

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE  
L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE



Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme de master en génie mécanique

Option : Energétique

Titre

**ETUDE D'UN SYSTEME DE  
REFROIDISSEMENT PAR EVAPORATION  
DE LA TURBINE A GAZ DE BERROUAGHIA**

Présente par :

**KHERROUBI Naima**

Encadré par :

**Mr. SAID MOHAMED**

**Année universitaire: 2021 / 2022**

## REMERCEMENTS

*En premier lieu et avant tout, nous remercions notre grand dieu  
le plus puissant qui nous a éclairé*

*Notre chemin et nous a guidé pour réaliser*

*Modeste*

*Nous tenons à remercier Mr. **SAYD MOHAMED** pour nous  
avoir donné la chance de travailler sous sa direction pour sa  
confiance en nous et sa gentillesse.*

*Nous profitons de l'occasion de la présentation de ce travail  
pour exprimer nos vifs remerciements à la présidence et aux  
membres*

## DEDICACES

*Secret de ma fierté la bougie qui brûlé pour notre éclaircissement*

*Mon très cher père **ABDELKADER** رحمه الله*

*Ma mère **ROKAYA**. Soleil qui éclair ma vie*

*Mes chères sœurs **Fatiha. Hadjer. Et bassema***

*Mes amants **zaki** et **mimi** et **aymen** et **Abdelhakim***

*Tous ce qui j'ai oubliée involontairement*

## ملخص

كانت توربينات الغاز ذات أهمية كبيرة في المجال الصناعي وخاصة الهيدروكربونات. تم تصميم تركيب التوربينات الغازية ليعمل في ظل ظروف الضغط ودرجة الحرارة الديناميكية الحرارية المحددة بواسطة معايير.

لسوء الحظ لا يتم الحصول على هذي الظروف دائما لأنها تختلف من يوم لآخر ومن منطقة الى آخر (جنوب، شمال) ومن مناخ إلى آخر (رطب، جفاف، حار... الخ)، يتناسب أداء تركيب التوربينات الغازية عكسيا مع درجة الحرارة المحيطة، حيث انه كلما انخفضت درجة الحرارة، زادت كتلة الهواء الداخلة إلى الضاغط مما يؤثر بشكل مباشر على الأداء. تحقيقا لهذه الغاية، يتمثل عملنا في دراسة تحسين أداء تركيب التوربينات الغازية عن طريق تبريد الهواء من المدخل إلى مدخل الضاغط.

## Abstract

Gas turbines were of great importance in the industrial field, especially hydrocarbons. Gas turbine installation is designed to operate under dynamic pressure and temperature conditions thermocouple specified by standards.

Unfortunately, these conditions are not always obtained because they differ from day to day and from region to region (South, North) and from one climate to another (humid, dry, hot...etc), the performance of a gas turbine installation is inversely proportional to the ambient temperature, as the lower the temperature, the greater the air mass entering the compressor, which directly affects the performance. To this end, our work is to study improving the performance of a gas turbine installation by cooling the air from the inlet to the inlet of the compressor.

## Résumé

Les turbines à gaz étaient d'une grande importance dans le domaine industriel, en particulier pour eux. Les turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions dynamiques de pression et de température thermocouple spécifié par les normes.

Malheureusement, les enfants ne comprennent pas toujours ces termes à cause bien sûr (Sud et nord) et d'un climat à l'autre (humide, sec, chaud... du compresseur, qui influe directement sur les performances. A cet effet, notre travail consiste à étudier l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz en refroidissant l'air de l'entrée à l'entrée du compresseur.

# Table des matières

Résumé	
Table des matières	
Listes des figures	
Listes des tableaux	
Introduction générale .....	1
Chapitre I:Généralité de la turbine à gaz	
I.1. Historique de turbine à gaz .....	4
I.2. Définition de la turbine à gaz .....	5
I.3. Présentation.....	6
I.4. Les composants de la turbine à gaz .....	7
I.4.1. Entre d'air .....	7
I.4.2. Le compresseur .....	7
I.4.3. Chambre de combustion.....	9
I.4.4. Turbine.....	10
I.5. Classification des turbines à gaz .....	12
I.5.1. D'après le mode de construction .....	12
I.5.2. D'après le mode de travail .....	13
I.5.3. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique .....	14
I.5.4. Les avantages .....	17
I.6. Les différents systèmes de refroidissement utilisé à turbine à gaz .....	17
I.7. Refroidisseur évaporatif (Evaporativecooler).....	17
I.7.1. Principe de fonctionnement.....	17
I.7.2. Refroidisseur évaporatif par module humidifié (Evaporatorecooler) .....	18
I.7.3. Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau .....	19
I.8. Conclusion .....	21
Chapitre II : Présentation de la turbine de gaz à gaz de Berrouaghia	
Introduction.....	23
II.1. Description Généralité de site .....	23
II.1.1. Emplacement du site .....	23
II.1.2. Domain d'activité .....	23
II.1.3. Vue d'ensemble du projet .....	24
II.4. Principales données techniques.....	25
Conclusion .....	25
Chapitre III : Théorie de la turbine à gaz sans refroidissement	
Introduction.....	27
III.1. Définition de cycle de baryton.....	27

III.2. Étude de cycle idéal de turbine à gaz.....	27
III.3. Bilan énergétique de turbine à gaz MS5002b .....	30
III.3.1 En calcule les points .....	31
Conclusion .....	41
Chapitre IV : Le refroidissement Par l'évaporation	
Introduction.....	43
IV.1. Principe du refroidissement par évaporation .....	43
IV.2. Composants du refroidisseur .....	44
IV.3. Média de refroidissement par évaporation .....	45
IV.4. Les refroidisseurs à cellules d'évaporation.....	45
IV.5. Le diagramme psychrométrique .....	47
IV.5.1. Les diagrammes psychrométriques.....	47
IV.5.2. Exemple d'évolution de L'air humide .....	48
IV.6. Calcul de la température de l'air après refroidissement.....	49
IV.6.1. Refroidissement adiabatique (pas d'apport de chaleur .....	49
IV.6.2. Refroidissement non adiabatique.....	50
IV.7. Paramètres thermodynamiques après refroidissement .....	51
IV.7.1. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement).....	52
Conclusion .....	54
Conclusion générale .....	55
Bibliographie	

## Listes des figures

Figure I. 1: Vue de la turbine à gaz. ....	5
Figure I. 2: Coupe d'une chambre de combustion de turbine à gaz. ....	9
Figure I. 3: Evolution des températures dans une chambre de combustion. ....	9
Figure I. 4: Représente la turbine de TAG. ....	10
Figure I. 5: La variation de la vitesse dans la turbine.....	11
Figure I. 6: Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre. ....	13
Figure I. 7: Schéma d'une turbine à action et à réaction. ....	14
Figure I. 8: Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau.....	19
Figure I. 9: Cycle bas d'une Machine frigorifique par Compression à gauche Composants – à Cycle thermodynamique.....	20
Figure II. 1: Turbine à gaz v94.3A SGT5 4000F. ....	24
Figure III. 1: Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz. ....	28
Figure III. 2: Diagramme de (TS) de compresseur.....	33
Figure IV. 1: cellules d'évaporation en cellulose. ....	45
Figure IV. 2: Schéma du refroidissement évaporateur d'air avec unité de traitement d'eau. ..	46
Figure IV. 3: Diagramme psychrométrique.....	48
Figure IV. 4: Débit d'eau nécessaire au refroidissement.....	50

## Listes des tableaux

Tableau III. 1: Données de fonctionnement de la TAG SUR e et constructeur siemens du site de Berrouaghia.....	30
Tableau IV. 1: Tableau récapitulatif des paramètres thermodynamique refroidissement .....	51
Tableau IV. 2: Tableaux de comparaison entre les deux installations (sans et avec le système de refroidissement) .....	54



### Introduction générale

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant 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 principale comparé aux moteurs à pistons qui exécutent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

Dans sa forme la plus simple, 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 apportée par la source chaude. Le rendement théorique croît 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 est le plus fréquemment à cycle ouvert ainsi qu'à combustion interne. Dans ce cas, la phase de refroidissement est extérieure à la machine et se fait par mélange à l'atmosphère. La turbine à gaz peut aussi être à cycle fermé ainsi qu'à combustion externe. Le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. Cette disposition plus complexe permet l'utilisation de gaz spécifiques ou de travailler avec une pression basse différente de l'ambiante.

Le cycle de base décrit plus haut peut être perfectionné par différents organes complémentaires :

Récupération de chaleur à l'échappement : les gaz détendus en sortie de turbine traversent un échangeur pour préchauffer l'air comprimé avant son admission dans la chambre de combustion, compression refroidie : la compression comprend deux étages (ou plus) scindés par un échangeur de chaleur (air/air ou air/eau) refroidissant l'air. La puissance indispensable à la compression s'en trouve réduite au bénéfice du rendement.

Combustion étagée : la détente comprend deux étages (ou plus) scindés par un ou des réchauffages additionnels. La puissance apportée est accrue d'où amélioration du rendement.

Les deux dernières dispositions visent à tendre vers des transformations isothermes en lieu et place des adiabatiques et se justifient en particulier sur les machines à taux de compression élevé. Les trois systèmes peuvent être réalisés indépendamment ou simultanément. Dans ce cas, on retrouve le cycle dit d'Ericsson qui comme le cycle de Stirling présente un rendement théorique identique au rendement maximal du cycle de Carnot. Cette supériorité théorique comparé aux cycles Otto et Diesel est cependant contrebalancée par l'impossibilité pratique de réaliser les transformations isothermes. Dans l'ensemble des cas, ces systèmes sont réservés aux installations stationnaires du fait de l'encombrement et du poids des échangeurs gaz/gaz.

# **Chapitre I:**

## Généralité de la turbine à gaz

## Généralité

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser, d'une manière générale, aux définitions et fonctionnements des différents organes constituant une turbine à gaz. Il existe plusieurs types de turbines à gaz, selon le domaine d'utilisation.

On les retrouve dans la production de l'énergie électrique, la production de poussée et l'entraînement des organes de compression, notamment ; les pompes, les compresseurs axiaux et centrifuges, requis pour les applications de l'industrie lourde qui nécessitent un taux de compression très élevé (Compression de gaz ...) :

Une turbine à gaz (dénomination historique), appelée aussi turbine à combustion ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise), est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz combustible...) qui subissent une détente dans une turbine.

Le comburant, le plus souvent de l'air ambiant, est généralement comprimé avant de pénétrer dans la chambre de combustion, en utilisant un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine.

