrice électrique 3.

Ce schéma est le plus simple qui puisse être conçu, car il ne comporte que les appareils nécessaires au fonctionnement de l'installation. L'étude du cycle thermodynamique correspondant à ce schéma est donc particulièrement facile ; cette étude présente, de plus, un grand intérêt pratique, car ainsi que nous l'avons déjà signalé, c'est suivant ce schéma que sont réalisées la plupart des turbines à gaz moderne

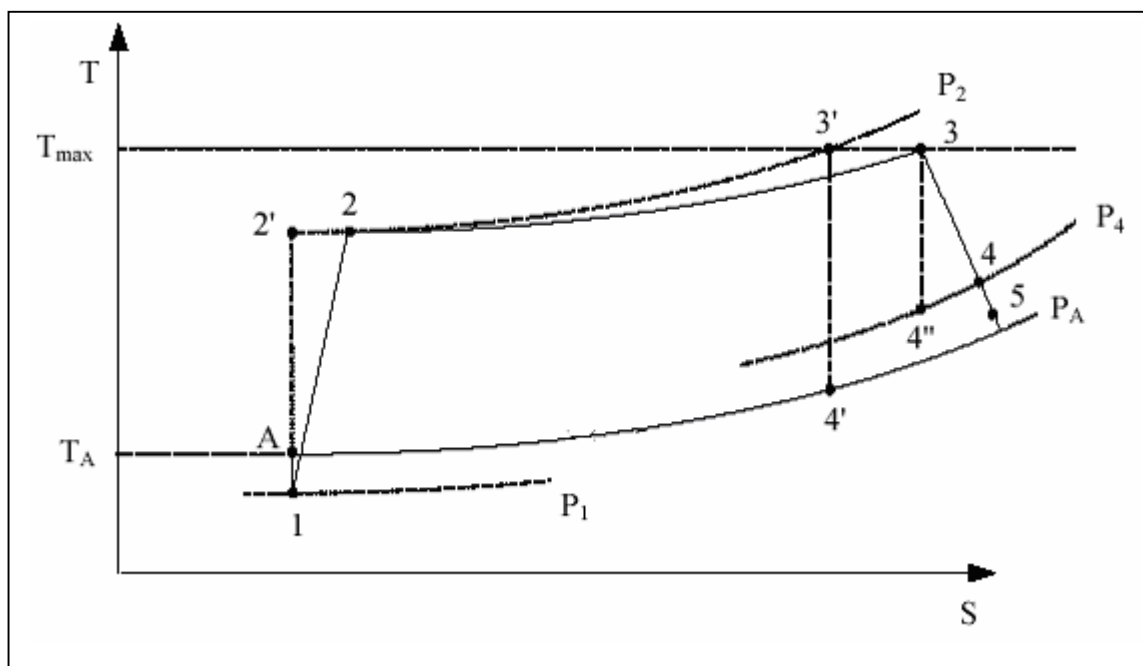


Figure III-3 Daigramme entropique de cycle de Joule

Le cycle idéal d'une turbine à gaz est un cycle de Joule (figure III.3). Il est constitué:

- D'une compression isentropique (de A à 2').
- D'un apport de chaleur à pression constante (P_2) (de 2' à 3').
- D'une détente isentropique (de 3' à 4').
- D'une évolution fictive de fermeture du cycle, cession de chaleur à pression constante P_A , de 4' à A.

Le rendement thermodynamique théorique de ce cycle est:

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{W_t - W_c}{Q}. \quad (III.1)$$

Où :

W_c : le travail nécessaire pour la compression de 1 kg d'air suivant l'isentropique $A - 2'$.

W_t : le travail fourni par la détente de 1 kg de gaz suivant l'isentropique $3' - 4'$

Le travail utile W_u produit par 1 kg de fluide décrivant le cycle $A - 2' - 3' - 4' - A$ est

donc donné par la relation : $W_u = W_t - W_c$ (III.2)

Q : la quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1 kg d'air suivant l'isobare P_2 .

Les transformations 1-2 et 3-4 étant adiabatiques et réversibles, la loi qui les exprime est :

$$pv^\gamma = C^{te}$$

Avec

$$\gamma = C_p / C_v.$$

En tenant compte de l'équation des gaz parfaits : $pv = rT$.

Où r est la constante du gaz considéré, rapportée à l'unité de masse, on obtient facilement :

$$\frac{T_{2'}}{T_A} = \frac{T_{3'}}{T_{4'}} = \left(\frac{P_2}{P_A} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}. \quad (III.3)$$

Pour la simplification on introduit les notations suivantes : $m = P_2/P_A$

Et $z = m^{(\gamma-1)/\gamma}$.

On peut écrire les expressions de W_t , W_c , Q et η_{th} comme suit :

$$W_c = C_p (T_{2'} - T_A) = C_p T_A (z - 1). \quad (III.4)$$

$$W_t = C_p (T_{3'} - T_{4'}) = C_p T_{3'} \left(1 - \frac{1}{z} \right). \quad (III.5)$$

$$Q = C_p (T_{3'} - T_{2'}) = C_p (T_{3'} - zT_A). \quad (III.6)$$

Donc le rendement de ce cycle est :

$$\eta_{th, idéal} = 1 - \frac{\frac{T_{3'} - T_A}{z}}{T_{3'} - zT_A} = 1 - \frac{1}{z}. \quad (III.7)$$

Le rendement du cycle considéré ne dépend que de z , donc, pour une valeur donnée de z , du taux de compression m , et varie indéfiniment en sens inverse de cette grandeur. Nous verrons plus loin qu'il n'en est pas de même pour un cycle de Joule réel, la valeur du rendement étant alors fonction non seulement du rapport de m . ainsi que, bien entendu, des rendements propres de compresseur et de la turbine, mais aussi de température $T_{3'}$.

III-1-2-Cycle réel

Il s'agit du cycle 1, 2, 3, 4, 5, A sur la figure (III.4). Ce cycle diffère du cycle idéal par les pertes mécaniques et thermiques (irréversibilités internes et externes):

- La pression à l'entrée du compresseur P_1 est inférieure à la pression atmosphérique P_A à cause de la perte de charge dans la tuyère.
- La pression à la sortie de la chambre de combustion P_3 est inférieure à la pression à l'entrée P_2 par suite des pertes de charge.
- La compression et la détente ne sont pas isentropiques. Les irréversibilités internes à l'écoulement imposent que $T_2 > T_{2'}$ et que $T_4 > T_{4'}$.
- La détente n'est jamais complète dans la turbine.
- Il y a des transferts thermiques entre les gaz de la chambre de combustion et le milieu extérieur.

III-1-3-Rapport de détente dans la turbine

C'est le rapport P_3/P_4 . La pression P_4 à l'entrée de la turbine est:

$$P_3 = P_2 - \Delta p_{2-3}. \quad (III.8)$$

La pression P_5 mesurée dans le diffuseur est différente de P_4 par suite des pertes de charge entre 4 et 5.

$$P_4 = K. (P_A + \Delta p_{5-4}) \quad (III.9)$$

Le coefficient K dépend de la température en sortie de la turbine comme indiquée dans le tableau ci-dessous :

T₄	450	500	550	600
K	1,036	1,040	1,045	1,049

III-2-Rendements

III-2-1-Rendement isentropique du compresseur

C'est le rapport du travail fourni à l'air lors d'une évolution isentropique sur le travail fourni lors de l'évolution réelle. Le compresseur étant supposé adiabatique, le rendement isentropique est donc égal au rapport des enthalpies correspondantes (en négligeant les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle entre l'entrée et la sortie de la machine).

$$\eta_{c.s} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a} (T_{2'} - T_1)}{\dot{m}_a C_{p_a} (T_2 - T_1)} = \frac{\frac{T_{2'} - 1}{T_1}}{\frac{T_2 - 1}{T_1}}. \quad (\text{III.10})$$

Avec :

$$\frac{T_{2'}}{T_1} = \left(\frac{P_{2'}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad P_{2'} = P_2$$

Pour l'air on prendra $\gamma = 1,4$ et $C_{p_a} = 1022 \text{ J/kg.K}$.

Remarque: La température de l'air à l'entrée du compresseur T_1 sera considérée comme égale à la température atmosphérique T_A . Dans la réalité la différence est très faible.