Le mot « gaz » dans l'ancienne dénomination « turbine à gaz » (longtemps la plus employée) fait référence au caractère gazeux des produits de combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide. Le turboréacteur est une turbine à gaz particulière qui utilise le principe de la réaction pour propulser certains types d'avions rapides.

### **I.1. Historique de turbine à gaz**

L'idée d'une turbine à gaz à [combustion](#) interne, ou d'une turbine à [air](#) chaud, est assez ancienne. Dès 1731, l'Anglais John Barber déposa un brevet sur ce sujet. Cependant, il fallut attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement fut longtemps retardé par le succès de la turbine à vapeur (turbine à action de Gustave Laval en 1883 et turbine à réaction de Charles Parsons en 1884). L'intérêt pour la turbine à gaz conduisit à une activité fiévreuse de dépôts de brevets entre 1880 et 1900 et à de nombreuses expériences entre 1900 et 1910.

## I.2. Définition de la turbine à gaz

Les turbines à gaz font partie des TURBOMACHINES définies par râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...) Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux. Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turbo réacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composantes essentielles :

- Le compresseur à écoulement axial.
- La chambre de combustion.
- La Turbine.

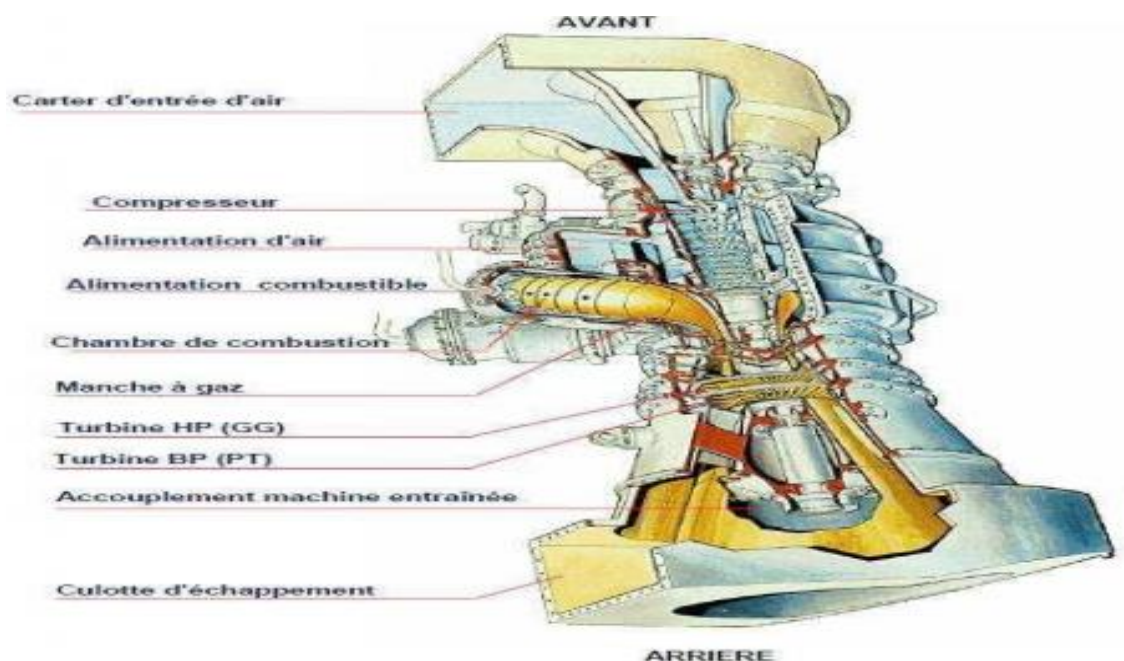


Figure I. 1: Vue de la turbine à gaz.

### I.3. Présentation

Les turbines à gaz sont construites dans une gamme très large de puissance de 25 kW à 250 MW. Les informations ci –après concernent surtout les machines de 1 à 40 mW les plus utilisées en cogénération. A poste fixe, les combustibles utilisés sont, pour les turbines courantes, du gaz (naturel, GPL ou biologique) ou du fuel domestique. Les TAG peuvent aussi brûler du fuel lourd, mais celui-ci doit subir des traitements très complexes (enlèvement du sodium et des particules solides, inhibition du vanadium, etc.). De plus, les gaz d'échappement doivent aussi être traités pour répondre aux normes environnementales. L'exploitation et la maintenance sont donc beaucoup plus coûteuses, la durée de vie réduite. Le combustible doit être injecté dans les chambres de combustion à des pressions élevées (12 à 45 bar). Cela est aisé pour les fiouls. Par contre, le gaz naturel est délivré par des réseaux, soit de transport entre 40 et 75 bar, soit, le plus souvent, de distribution entre 4 et 16 bar. Quand la pression du réseau n'est pas suffisante, il faut ajouter des compresseurs de gaz. Ces appareils sont coûteux et consomment de la force motrice. Pour la petite installation, ils diminuent l'intérêt économique de la filière.

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

La puissance fournie par une TAG dépend des caractéristiques de l'air aspiré : température, humidité et pression. Elle va donc varier suivant la saison et l'altitude du lieu d'implantation. De même, la puissance est fonction des pertes de charge amont sur l'air aspiré (gaine, filtre et silencieux) et aval sur les gaz d'échappement (silencieux, batterie ou chaudière de récupération, gaine, cheminée, etc.). Les constructeurs fournissent des courbes précises donnant les caractéristiques de fonctionnement en fonction de ces différentes valeurs. Quasiment, toute l'énergie thermique du combustible non transformée en énergie mécanique se retrouve sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Ceux-ci sont donc très chauds (entre 450 et 550 °C) et servent, comme on le voit dans les différents schémas illustrant ce paragraphe, à réchauffer des fluides caloporteurs ou utilisés pour la production de la vapeur.

Les gaz d'échappement sont normalement dirigés soit sur une batterie, soit sur une chaudière. Une vanne de dérivation dite d'aiguillage permet d'envoyer tout ou une partie des gaz d'échappement directement à l'atmosphère. Elle sert aux démarrages et pour la marche en secours, ainsi que pour les périodes où toute la chaleur récupérable des gaz d'échappement ne peut être utilisée. Un soin particulier doit être apporté à l'étanchéité de cette canne pour éviter une perte continue de gaz chauds à l'atmosphère. Les gaz d'échappement des TAG sont peu chargés en poussières et comportent 15 à 17% d'oxygène. Ils peuvent être utilisés dans l'industrie pour le chauffage direct de séchoirs et, surtout comme air comburant dans des brûleurs spéciaux dits de postcombustion qui s'adapte à des chaudières ou à des générateurs. On obtient ainsi d'excellentes performances globales.

## **I.4. Les composants de la turbine à gaz**

### **I.4.1. Entre d'air**

Les turbines à gaz sont composées **principalement d'une entrée, d'un compresseur, d'une chambre de combustion, d'une turbine et d'une tuyère**. Dans le compresseur, il est fourni un travail au gaz. Ce travail entraîne une augmentation de la pression et de la température.

### **I.4.2. Le compresseur**

Le compresseur de type turbomachine est soit un compresseur axial, soit un compresseur hélicoïdal, soit encore un compresseur centrifuge, suivant la forme donnée à la veine fluide. Les compresseurs axiaux généralement employés pour les machines de forte puissance, où la minimisation du maître couple est un impératif, comportent une succession d'étages. Chaque étage est constitué d'un disque tournant muni d'ailettes et d'une rangée d'aubes fixes, l'ensemble des disques mobiles étant solidaire de l'arbre. La turbine fournit la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur. Le transfert d'énergie, depuis l'arbre vers le fluide, est assuré par l'ensemble des ailettes mobiles. Celles-ci impriment au fluide un moment cinétique dirigé dans le sens de rotation de l'arbre. Ce moment cinétique est ensuite annulé dans la rangée d'aubes fixes suivante

Les aubages mobiles et fixes sont calés au bord d'attaque de façon à être dirigés au point de fonctionnement nominal de la machine, suivant la vitesse de l'écoulement repérée soit dans le référentiel tournant lié aux roues (cas des roues mobiles), soit dans un système d'axes fixe (cas des roues fixes). Le calage des aubages au bord de fuite est sélectionné de façon à imprimer

au fluide la déviation souhaitée visant à créer un moment cinétique (cas des roues mobiles) ou, au contraire, à annuler ce moment cinétique (cas des roues fixes). L'ensemble des roues mobiles et des roues fixes contribue à l'accroissement de la pression. En effet, dans chaque roue mobile, le transfert d'énergie, depuis l'arbre vers le fluide, se trouve réalisé par accroissement simultané de l'énergie cinétique et de la pression. En complément, dans les roues fixes, l'excédent d'énergie cinétique est à son tour converti en un deuxième accroissement de la pression.

Les compresseurs centrifuges sont généralement réservés pour les puissances modérées et dans les situations où les questions de maître couple apparaissent secondaires. Ce sont des composants rustiques et bien adaptés pour les applications industrielles. Un étage de compresseur centrifuge comprend une roue mobile, un diffuseur lisse, éventuellement un diffuseur à ailettes, un redresseur axial (configuration aéronautique) ou une volute (configuration industrielle). La roue mobile comporte un disque sur lequel sont montées des aubes. La veine de l'écoulement, délimitée par un carter fixe et la surface du disque, dévient le fluide de la direction axiale à la direction radiale. De plus, les aubages de la roue mobile dévient le fluide de sa direction naturelle de façon à générer un moment cinétique important.

L'accroissement de la pression dans la roue est lié non seulement au ralentissement de la vitesse du fluide mesurée dans le repère mobile, mais aussi à l'action de la force centrifuge.

L'énergie cinétique importante du fluide, générée par le mobile, est ensuite transformée en accroissement de pression supplémentaire dans les organes fixes placés en aval. Ainsi, le diffuseur lisse, espace délimité par deux plans radiaux, assure un premier accroissement de la pression du fait de la giration du fluide. L'absence d'aubages dans cette région améliore la souplesse de fonctionnement du compresseur, au moins dans le cas des compresseurs à faible rapport de pression. Le diffuseur à aubes placé en aval complète l'accroissement de pression dans un encombrement limité.

Dans la configuration aéronautique, la veine de l'écoulement est ensuite ramenée dans la direction axiale. La composante giratoire du fluide est ensuite annulée dans une rangée d'aubes fixes appelée redresseur.

Dans la configuration industrielle, le diffuseur lisse ou le diffuseur à aubes sont suivis d'une volute dont la fonction est de collecter le fluide sur la circonférence avant de le diriger dans une direction perpendiculaire à l'axe de rotation.