III-2-2-Rendement isentropique de la turbine

C'est le rapport du travail récupéré lors d'une évolution réelle sur le travail récupéré lors d'une évolution isentropique. La turbine étant supposé adiabatique, le rendement isentropique est donc égal au rapport des enthalpies correspondantes (en négligeant les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle entre l'entrée et la sortie de la machine).

$$\eta_{t.s} = \frac{\dot{m}_g C_{p_g} (T_3 - T_4)}{\dot{m}_g C_{p_g} (T_3 - T_{4''})} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - \frac{T_{4''}}{T_3}}. \quad (\text{III.11})$$

Avec :

$$\frac{T_{4''}}{T_3} = \left(\frac{P_{4''}}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad P_{4''} = P_4$$

$T_{4''}$ est la température en fin de détente isentropique et \dot{m}_g le débit de gaz à la sortie de la chambre de combustion. Pour les gaz de combustion on prendra $\gamma = 1,34$ et $C_{p_g} = 1130 \text{ J/kg.K}$ pour tenir compte de la température élevée et de la composition différente de celle de l'air.

La température T_3 peut être déduite des travaux mis en jeu, puisque la puissance indiquée de l'installation est la différence entre la puissance fournie par la turbine et la puissance absorbée par le compresseur.

La Puissance indiquée de la machine est :

$$P_i = P_e + P_f \quad (\text{III.12})$$

P_f est la puissance absorbée par les frottements mécaniques (palier, pompe à carburant, réducteur).

Elle est égale à 3,68 kW à la vitesse de rotation de 46000 t/mn (donnée constructeur).

P_e est la puissance effective de la machine.

La Puissance fournie par la turbine est :

$$P_T = \dot{m}_g C_{p_g} (T_3 - T_4). \quad (\text{III.13})$$

Avec :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c \quad (\text{III.14})$$

(\dot{m}_c Étant le débit massique de combustible).

La Puissance absorbée par le compresseur est :

$$P_C = \dot{m}_a C_{p_a} (T_2 - T_1) \quad (\text{III.15})$$

Or:

$$P_e + P_f = P_T - P_C \quad (\text{III.16})$$

D'où:

$$T_3 = T_4 - \frac{(P_e + P_f) + \dot{m}_a C_{p_a} (T_2 - T_1)}{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_{p_g}} \quad (\text{III.17})$$

La quantité de chaleur effectivement fournie au fluide est égale à la variation d'enthalpie des gaz entre l'entrée de la turbine et la sortie du compresseur (en négligeant la chaleur transférée au milieu extérieur à travers les parois et les variations d'énergie cinétique entre ces sections). On néglige l'enthalpie du carburant injecté.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_g h_3 - \dot{m}_a h_2 = \dot{m}_g C_{p_g} T_3 - \dot{m}_a C_{p_a} T_2 \quad (\text{III.18})$$

La quantité de chaleur maximale susceptible d'être dégagé par le combustible est :

$$\dot{Q}_{Pot} = \dot{m}_c PCI \quad (\text{III.19})$$

Avec $PCI = 43000 \text{ kJ/kg}$.

Le rendement de combustible est :

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{Pot}} = \frac{\dot{m}_g C_{p_g} T_3 - \dot{m}_a C_{p_a} T_2}{\dot{m}_c PCI} \quad (\text{III.20})$$

III-2-3-Rendement de l'installation

Le rendement thermique est la puissance indiquée rapportée à la quantité de chaleur réellement fournie aux gaz. C'est à dire :

$$\eta_{th.réel} = \frac{P_i}{\dot{m}_g C_{p_g} T_3 - \dot{m}_a C_{p_a} T_2} \quad (\text{III.21})$$

Le rendement global est :

$$\eta_g = \frac{P_e}{\dot{m}_c PCI} \quad (\text{III.22})$$

Chapitre IV : Analyse thermodynamique de la turbine à gaz

ROVER IS.60

IV-1-Présentation de la turbine à gaz ROVER IS.60

IV-1-1-Caractéristiques

Il s'agit d'une turbine à gaz ROVER IS.60 à cycle ouvert, à chambre de combustion à flux inversé. L'ensemble tournant comporte un compresseur centrifuge et une turbine axiale à un étage. L'ensemble tournant est accouplé à un frein dynamométrique à eau équipé d'un tachymètre. La transmission du mouvement comporte un réducteur composé de pignons à denture hélicoïdale de rapport 46/3. Le régime de la turbine est régulé à 46000 t/mn (régime arbre de sortie ~ 3000 t/mn). A cette vitesse de rotation l'installation peut fournir une puissance d'environ 45 kW. L'échappement est constitué d'un tube d'insonorisation court, prolongé par une conduite de grand diamètre débouchant à l'extérieur. Les instruments de mesure de température, de pression et la commande du débit de combustible sont rassemblés sur un pupitre de commande.

IV-1-2- Fonctionnement

Le chemin emprunté par l'air et les gaz à l'intérieur de l'installation sera repéré à l'aide d'indices permettant de caractériser la température et la pression en différents endroits (fig.IV.1).

- L'air aspiré (état A) traverse d'abord une tuyère et pénètre dans le compresseur (1) où il est comprimé (2). L'air est alors séparé en trois flux distincts :

- En sortant du compresseur (2) l'air primaire, en rapport sensiblement stoechiométrique par rapport à la quantité de carburant injecté est introduit dans la chambre de combustion dans un écoulement co-courant au jet de carburant. Ce flux apporte une quantité de comburant théoriquement nécessaire à une combustion complète.

- L'air secondaire, circulant à contre courant autour de la chambre pénètre ensuite à l'intérieur de manière permettant d'assurer une combustion effectivement complète.

- L'air tertiaire (ou de dilution) introduit à l'entrée de la turbine qui permet un refroidissement des gaz brûlés (tenue thermique de la turbine).

L'ensemble des gaz est dirigé vers le distributeur qui les oriente sur les pales de la turbine (3). Après détente dans celle-ci (4), ils traversent le diffuseur, puis le tube d'insonorisation et sortent de la machine (5).

Le carburant est injecté de manière continue à l'extrémité de la chambre de combustion. Le fuel utilisé a un rapport C/H tel que le rapport stoechiométrique

air/combustible est $X_o = 14,6$. L'inflammation dans la chambre de combustion est initiée par une bougie à allumage intermittent.