### I.4.3. Chambre de combustion

Une chambre de combustion doit satisfaire des contraintes sévères :

- Assurer une combustion complète du combustible ;
- Réduire les émissions de polluants ;
- Minimiser la perte de charge (qui représente un surcroît de compression) ;
- Assurer une bonne stabilité de la température d'entrée turbine ;
- Occuper un volume aussi réduit que possible tout en permettant un bon refroidissement des parois.

• Le schéma ci-dessous représente la coupe d'une chambre de combustion du type tube de flamme, très communément rencontrée en pratique

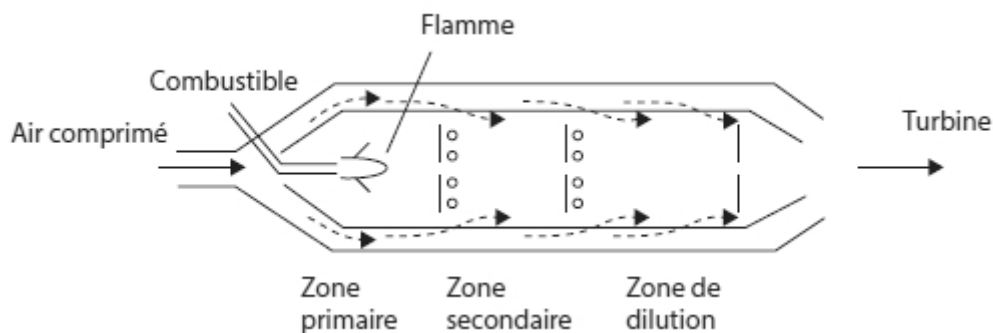


Figure I. 2: Coupe d'une chambre de combustion de turbine à gaz.

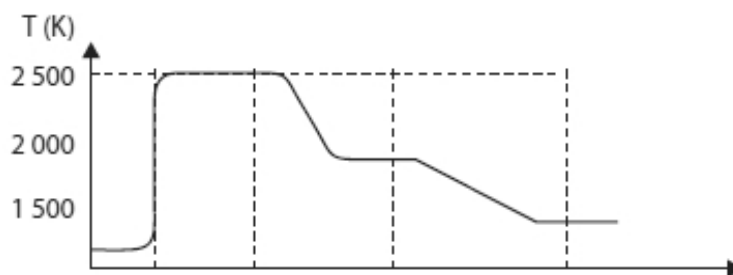


Figure I. 3: Evolution des températures dans une chambre de combustion.

### I.4.4. Turbine

#### 1. ROLE :

Sur un GTR elle récupère une partie de l'énergie cinétique des gaz de combustion pour entraîner le compresseur et les accessoires.

Sur un GTP ou un GTM elle récupère la quasi-totalité de l'énergie cinétique des gaz de combustion pour entraîner l'arbre de transmission, le compresseur et les accessoires.

#### 2. DESCRIPTION

Les turboréacteurs utilisent des turbines axiales.

(Il existe des turbines centrifuges utilisées sur des moteurs de faibles puissances.)

Un étage de turbine se compose :

- D'une grille d'aube fixes, distributeur ou stator.
- D'une grille d'ailettes mobiles, roue de turbine ou rotor.

Le nombre d'étage dépend des besoins en énergie mécanique.

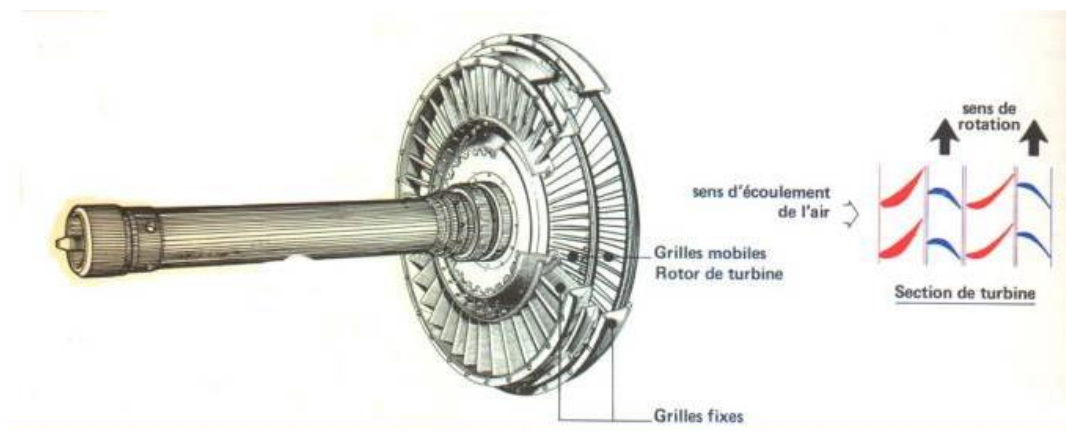


Figure I. 4: Représente la turbine de TAG.

#### 3. FONCTIONNEMENT

A la sortie de la chambre de combustion les gaz comprimés et très chaud se détendent dans la turbine.

Le stator utilise des profils déviateurs, à canaux convergents.

La vitesse  $V_1$  est déviée et accélérée dans le canal convergent et devient  $V_2$

Le rotor utilise des profils déviateurs à canaux convergents. La vitesse relative d'entrée rotor  $W_2$  est déviée et devient  $W_3$  vitesse relative sortie rotor.

La vitesse de sortie axiale  $V_3$  est égale à  $V_1$ .

La vitesse  $V_2$  entrée rotor est devenue  $V_3$ , une partie de l'énergie cinétique a été récupérée par le rotor (vitesse de rotation  $U$ )

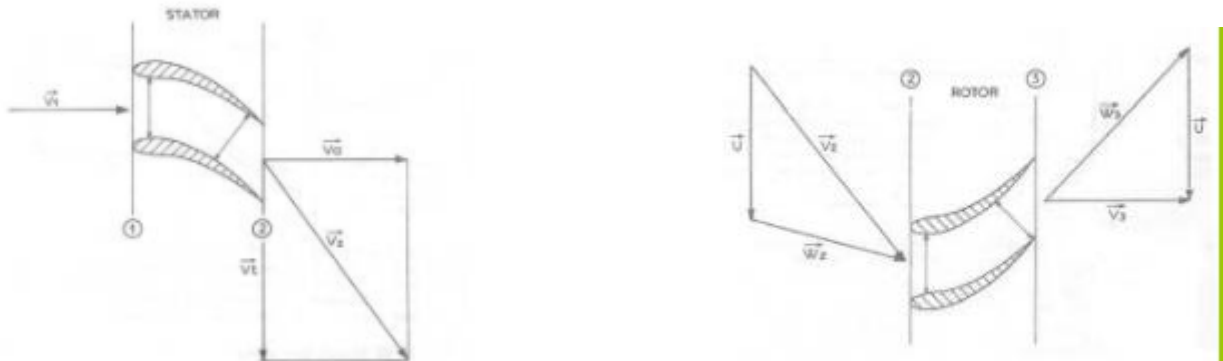


Figure I. 5: La variation de la vitesse dans la turbine

#### 4. CONTRAINTES DE FONCTIONNEMENT ET MATERIAUX UTILISES

Les aubes de stator subissent également les effets des actions aérodynamiques, chimiques et thermiques des gaz et des vibrations.

En augmentant la T.E.T (température entrée turbine) on augmente le rendement global du moteur.

On utilise des superalliages d'aciers réfractaires hautes températures ( $980^{\circ}\text{C}$ ) à base nickel plus chrome, cobalt, titane, molybdène, tungstène pour les aubages et disques et à base cobalt plus chrome, nickel, tungstène pour les aubages stator du premier étage. (Alliage René, Nimonic, Inconel).

Des composites c'est à dire des superalliages à base de nickel renforcés par une faible fraction volumique (6%) de fibres monos cristallines de carbure de niobium permettent des températures de fonctionnement jusqu'à  $1100^{\circ}\text{C}$  (composites Cotac, Nitac).

Des céramiques sont également étudiées pour la fabrication d'aubes (néocéramique, pyrocarbone) ainsi que des whiskers et des fibres céramiques.

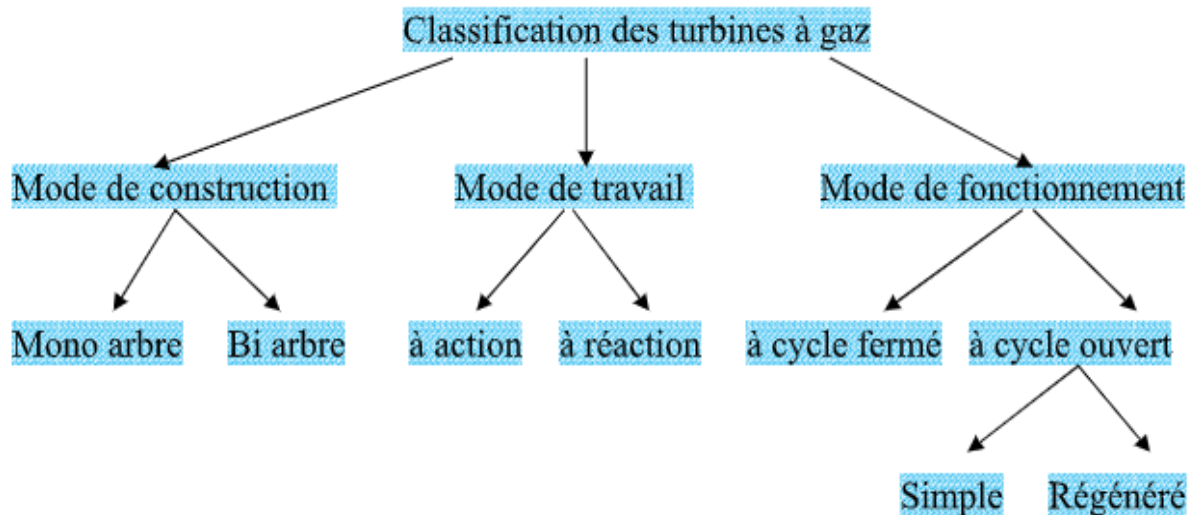
On refroidit la turbine par circulation d'air prélevé au niveau du compresseur HP.

#### 5- CONSTITUTION

Les aubes fixes sont supportées par 2 anneaux ou par les 1 /2 carters.

Les ailettes mobiles Pour réduire les vibrations et les pertes marginales certaines ailettes portent un plateau à leur sommet. La couronne formée par l'ensemble des plateaux est placée face à un joint abordable, afin d'améliorer l'étanchéité. Ils sont soit directement taillées dans la masse (petites dimensions) soit :

**I.5. Classification des turbines à gaz**



**I.5.1. D'après le mode de construction**

**a. Turbine mono-arbre :**

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entrainer le compresseur ainsi que l'énergie pour entrainer la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante. Telle Que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

T : Turbine

CH : Charge.