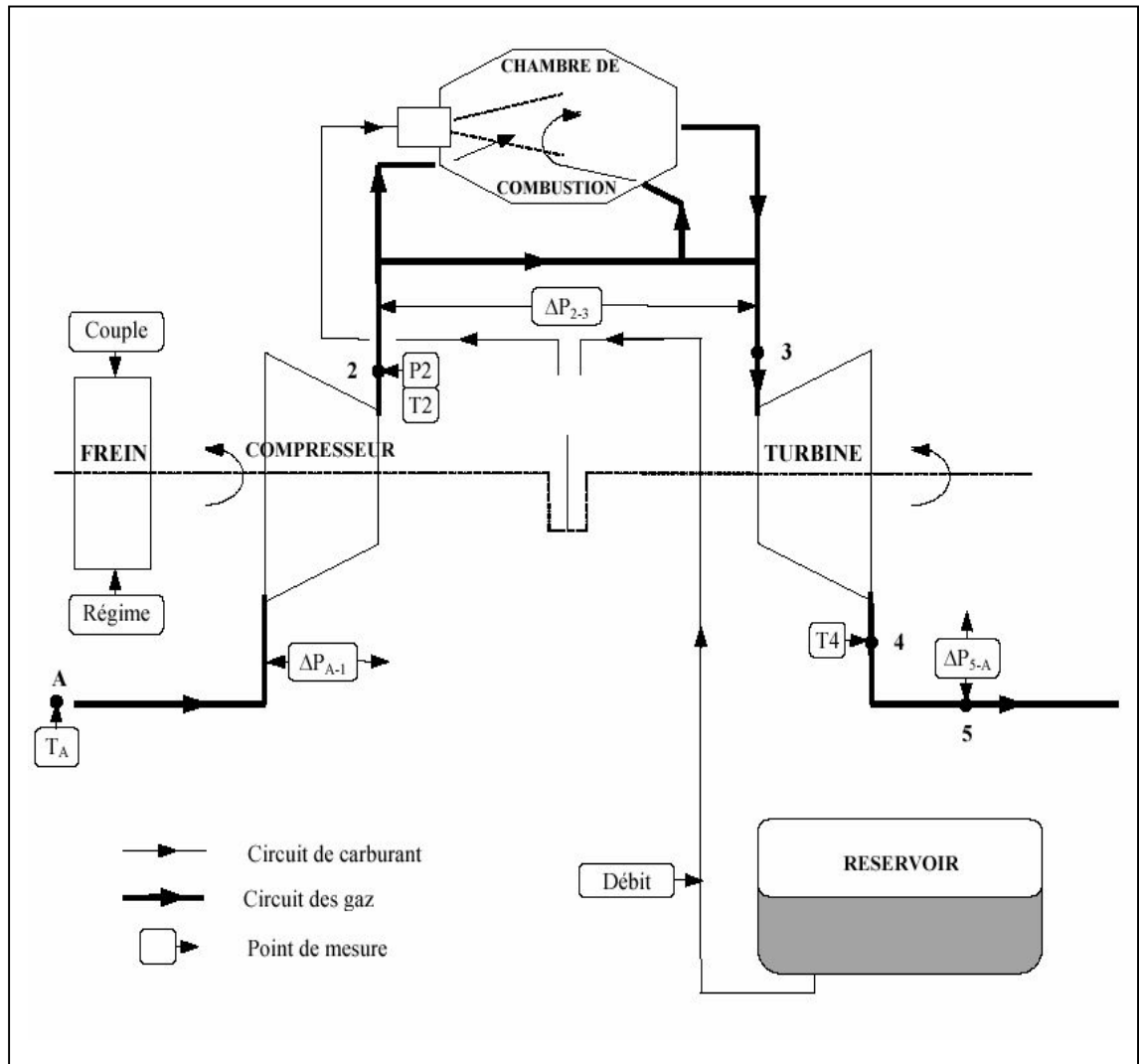


Figure IV-1 Schéma de l'installation de la turbine à gaz

IV-2-Principales grandeurs mesurées et instruments de mesure

La figure IV.1 donne le schéma de l'installation avec l'emplacement des diverses sondes. En dehors de la pression et de la température atmosphériques T_A et P_A , les principales grandeurs à mesurer sont :

- La dépression au col de la tuyère d'entrée $\Delta.p_{A-1}$, mesurée à l'aide d'un manomètre en U à eau. Celle ci permet la détermination du débit d'air à l'entrée de la machine grâce à utilisation d'une courbe d'étalonnage de la tuyère.
- La pression relative, à la sortie du compresseur (P_2), mesurée grâce à un manomètre à aiguille.

- La perte de pression (pertes de charge) dans la chambre de combustion (Δp_{2-3}), mesurée par un manomètre en U à mercure.
- La température de l'air (T_2) à la sortie du compresseur, mesurée par un thermocouple relié à un indicateur à aiguille.
- La température (T_4) à la sortie de la turbine, mesurée également par un thermocouple et un indicateur à aiguille.
- La différence de pression entre la sortie de la turbine et l'atmosphère (Δp_{5-A}), mesurée par un manomètre en U à eau (pertes de charge dans la cheminée d'échappement).
- Le débit volumique de carburant déterminé par la mesure du temps mis par la turbine pour consommer un volume de 2 litres de carburant. Le débit massique pourra être obtenu par la mesure de la densité du carburant.

IV-3-Résultats demandes

Pour chaque charge on calculera :

- a. La puissance effective (kW). $Pe = C \cdot \omega$ (KW)
- b. Le débit de combustible \dot{m}_c (kg/s).
- c. La consommation spécifique Cs (g/kW.h).
- d. Le débit d'air \dot{m}_a en utilisant la courbe d'étalonnage de la tuyère.
- e. Le rapport de compression P_2/P_1 et le rendement isentropique du compresseur $\eta_{C,S}$
- f. Le rapport de détente de la turbine P_3/P_4 .
- g. La température maximale du cycle T_3 .
- h. Le rendement isentropique de la turbine $\eta_{T,S}$.
- i. Le rendement de la combustion.
- j. Le rendement mécanique $\eta_m = Pe/Pi$.
- k. Le rendement global de l'installation η_g .
- l. Le rendement thermodynamique du cycle idéal $\eta_{th,idéal}$.
- m. Le rendement du cycle (rendement de forme) η_{cycle} .