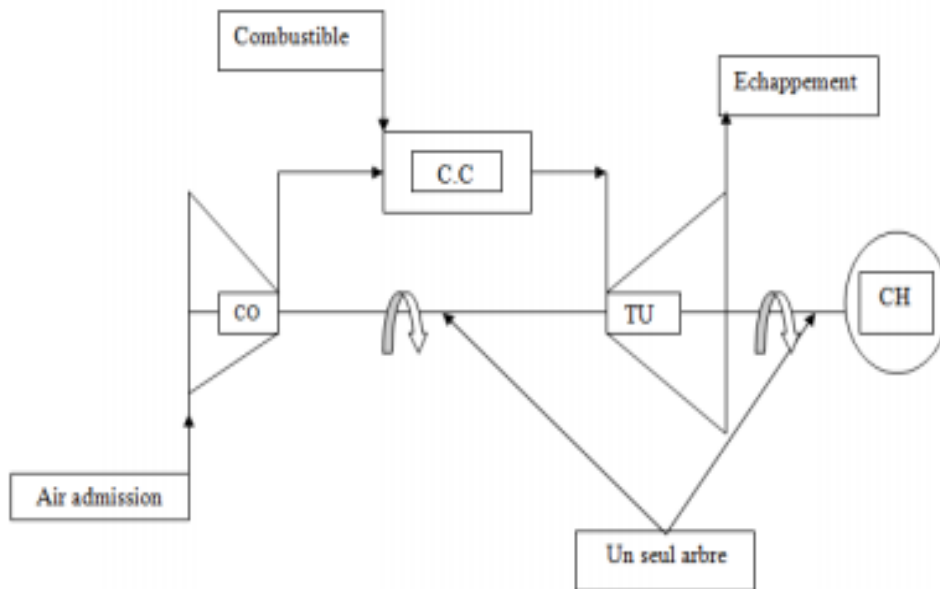


Figure I. 6: Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

**b. Turbine bi-arbre :**

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs). Le but des roues turbine non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

Thp : Turbine à haute pression.

Tbp : Turbin à basse pression.

N : Réducteur

CH : Charge

### I.5.2. D'après le mode de travail

**a. Turbine à action :**

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes). Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la

détente ( $P_1 > P_2$ ) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ( $P_1 = P_2$ ).

### b. Turbine à réaction :

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c-à-d qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique ( $P_1 > P_2 > P_3$ )

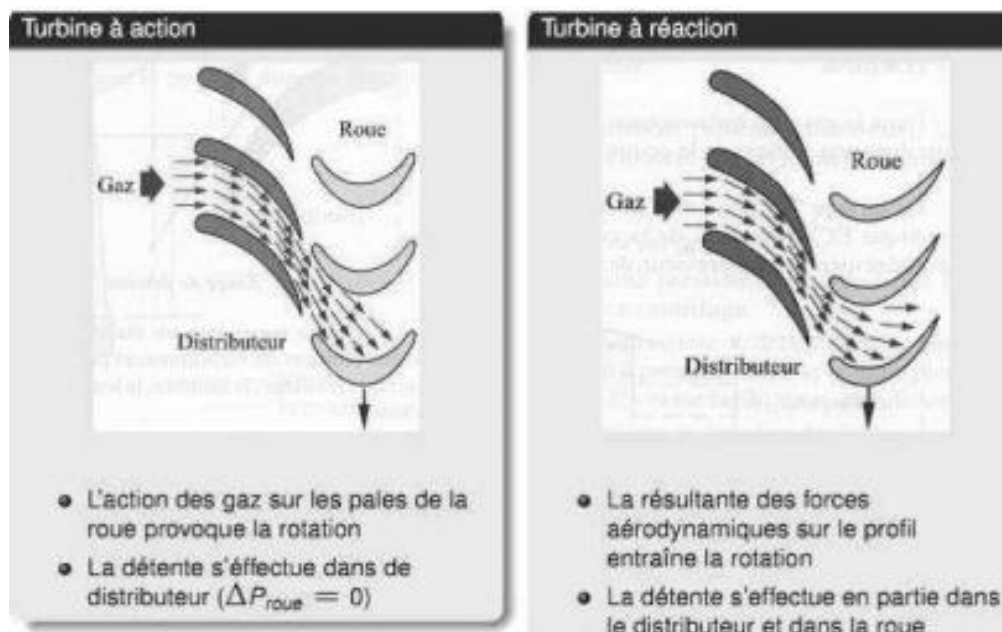


Figure I. 7: Schéma d'une turbine à action et à réaction.

### I.5.3. D'après le mode de fonctionnement thermodynamique

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes : « Turbine à cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte »

#### a. Turbine à cycle simple :

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

**b. Turbine à cycle avec régénération :**

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

**- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :**

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- c. elle extrait de l'air du milieu environnant (aspiration) ;
  - d. elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression) ;
  - e. elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud) ;
  - f. elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (expansion) ;
- Ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge ;
- g. elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la Transformation mentionnée ci-dessus (échappement)

**- Domaines d'application :**

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

**Appareils fixes :**

Ces appareils font l'objet d'un stage de formation. Ils sont destinés aux services industriels suivants :

- ♣ Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique.
- ♣ Entraînement des compresseurs.

- ♣ Entraînement des pompes.
- ♣ Procédés industriels particuliers.

**Appareils mobiles :**

Du point de vue historique, ces appareils ont été introduits en premier. Ils comprennent les domaines suivants :

- ♣ Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- ♣ Aviation.
  - ♣ Traction routière.

Les applications des turbines à gaz découlent directement de leurs avantages spécifiques. Ainsi, la puissance massique élevée se prête bien à la propulsion aéronautique en particulier sur les hélicoptères.

La propulsion navale fait également de plus en plus appel aux turbines à gaz notamment pour les navires à grande vitesse.

Il existe enfin des exemples d'application à la propulsion ferroviaire et à des véhicules militaires comme des chars d'assaut (XM-1 Abram ou Leclerc) Par contre, la turbine à gaz est mal adaptée aux véhicules routiers. En effet, les variations de charge et de régime sont trop importantes et trop rapides pour être réalisables avec un rendement correct. De plus, le rendement atteint difficilement 30% pour des moteurs compacts et de faible puissance.

L'autre grand domaine d'emploi des turbines à gaz est la production d'électricité. En effet, il s'agit d'applications à régime constant et à charge relativement constante pour lesquelles le rendement de ces machines est le meilleur. La puissance varie de quelques centaines de kW à près de 300MW.

Les machines les plus puissantes sont en général associées à des turbines à vapeur dans des cycles combinés dont le rendement global tend actuellement vers 60%. En cycle simple, le rendement est de l'ordre de 30 à 35%. Dans les faibles puissances, le rendement est même inférieur à 30% mais on met alors à profit l'aptitude des turbines à combustion pour la récupération de chaleur dans des applications de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur).



#### **I.5.4. Les avantages**

Inhérents à ce type de machines sont les suivants :

- ✓ Puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu,
- ✓ Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et brûleur) et
- ✓ Équilibrage (peu de vibrations),
- ✓ Pollution limitée en HC et NOx du fait de l'excès d'air et de la température limitée,
- ✓ Aptitude à la récupération de chaleur (cogénération),
- ✓ Longévité en marche stationnaire

#### **I.5.5. Inconvénients**

- Au-dessous d'environ 3000KW, le prix d'installation est supérieur à celui d'un groupe Diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33% pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38% pour un groupe diesel.

### **I.6. Les différents systèmes de refroidissement utilisé à turbine à gaz**

Deux types de **refroidissement** sont alors envisageables : le **refroidissement** par air, où celui-ci est projeté par des ventilateurs sur la culasse et sur les cylindres, et le **refroidissement** par eau (ou par un liquide réfrigérant), celle-ci faisant office d'intermédiaire en prélevant une partie de la chaleur du moteur.

### **I.7. Refroidisseur évaporatif (Evaporativecooler)**

#### **I.7.1. Principe de fonctionnement**

Le principe de refroidissement évaporatif est le même que celui qui se déroule dans la nature. On évapore une masse d'eau traitée dans le canal d'admission, la chaleur latente nécessaire à l'évaporation provient de l'air lui-même. L'air qui sort après ce système de refroidissement est donc refroidit et humidifié. Le processus de refroidissement n'exige par un apport d'énergie. Les refroidisseurs par évaporation d'eau sont appropriés dans les zones chaudes et sèches. Deux techniques existent assurent le refroidissement par évaporation d'eau

**I.7.2. Refroidisseur évaporatif par module humidifié (Evaporatorecooler)**

Le refroidissement par ruissellement d'eau comme montré sur la figure (2.2) consiste à faire passer l'air après filtrage par un média humidifié composé de surfaces ondulées en papier de cellulose traité, ce média joue le rôle d'un évaporateur conventionnel. L'eau s'écoule sur la surface ondulée du panneau évaporant, figure 2.2. Une partie de l'eau est évaporée sous l'action de l'air sec et chaud qui traverse le panneau évaporant. Le reste d'eau va tomber dans un bac situé en dessous de l'évaporateur. L'air à la sortie du refroidisseur est refroidi et avant de passer par le compresseur de la turbine à gaz, il passe par un système d'élimination des gouttelettes d'eau pour assurer un bon fonctionnement du compresseur de la turbine à gaz. L'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, il est en papier ondulé sous forme d'un nid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution positionné en dessus du média. L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90%.

Généralement, il est recommandé de placer le refroidisseur évaporatif après le filtre à air d'admission et non pas avant. Cet arrangement protégera les médias contre la poussière et d'autres contaminants aéroportés.

**Avantages**

- ✓ Facile et rapide à installer
- ✓ Le coût estimatif pour l'installation est de 1/8 à 1/2 par rapport au coût de climatisation frigorifiée.
- ✓ Le coût estimatif de l'opération (exploitation) est de 1/4 de celui d'air
- ✓ Frigorifié.

Il fonctionne comme un laveur et nettoyeur d'air ; admission.

Une augmentation des puissances produites par la turbine à gaz permet de couvrir les pics de demande surtout dans les périodes chaudes.

**Inconvénients**

- ✓ Limitation sur l'amélioration de capacité
- ✓ Il n'est pas adapté aux sites humides.
- ✓ Consomme une quantité d'eau
- ✓ L'eau doit être traitée avant utilisation.

### I.7.3. Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau

Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bars), figure (2.3).

L'eau s'évapore dans l'air, la température d'air diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%.

La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine (environ  $10\mu\text{m}$  à  $20\mu\text{m}$ ) donc elle s'évapore facilement dans l'air.



**Figure I. 8: Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau**

Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz, l'eau doit être traitée dans une station de traitement ou de déminéralisation. Les caractéristiques de cette eau sont résumées dans le tableau ci- dessous :

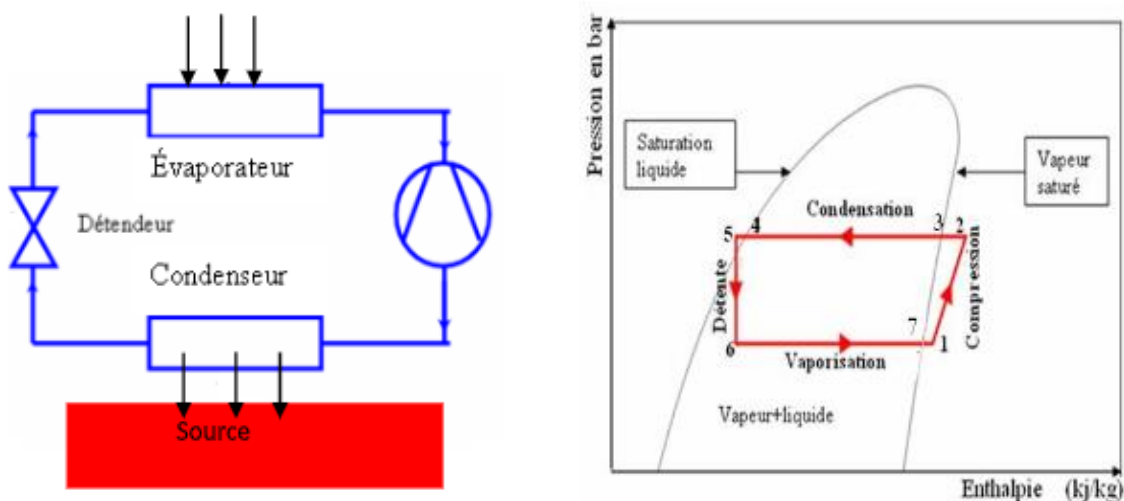
Quantité des solides dissociés	5 PPM maximum
pH	6-8
Na + K	0.1 PPM maximum
Silica (SiO <sub>2</sub> )	0.1 PPM maximum
Chlorides	0.5 PPM maximum
Sulphate	0.5 PPM maximum
Tableau 1.3 caractéristique de l'eau pulvérisé	

#### Avantage :

- ✓ Installation facile
- ✓ Bas coût d'investissement

- ✓ Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation inconvénients :
- ✓ L'amélioration de capacité est limitée.
- ✓ Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- ✓ Il nécessite une pompe de grande puissance.
- *Systemes de réfrigération mécaniques*

Dans ce système la chaleur est prélevée par l'utilisation d'un échangeur de chaleur où un fluide plus froid absorbe la chaleur de l'air, ce qui résulte à son refroidissement. Le cycle thermodynamique de référence est réalisé dans une machine



**Figure I. 9: Cycle bas d'une Machine frigorifique par Compression à gauche Composants – à Cycle thermodynamique.**

Cette machine thermodynamique est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. L'utilisation des systèmes de refroidissement mécanique est applicable dans les lieux où l'humidité relative est élevée. Les machines frigorifiques à compression sont utilisées de deux façons différentes à savoir en mode direct ou indirect :

✓ **Type direct**

L'air échange directement la chaleur avec le fluide frigorigène qui circule dans la machine, donc l'air qui passe à travers l'évaporateur va refroidir.

**Avantages**

- ✓ Ils donnent une meilleure amélioration que les systèmes par évaporation

- ✓ D'eau.
- ✓ Une température d'air à l'admission constante.

**Inconvénients**

- ✓ Le prix d'installation et d'exploitation élevé.
- ✓ Il demande une charge supplémentaire afin de faire fonctionner le
- ✓ Groupe frigorifique.
- ✓ Il est nocif aux composantes de la turbine à gaz en cas de fuites.
- ✓ Il nécessite une maintenance périodique.

Dans un système de refroidissement indirect on trouve deux circuits :

Primaire et secondaire. Le circuit primaire est le circuit du groupe frigorifique (production de froid) où le fluide moteur ou frigorigène s'écoule, le second est le circuit de transport de froid et il s'appelle le circuit du fluide frigoporteur.

Les fluides frigoporteurs qui sont utilisées ne sont pas nocifs à l'installation de la turbine à gaz en cas de fuites. Parmi ces fluides l'air et l'eau.

**Avantage**

- Peut augmenter les performances de la turbine à gaz mieux que les refroidisseurs par évaporation (par médias et pulvérisation).
- ✓ Pas sensible à la température humide de l'air ambiant.
- ✓ Pas de danger concernant les fuites et les déperditions de fluide frigorigène.

**Inconvénients**

- ✓ Coût d'installation élevé.
- ✓ Il exige une charge supplémentaire par rapport au système direct afin de faire fonctionner le circuit secondaire (circuit du fluide frigoporteur)

**I.8. Conclusion**

Les informations de la turbine à gaz, citée ci-dessous nous ont été fournies par Shariket Kahraba Berrouaghia et mentionnées dans plusieurs références de bibliographie.

Ces informations nous ont été très efficaces dans l'enrichissement des domaines de la turbine à gaz.

## **Chapitre II :**

Présentation de la turbine de gaz à gaz  
de Berrouaghia

### Introduction

Une centrale électrique est un site industriel destiné à la [production d'électricité](#). Les centrales électriques alimentent en électricité, au moyen du [réseau électrique](#), les [consommateurs](#), particuliers ou industriels éloignés de la centrale. La production d'électricité y est assurée par la conversion en [énergie électrique](#) d'une [énergie primaire](#) qui peut être soit [mécanique](#) (force du vent, force de l'eau des rivières, des marées...), soit [chimique](#) (réactions d'oxydoréduction avec des combustibles, fossiles ou non, tels que la [biomasse](#)), soit [nucléaire](#), soit [solaire](#).

Ces énergies primaires peuvent être [renouvelables](#) (biomasse, etc.) ou constituer des ressources dont les [réserves](#) sont limitées (combustibles fossiles, etc.)

### II.1. Description Généralité de site

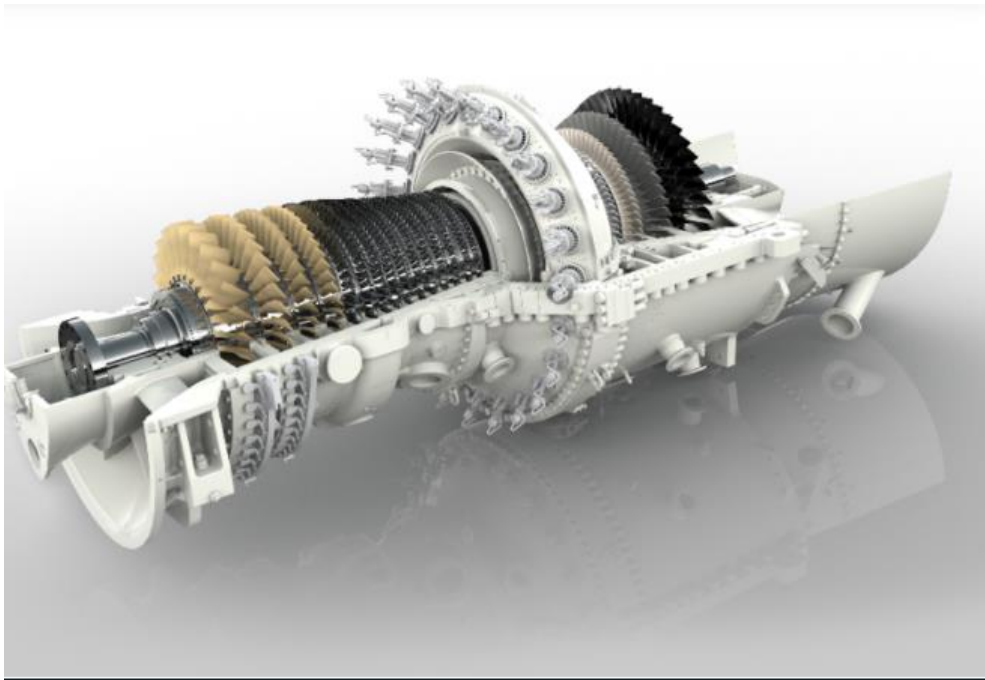
La centrale de shariket kahraba bourroughia SKB s'inscrit dans le cadre de la diversification des producteurs de l'électricité au niveau du marché national. Il s'agit du 3ème producteur d'électricité indépendant au niveau du marché algérien. Elle a été créée le 27 octobre 2007. Leur objectif la réalisation. L'exploitation et la maintenance de la centrale de production d'électricité ainsi que la commercialisation de l'énergie électrique produite

#### II.1.1. Emplacement du site

La centrale est située à 100 km environ au sud-ouest d'Alger et à une altitude de 928 m au-dessus du niveau de la mer. Est implémentée dans la commune de Berrouaghia (wilaya de Médéa)

#### II.1.2. Domain d'activité

- Puissance installée est de 349.3 MW aux conditions sites
- Production et commercialisation de l'énergie électrique
- Energie moyenne annuelle productible est de 3200 GWh Aux conditions site
- Design éprouvé grande expérience de la flotte
- Haute flexibilité opérationnelle
- Maintenance facile. haute disponibilité



**Figure II. 1: Turbine à gaz v94.3A SGT5 4000F.**

### **II.1.3. Vue d'ensemble du projet**

La centrale turbine à gaz simple cycle de Berrouaghia de 2×271 MW est une extension de la station électrique existante de 220 kV suturée a Berrouaghia en Algérie.

La construction de la centrale est prise en charge par sharika kahtaba Berrouaghia (KBS) le client est joint –venture entre (51% ) et sonatrach (49%).

L'énergie est générée par 2 turbines à gaz (GT) d'une puissance de 271 MW chacune chaque turbine est capable de fonctionner avec gaz naturel comme source primaire zouave du fuel oïl comme source de secours.