On rappelle que le rendement global peut s'écrire:

$$\eta_g = \eta_C \cdot \eta_{th,réel} \cdot \eta_m = \eta_C \cdot \eta_{cycle} \cdot \eta_{th,idéal} \cdot \eta_m$$

IV-4-Présentation du logiciel de calcul thermodynamique

IV-4-1-Page Principale

Ce progiciel est réalisé en langage DELPHI de programmation orientée objets, l'avantage de ce langage est qu'il permette de réaliser des interfaces graphiques pour entrer les données ou lire les résultats. Notre logiciel constitue une plate forme solide pour des études beaucoup plus approfondies dans le domaine de l'analyse thermodynamiques des installations industrielles; comme la turbine à gaz objet de notre étude. La partie calcul thermodynamique de cette turbine à gaz est subdivisée en trois parties :

- Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle de Joule de la turbine à gaz,
- Calcul des performances du compresseur axial de la turbine,
- Calcul des performances de la turbine.



Figure IV-2 Présentation de la page d'accueil du logiciel

IV-4-2-Page de calcul du cycle théorique de Joule de la turbine à gaz

Cycle parfait de Joule

CYCLE PARFAIT DE JOULE

Données initiales :

Pression de l'air admis :

Température de l'air admis :

Pouvoir calorifique de l'huile :

Rapport de compression :

Calcul

Paramètres Thermiques :

Pression fin de compression :	<input type="text"/>	Chaleur de combustion :	<input type="text"/>
Température fin de compression :	<input type="text"/>	Chaleur de Refroidissement :	<input type="text"/>
Température fin de combustion :	<input type="text"/>	Travail du cycle :	<input type="text"/>
Pression fin de combustion :	<input type="text"/>	Rendement :	<input type="text"/>
Volume fin de combustion :	<input type="text"/>	Cp :	<input type="text"/>
Pression fin de détente :	<input type="text"/>	Cv :	<input type="text"/>
Température fin de détente :	<input type="text"/>		
Volume fin de détente :	<input type="text"/>		




Figure IV-3 Page de calcul du cycle théorique de Joule de la turbine à gaz

IV-4-3-Page de calcul des performances du compresseur

Calcul de compresseur

Données :

Rapport de Compression :

Pouvoir Calorifique :

Débit d'Air :

Température Fin de Compression :

Calcul

Paramètres Thermiques :

Température Fin De Compression :

Rendement Isentropique :

Enthalpie de Fin de compression :

Puissance absorbée :

Enthalpie d'Aspiration :

Pertes Mécaniques :

Enthalpie de fin de compression réelle




Figure IV-4 Page de calcul des performances du compresseur

IV-4-4-Page de calcul des performances de la turbine à gaz

Calcul de Turbine

Données :

Rapport de Compression :

Pouvoir Calorifique :

Débit de Combustible :

Débit d'Air :

Température Fin de Détente :

Calcul

Eemer

Paramètres Thermiques :

Température Fin De Combustion :

Température Fin De Détente :

Rendement isentropique :

Puissance fournie :

Rendement Réel :

Rendement Global :

Pertes Mécaniques :

Figure IV-5 Page de calcul des performances de la turbine à gaz

IV-5-Exemple de calcul logiciel

Cycle parfait de Joule

Cycle parfait de Joule


CYCLE PARFAIT DE JOULE

Données initiales :

Pression de l'air admis :	<input type="text" value="1E+5"/>
Température de l'air admis :	<input type="text" value="300"/>
Pouvoir calorifique de l'huile :	<input type="text" value="42000"/>
Rapport de compression :	<input type="text" value="15"/>

Paramètres Thermiques :

Pression fin de compression :	<input type="text" value="1500000"/>	Chaleur de combustion :	<input type="text" value="42000"/>
Température fin de compression :	<input type="text" value="1242,4942018581"/>	Chaleur de Refroidissement :	<input type="text" value="-19374,17491687"/>
Température fin de combustion :	<input type="text" value="2685,8427705375"/>	Treuil du cycle :	<input type="text" value="-22625,82508312"/>
Pression fin de combustion :	<input type="text" value="1500000"/>	Rendement :	<input type="text" value="0,5387101210268"/>
Volume fin de combustion :	<input type="text" value="0,0148867311961"/>	Cp :	<input type="text" value="29,099"/>
Pression fin de détente :	<input type="text" value="100000"/>	Cv :	<input type="text" value="20,785"/>
Température fin de détente :	<input type="text" value="1238,9520865621"/>		
Volume fin de détente :	<input type="text" value="0,1030064764767"/>		