Le gaz naturel provenant et Hassi Rmel est utilisé comme gaz naturel pour l'alimentation des turbines à gaz. L'approvisionnement en ful oil est réalisé via des camions -citernes Le projet de la centrale de Berrouaghia est destiné pour répondre aux impératifs suivants :

- Assurer un renforcement ou réseau général interconnecté
- Assurer la sécurité de l'alimentation de la région
- Contribuer à faire face à la demande urgente en énergie électrique croissante du pays
- Participer à l'amélioration de la qualité du service



## **II.4. Principales données techniques**

**Types de centrale :** cycle simple

**Puissance :** 2×245 MW (aux conditions site)

**Consommation spécifique au PCS :** 2.45 th /kWh (selon le contrat ECA)

**Combustible :** Gaz naturel

**Fréquence :** 50 HZ

**Combustible de secours :** Gaz –oil

**Evacuation d'énergie :** Deux transformateurs 16.5/225 kV

**La centrale est constituée de deux unités de production composées chacune de :**

- (01) turbine à gaz siemens du type
- (01) Générateur
- (01) Transformateur principal
- (01) Transformateur des auxiliaires

Un Bloc administratif et salle de contrôle

Magasin pièces légères

Magasin pièces lourdes

Atelier de maintenance

Un poste Gaz

Une station de pompage de gas-oil

Une station d'air comprimé

Une station anti-incendie

Une station de traitement de l'eau Et Un laboratoire

## **Conclusion**

Les caractéristiques de site de Berrouaghia sont données d'utilisation de la Tag de Berrouaghia et fond matière aux chapitres qui suivent.

## **Chapitre III :**

Théorie de la turbine à gaz sans  
refroidissement

## Introduction

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de baryton à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel on prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter.

### III.1. Définition de cycle de baryton

Le cycle de Baryton représente le modèle d'air standard d'un cycle de puissance de turbine à gaz. Un moteur à turbine à gaz simple est composé de trois composants principaux : un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Selon le principe du cycle de Baryton, l'air est comprimé dans le compresseur de la turbine. L'air est ensuite mélangé avec du carburant et brûlé dans des conditions de pression constante dans la chambre de combustion. Le gaz chaud résultant est autorisé à se détendre à travers un moteur à turbine pour effectuer un travail. La majeure partie du travail produit dans le moteur à turbine est utilisée pour faire fonctionner le compresseur et le reste est disponible pour faire fonctionner l'équipement auxiliaire et produire de l'énergie. Le moteur à turbine à gaz est utilisé dans une large gamme d'applications. Les utilisations courantes comprennent les centrales électriques fixes (services publics d'électricité) et les moteurs de production d'énergie mobiles (navires et avions). Dans les applications de centrales électriques, la puissance de sortie du moteur à turbine est utilisée pour fournir de la puissance à l'arbre pour entraîner un générateur, un rotor d'hélicoptère, etc. Un avion propulsé par un moteur à réaction est propulsé par la poussée de réaction du flux de gaz sortant.

### III.2. Étude de cycle idéal de turbine à gaz

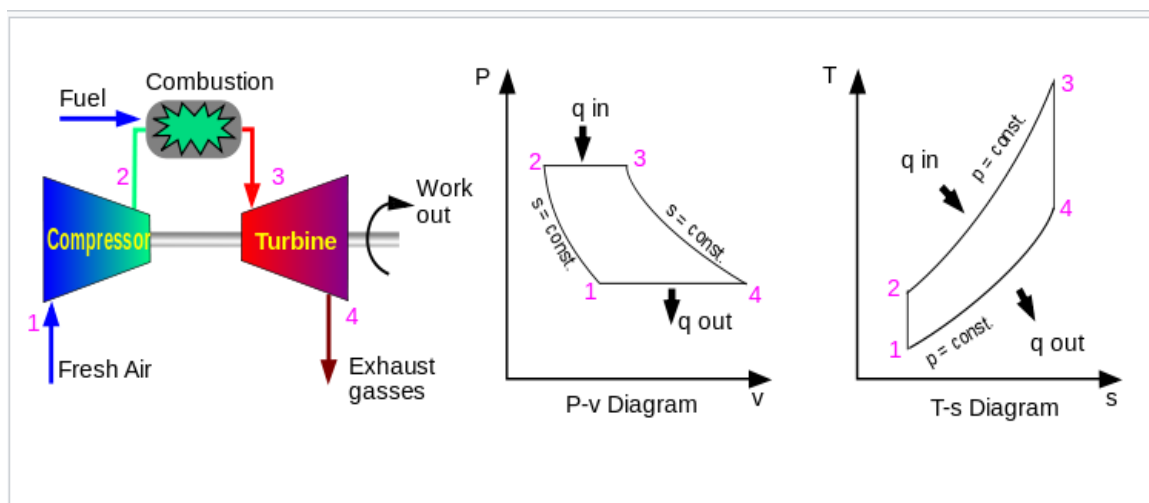
Le cycle de Baryton théorique est le cycle idéal correspondant à celui de la [turbine à gaz](#) élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité. Il existe deux types de cycles de Baryton selon qu'il soit ouvert, ou refermé sur l'atmosphère, utilisant une combustion interne ou fermée utilisant un échangeur de chaleur. C'est la première variante qui retiendra notre attention puisque c'est celle qui est utilisée dans les centrales électriques turbines Gaz Vapeurs. Le cycle est parcouru par un [débit](#) d'air  $q$  (kg/s) aspiré de l'atmosphère, celui-ci est comprimé au moyen d'un [compresseur](#). L'air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion pour être détendu dans la turbine qui entraîne le compresseur et l'alternateur.

Compresseur, turbine et alternateur sont donc sur un même arbre. Dans un cycle idéal, la compression et la détente sont supposées isentropiques et la combustion est supposée isobare.

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion des carburants en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. il est représenté dans un diagramme h-s comme indique la figure (III.1).

Le cycle de Brayton Ou joule comme comport deux processus isentropiques (adiabatiques ET reversible) ET un processus isobar. Les grandeurs principales qui fixent

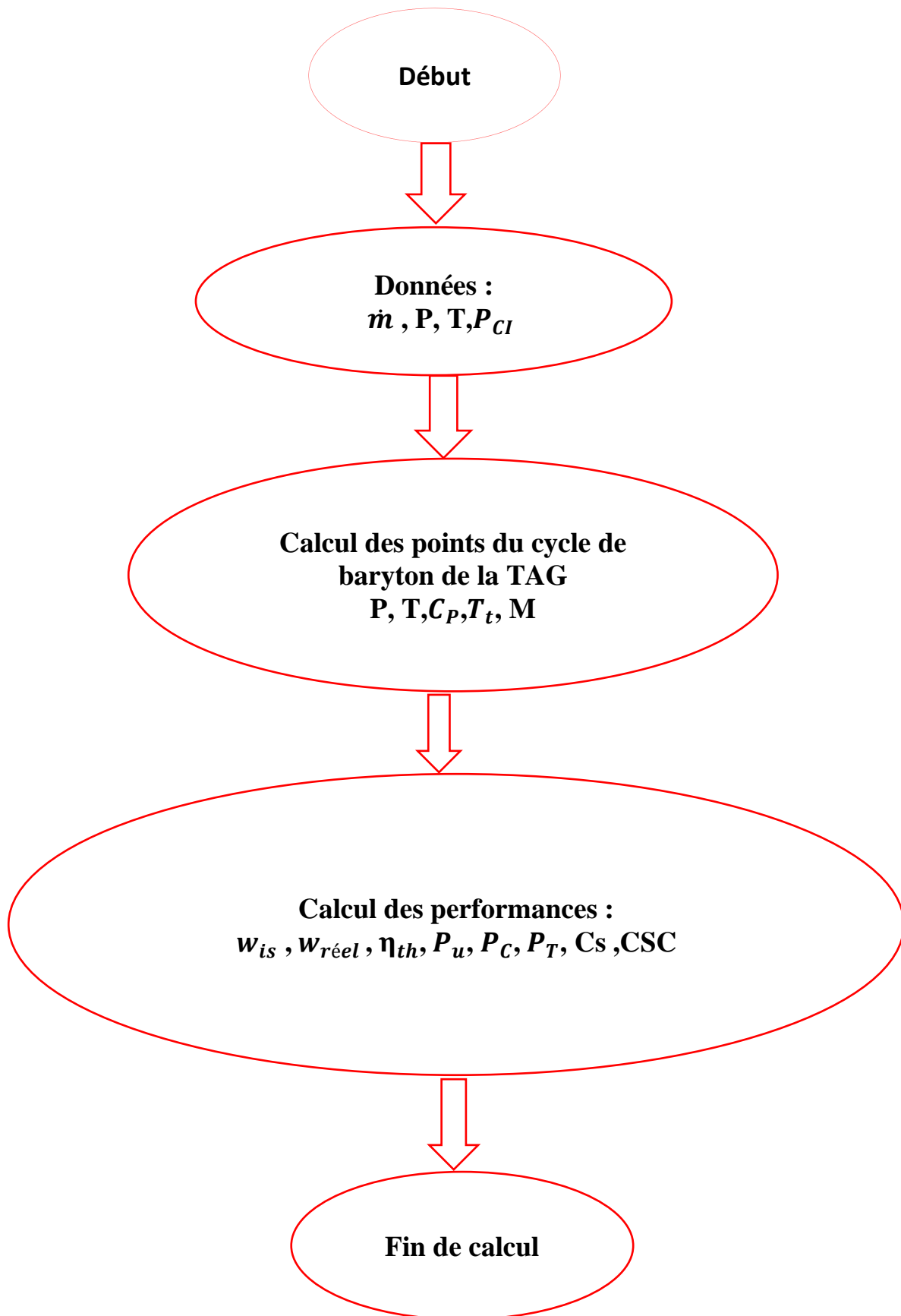
Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz est : **La Température minimale.**



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

- 1 à 2 : Diffuseur
- 2 à 3 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- 3 à 4 : combustion isobare (échangeur de chaleur).
- 4 à 1 : détente isentropique (turbine).

Le schéma de travaille et calcul :



Le but du plan décrit est de calculer les points du cycle de baryton et les performances.

### III.3. Bilan énergétique de turbine à gaz MS5002b

Tableau III. 1: Données de fonctionnement de la TAG SUR e et constructeur siemens du site de Berrouaghia

La pression ambiante	$P_0 = P_{atm} = 1.013 \text{ bar}$ (mesurée)
Température ambiante (mesuré)	$T_{amb} = 15^\circ\text{C}$
Dépit massique d'air	
Section d'entrée d'air au compresseur	$S_0 = 15.29 \text{ m}^2$ (diamètre = 4.4 m)
Section de sortie d'air au compresseur	$S_1 = 8.43 \text{ m}^2$ (diamètre = 3.3 m)
La pression de sortie du compresseur	$P_2 = 6.91 \text{ bar}$
Section de sortie d'air au compresseur	$S_2 = 1.47 \text{ m}^2$
Température d'entrée d'air du compresseur	$T_1 = 288 \text{ K}$
Température de sortie d'air du compresseur	$T_2 = 531.13 \text{ K}$
La pression d'entrée de la chambre de combustion	$p = 14.5 \text{ bar}$
La pression de sortie gaz brûlé au niveau de la chambre combustion	$P_3 = 6.65 \text{ bar}$
La Température d'entrée de la chambre de combustion	$T_3 = 1223 \text{ K}$
Pouvoir calorifique inférieur	$PCI = 44550 \text{ KJ/KG}$
Dépit massique de gaz brûlés	
Température d'échappement	$T_4 = 1008.14 \text{ K}$

### III.3.1 En calcule les points

#### 1. Le diffuseur :

Caractéristiques de l'air a entrée du diffuseur :

Pression statique:  $P_0 = P_{atm} = 1.013 \text{ bar}$  (mesurée)

Température statique :  $T_{amb} = 15^\circ\text{C}$

**La masse volumique :**

$$\rho = \frac{P_0}{r_0 \times T_0} = \frac{1.013 \times 10^5}{288 \times 287.058} = \frac{101300}{82672.704}$$

$$\rho = 1.2253 \text{ KG /m}^3$$

**Vitesse du son :**

$$a_0 = \sqrt{r_0 \times T_0 \times \gamma_0} = \sqrt{1.04014 \times 288 \times 287.058}$$

$$a_0 = \sqrt{85991.186} = 293.24253 \text{ m/s}$$

La section de débit massique sont connus donc peut calculer la vitesse

$$\dot{m} = \rho_0 \times V_0 \times S_0 \rightarrow V_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \times S_0} = \frac{650}{1.2253 \times 15.29} = 34.6947$$

**On a le nombre de mach l'entrée**

$$M_0 = \frac{V_0}{a_0} = \frac{34.6947}{293.24253} = 0.118314$$

#### 1.1. Bilan énergétique de diffuseur :

L'équation d'énergie appliquée entre l'entrée et la sortie du diffuseur nous donne :

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

Pour le calcul de la vitesse axiale. On considéré la section S1 à l'entrée du compresseur qui est perpendiculaire au vecteur de la vitesse. Est on utilise la relation

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \times V_1 \times 1 \rightarrow V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \times S_1} = \frac{650}{1.2253 \times 8.43} = 62.9279 \text{ m/s}$$

$$(H_1 - H_2) = -\frac{1}{2} (V_1^2 - V_0^2) = -0.5 (62.9279^2 - 34.6947^2) = -1.3307 \text{ KJ/KG}$$

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

**Température statique à la sortie du diffuseur**

$$H_1 - H_2 = C_p (T_1 - T_0)$$

$$T_1 = T_0 + \frac{-1.3307}{1.004} = 288 - 1.32539 = 286.6746 \text{ K}$$

Avec  $C_p = 1.004 \text{ KJ/KG} \cdot \text{k}$

On constate une diminution de température due à chute d'enthalpie. Le fluide subit un refroidissement

- **Vitesse locale du son a ma sortie du diffuseur**

$$a_1 = \sqrt{\gamma_1 \times T_1 \times \gamma_1} = \sqrt{286.6746 \times 287.058 \times 1.4014} = 339.594 \text{ m/s}$$

- **Nombre de mach à la sortie**

$$M_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{62.9279}{339.594} = 0.18530$$

**Pression statique à la sortie :**

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} \rightarrow P_1 = P_0 \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{1.4014}{1-1.4014}}$$

$$P_1 = 1.013 \left(\frac{283}{286.6746}\right)^{\frac{1.4014}{1-1.4014}}$$

$$P_1 = 1.04618 \text{ Bar}$$

- **Température et Pression totales :**

$$T_{t1} = T_1 \left[1 + \frac{\gamma_1-1}{2} \times M_1^2\right]$$

$$T_{t1} = 286.6746 \times \left(1 + \frac{1.4014-1}{2} \times 1.18530^2\right)$$

$$T_{t1} = 367.508 \text{ K}$$

$$P_{t1} = P_1 \left(1 + \frac{\gamma_1-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma_{air}}{\gamma_{air}-1}}$$

$$P_{t1} = 1.04618 \left(1 + \frac{1.4014-1}{2} \times 1.18530^2\right)^{\frac{1.4014}{1.4014-1}} = 0.9635 \text{ bar}$$

- **Rendement du diffuseur**

$$\eta_d = \frac{p_{t1}}{p_{atm}} = \frac{0.9635}{1.013} = 0.9511$$



Le rendement du diffuseur est de 95.11%

**2. Le compresseur (AC) :**

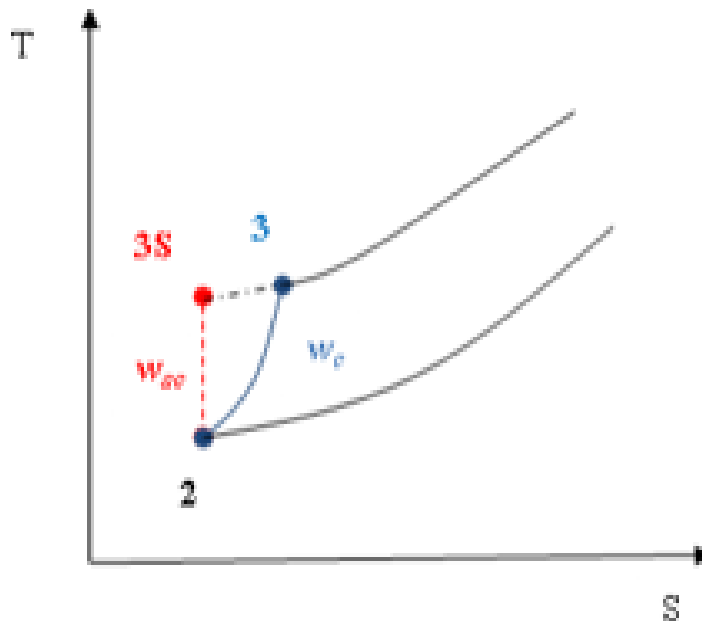


Figure III. 2: Diagramme de (TS) de compresseur.

**Les paramètres nécessaires pour calcul du compresseur :**

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression	1.04618	6.91	Bar
Température	286.6746	531.13	Kelvin
$C_p$	1.0014	1.0719	$kJ/kg.k$
$\gamma$	1.4017	1.3944	----
R	287.058	287.058	$kJ/kg.k$
$\rho$	1.2469	7.573	$Kg/m^3$

**2.1. Bilan énergétique du compresseur :**

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie du compresseur est donnée par l'équation.

$$H_1 + \frac{1}{2}V_1^2 + W_c = H_2 + \frac{1}{2}V_2^2$$

**Ou**  $H_{t1} + W_c = H_{t2}$

**Alors**  $W_c = C_p(T_{t2} - T_{t1})$

En utilisera cette équation pour le calcul du travail du compresseur

### 2.1.1. Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur :

Masse volumique

$$\text{On a : } \rho_2 = \frac{P_2}{T_2 \times r_2} = \frac{6.91 \times 10^5}{531.13 \times 287.058} = 4.53218 \text{ kg/m}^3$$

La vitesse à la sortie du compresseur

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \times V_2 \times S_2 \rightarrow V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \times S_2} = \frac{650}{7.5730 \times 1.47} = 58.3886 \text{ m/s}$$

Nombre de mach à la sortie du compresseur

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} = \frac{58.3886}{516.9072} = 0.1129$$

- Température totale à la sorte du compresseur :

$$T_{t2} = T_2 \left[ 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} \times M_2^2 \right] = 531.13 \left[ 1 + \frac{1.3955 - 1}{2} \times (0.1129)^2 \right]$$

$$T_{t2} = 532.468 \text{ k}$$

Rendement isentropique du compresseur

$$\eta_{is} = \frac{T_{t2is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}}$$

On recherche  $T_{t2is}$  ?

Pression totale a sortie du compresseur  $P_{t2}$

$$P_{t2} = P_2 \left( 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma_{air}}{\gamma_{air} - 1}}$$

$$P_{t2} = 6.91 \left( 1 + \frac{1.3955 - 1}{2} \times 0.1837^2 \right)^{\frac{1.3955}{1.3955 - 1}}$$

$$P_{t2} = 7.0740 \text{ bars}$$

On calcule les paramétré de thermodynamique

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{2} = \frac{1.4014 + 1.3955}{2} = 1.3984$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p1} - C_{p2}}{2} = \frac{1.004 + 1.012}{2} = 1.008 \text{ KJ/KG.K}$$

$$C_{p2} = \frac{287.058 \times 1.3955}{0.3955} = 1.012 \text{ KJ/KG.K}$$

**Température isentropique du compresseur**

$$\frac{T_{t2is}}{T_{t2}} = \left(\frac{P_2}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{t2is} = 367.508 \times \frac{6.91}{0.9635}^{\frac{1.3984-1}{1.3984}} = 644.2170 \text{ k}$$

**Rendement poly tropique du compresseur**

$$\eta_{pc} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{\ln \frac{P_{t2}}{P_{t1}}}{\ln \frac{T_{t2}}{T_{t1}}} = \frac{1.3984-1}{1.3984} \times \frac{\ln \frac{7.0740}{0.9635}}{\ln \frac{532.468}{367.508}} = 0.92 \rightarrow \eta_{pc} = 91 \%$$

**Coefficient poly tropique**

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\gamma-1}{\gamma \times \eta_{pc}} \Rightarrow \frac{1}{k} = 1 - \frac{\gamma-1}{\gamma \times \eta_{pc}} = 0.13173$$

$$k = 3.1515$$

**Travail réel du compresseur**

$$w_c = \overline{C_p} (T_{t2} - T_{t1}) = 1.008 \times 1000 (532.468 - 367.508)$$

$$w_c = 388.1850 \text{ kJ/kg}$$

**Travail idéal du compresseur**

$$W_{isc} = \overline{c_p} (T_{t2is} - T_{t1}) = 1.008 \times 1000 (644.2170 - 367.508)$$

$$W_{isc} = 276.709 \text{ kJ/kg}$$

**3. la chambre de combustion :**

Paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression	6.91	6.65	Bar
Température	531.13	1223	k
$C_p$	1.0719	1.2825	kJ/kg.k
$\gamma$	1.3658	1.2944	---
R	287.058	283.0575	kJ/kg.k

$\rho$	7.4371	3.5165	kg/m <sup>3</sup>
--------	--------	--------	-------------------