Calcul de compresseur


Calcul de compresseur

Données :

Rapport de Compression :	<input type="text" value="5"/>	<input type="button" value="Calcul"/>
Pouvoir Calorifique :	<input type="text" value="42000"/>	
Débit d'Air :	<input type="text" value="50"/>	
Température Fin de Compression :	<input type="text" value="500"/>	

Paramètres Thermiques :

Température Fin De Compression :	<input type="text" value="475,14588262997"/>	Rendement Isentropique :	<input type="text" value="0,8757294131498"/>
Enthalpie de Fin de compression :	<input type="text" value="485599,09204783"/>	Puissance absorbée :	<input type="text" value="8949954,6023916"/>
Enthalpie d'Aspiration :	<input type="text" value="306600"/>	Pertes Mécaniques :	<input type="text" value="8949595,3713265"/>
Enthalpie de fin de compression réelle	<input type="text" value="511000"/>		



Calcul de Turbine

Calcul de Turbine

Données :

Rapport de Compression :	<input type="text" value="5"/>	<input type="button" value="Calcul"/> 
Pouvoir Calorique :	<input type="text" value="42000"/>	
Débit de Combustible :	<input type="text" value="50"/>	
Débit d'Air :	<input type="text" value="100"/>	
Température Fin de Détente :	<input type="text" value="600"/>	

Paramètres Thermiques :

Température Fin De Combustion :	<input type="text" value="480,47491623293"/>	Rendement Réel :	<input type="text" value="0,7569247259197"/>
Température Fin De Détente :	<input type="text" value="324,70701328773"/>	Rendement Global :	<input type="text" value="13,218409309147"/>
Rendement isentropique	<input type="text" value="1,4684400801459"/>	Pertes Mécaniques :	<input type="text" value="3670"/>
Puissance fournie	<input type="text" value="27758659,549210"/>		

CONCLUSION GENERALE

Dans tous les domaines pratiques l'analyse des performances sert à estimer le fonctionnement des organes de la machine.

Le travail présenté tout au long de ce mémoire s'inscrit dans le cadre de l'analyse thermodynamique des performances d'une turbine à gaz, cette analyse est basée sur les cycles thermodynamiques idéals et réels, ainsi que le calcul thermique propre pour chaque organe de ces installations industrielles.

Dans notre étude on a calculé les paramètres thermodynamiques du cycle de Joule de la turbine à gaz, les performances du compresseur axial et de la turbine.

Nous avons réalisé un progiciel en langage DELPHI de programmation orienté objets, l'avantage de ce langage est qu'il permet de réaliser des interfaces graphiques pour entrer ou lire les résultats, notre logiciel constitué une plate forme solide pour des études beaucoup plus approfondies dans les domaines de l'analyse thermodynamique des installations industrielles, comme la turbine à gaz objet de notre étude.

On peut conclure que cette étude et ce progiciel réalisés permettent de simplifier la tâche de calcul des performances de telles machines et nous espérons qu'ils présenteront un outil de calcul de base dans ce domaine fort intéressant.

Références bibliographiques

✓ Livres

[1] : La turbine à gaz, P. Chambadal.

[2] : Technique de l'ingénieur. Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie,
par Yves
Loranchet.

[3] : Turbine à vapeur et à gaz. Lucien Vivier.

[4] : Centre de formation de la centrale électrique de Fkirina à Oum Elbuoaghi.

[5] : Théorie générale des machines ; machine à réaction, motrices et réceptrices à
vapeur ou à gaz Philippe Arquès.

[6] : Thermodynamique technique, V. Karillin, V. Sytchev, A. Sheindlin.

✓ Site internet

<http://www.techno-science.net> , 07/04/2009

<http://www.directindustry.fr> , 18/04/2009

<http://www.librecours.org> , 15/05/2009