Rapport du mélange air-combustible	$f = \frac{\dot{m}_{gb}}{\dot{m}_{air}} = 1/47 = 0.0213$
Combustible utilisé	Gaz naturel
Pouvoir calorifique inférieur	$Q_i = PCI = 8.5765 \text{ Thermie /cm}^3$ 35908.09 kJ
La masse volumique	$\rho_g = 0.762 \text{ kg/m}^3$
Masse moléculaire	$M_g = 18.92 \text{ g/mol}$

### 3.1. Bilan énergétique de la chambre de combustion :

Le Bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion est donné par l'équation

$$(Q + W)_{23} = (H_3 - H_2) + \frac{1}{2}(V_3^2 - V_2^2)$$

$$(Q + W)_{23} = (H_{t3} - H_{t2})$$

La combustion n'échange pas de travail on aura donc :

$$w_{23} = 0 \Rightarrow Q_{23} = (H_{t3} - H_{t2}) = \overline{C_p}(T_{t3} - T_{t2}) \text{ EST on sait que}$$

$$H_{t3} - H_{t2} = \eta_{cc} P_{ci} f$$

Donc :

$$T_{t3} - T_{t2} = \frac{\eta_{cc} P_{ci} f}{C_p}$$

### 3.2 Calcul thermodynamique pour ma chambre de combustion :

**Masse moléculaire du mélange gazeux  $M_m$**

$$M_m = M_a + f M_g = 28.976 + 1/47 + 18.92 = 29.3785 \text{ g/mol}$$

**Constant du mélange gazeux**

$$r = \frac{R}{M_m} = \frac{8.3134}{29.3785} = 287.0575 \text{ kJ/kg.k}$$

**Chaleur spécifique de mélange  $C_p$**

$$\overline{C_p} = \frac{\gamma_m}{\gamma_m - 1} \times r = \frac{1.2944 \times 283.0575}{1.2944 - 1} = 1.2445 \text{ kJ/kg.k}$$

**Masse volumique**

$$\rho_3 = \frac{P_3}{T_3 - r_3} = \frac{6.65 \times 10^5}{1223 \times 283.0575} = 1.92096 \text{ kJ/kg.k}$$

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

$$\dot{m}_3 = \rho_3 \times V_3 \times S_3 \rightarrow V_3 = \frac{\dot{m}_3}{S_3 \times \rho_3} = \frac{668.6}{1.184 \times 1.92096} = 293.9654 \text{ m/s}$$

**Vitesse du son a3**

$$a_3 = \sqrt{\rho_3 \times r_3 \times T_3} = \sqrt{1.92096 \times 283.0575 \times 1223}$$

$$= 815.4732 \text{ m/s}$$

**Nombre de mach à la sortie chambre de combustion**

$$M_3 \frac{V_3}{a_3} = \frac{293.9654}{815.4732} = 0.360484$$

**Température totale à la sortie de la chambre de combustion**

$$T_{t3} = T_3 \left[ 1 + \frac{\gamma_1 - 1}{2} \times M_3^2 \right] = 1223 \left[ 1 + \frac{1.2944 - 1}{2} \times (0.360484)^2 \right]$$

$$T_{t3} = 1246.3940 \text{ K}$$

**Pression statique**

$$\frac{P_3}{P_2} = \left( \frac{\gamma_3}{\gamma_2} \right)^{1/2} \times \frac{M_2}{M_3} \times \frac{r_3 T_3^{1/2}}{r_2 T_2} \times \frac{\gamma_2}{\gamma_3} (1 + f)$$

$$P_3 = 6.65 \text{ bar}$$

**Pression totale**

$$P_{t3} = P_3 \left( 1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} M_3^2 \right)^{\frac{\gamma_{air}}{\gamma_{air} - 1}}$$

$$P_{t3} = 6.65 \left( 1 + \frac{1.2944 - 1}{2} \times 0.2152^2 \right)^{\frac{1.2944}{1.2944 - 1}} = 6.851634 \text{ bar}$$

**Perte relative de pression**

$$\Delta P = P_{t2} - P_{t3} = 7.0740 - 6.8516 = 0.2224 \text{ Bar}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{P_{t2} - P_{t3}}{P_{t2}} = \frac{0.2224}{7.0740} = 3.143 \%$$

#### 4. La Turbine :

Les paramètres qui caractérisent l'entrée de la turbine :

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression	6.65	2.664	Bar
Température	531.13	1223	k
$C_p$	1.2825	1.1538	kJ/kg.k
$\gamma$	1.2944	1.2944	---
R	283.0575	283.0575	kJ/kg.k
$\rho$	3.5165	3.5165	kg/m <sup>3</sup>

#### 4.1. Bilan énergétique de la turbine :

Le Bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de la turbine est donné par l'équation:

$$H_3 + \frac{1}{2}V_3^2 = H_4 + \frac{1}{2}V_4^2 + W_T$$

$$W_T = \left( H_3 + \frac{1}{2}V_3^2 \right) - \left( H_4 + \frac{1}{2}V_4^2 \right)$$

$$W_T = H_{t3} - H_{t4} = \bar{C}_p (T_{t3} - T_{t4})$$

<<En utilisera cette équation pour le calcul du travail de la turbine >>

#### 4.2. Calcul thermodynamique de la turbine :

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

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} = \frac{1.2944 + 1.3370}{2} = 1.3157$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p3} + C_{p4}}{2} = \frac{1.2825 + 1.1508}{2} = 1.21665 \text{ KJ/KG. K}$$

Température isentropique totale

$$\frac{T_{t3}}{T_{4is}} = \left( \frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_{4is} = T_{t3} \times \left( \frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$T_{4is} = 766.6390 \text{ K}$$

### Masse volumique

$$\text{On a : } \rho_4 = \frac{P_4}{T_4 \times r_4} = \frac{2.664 \times 10^5}{1223 \times 287.058} = 0.7588 \text{ kg/m}^3$$

### La vitesse à la sortie du compresseur

$$\dot{m}_4 = \rho_4 \times V_4 \times S_2 \rightarrow V_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 \times S_4} = \frac{6686}{0.4345 \times 13.57} = 113.3975 \text{ m/s}$$

### Vitesse du son $a_4$

$$a_4 = \sqrt{\gamma_4 \times V_4 \times T_4} = \sqrt{1.3370 \times 287.0575 \times 823.5} = 562.1884 \text{ m/s}$$

### Nombre de mach à la sortie de la turbine

$$M_4 = \frac{V_4}{a_4} = \frac{113.3975}{562.1884} = 0.2017$$

### Coefficient poly tropique

$$\eta_{pc} \times \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{k-1}{k} = - \frac{\ln \frac{T_{t4}}{T_{t3}}}{\ln \frac{P_{t4}}{P_{t3}}} = \frac{1.3984-1}{1.3984} \times \frac{\ln \frac{7.0740}{0.9635}}{\ln \frac{532.468}{367.508}} = 1.72$$

$$k=1.4523$$

### Température totale à la sortie de la turbine

$$T_{t4} = T_4 \left[ 1 + \frac{\gamma_4-1}{2} \times M_4^2 \right] = 1223 \left[ 1 + \frac{1.2944-1}{2} \times (0.2017)^2 \right]$$

$$T_{t4} = 1230.32 \text{ K}$$

### Travail réel de la turbine

$$W_T = \overline{C_P} (T_{t3} - T_{t4}) = 1.2181 \times 10^3 \times (1246.3940 - 1230.32)$$

$$W_T = 742.369$$

### Travail isentropique de la turbine

$$W_{ist} = \overline{C_P} (T_{t3} - T_{t4is}) = 1.2181 \times 10^3 \times (1246.3940 - 766.6390)$$

$$W_{ist} = 819.9143 \text{ kJ/kg}$$

### Rendement idéal de la turbine

$$\eta_{Tis} = \frac{W_T}{W_{Tis}} = \frac{742.369}{819.9143} = 0.9054$$

$$\eta_{Tis} = 90.54 \%$$

### Rendement poly tropique de la turbine

$$\eta_p = (1-\bar{\gamma}) \times k \times \bar{\gamma} \Rightarrow \eta_p = 86.54 \%$$

### Rendement de la turbine

$$\eta_T = \frac{W_{réel}}{w_{is}} = \frac{743.7751}{819.9143} = 0.9071$$

$$\eta_T = 90.71 \%$$

### Travail utile

$$W_u = W_T - W_C = 743.7751 - 388.0408$$

### Puissance de la turbine

$$P_T = \dot{m} \times W_T = 668.6 \times 743.7750 = 497.2879 \text{ MW}$$

### Puissance de compresseur

$$P_C = \dot{m} \times W_C = 650 \times 388.0408$$

### Puissance utile

$$P_u = P_T - P_C = 497.2879 - 252.226 = 245.0619 \text{ MW}$$

### Rendement thermique

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{23}} = \frac{355.7342}{\dot{m} C_P (T_3 - T_2)} = \frac{355.7342}{1.2445 \times 1000 (1430 - 679.08)}$$

$$\eta_{th} = 38.06 \%$$

### Rendement global

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m} \times P_{ci}} = \frac{245.0619 \times 1000}{18.6 \times 35908.09}$$

$$\eta_g = 36.39 \%$$

### La consommation spécifique

$$C_s [kj / kwh] = \frac{3600}{\eta_g} = \frac{3600}{0.3639} = 9811.9378 \text{ kj / kwh}$$



$$CSC \left[ \frac{CS \left[ \frac{kg}{kwh} \right]}{PCI} \right] = \frac{9811.9378}{35908.09} = 0.2732 \text{ KG}/KWh$$

### Conclusion

On consulte sur la base des résultats ET des courbes obtenues que :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente le travail spécifique de compresseur. Tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique) en conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit.

## **Chapitre IV :**

### **Le refroidissement Par l'évaporation**

## Introduction

Un refroidisseur par évaporation est un dispositif qui refroidit l'air par évaporation de l'eau. Le refroidissement par évaporation diffère des systèmes typiques de climatisation, qui utilisent des cycles de réfrigération compression de vapeur ou absorption. Le refroidissement par évaporation utilise le fait que l'eau absorbe une quantité relativement importante de chaleur pour s'évaporer (c'est-à-dire qu'elle a une grande enthalpie de vaporisation). La température de l'air sec peut être considérablement abaissée par l'évaporation de l'eau. Cela peut refroidir l'air en consommant beaucoup moins d'énergie que la réfrigération. Dans les climats extrêmement secs, le refroidissement par évaporation de l'air a l'avantage supplémentaire de climatiser l'air avec plus d'humidité pour le confort des occupants du bâtiment.

Le potentiel de refroidissement pour le refroidissement par évaporation dépend de la dépression du bulbe humide, de la différence entre la température du bulbe sec et la température du bulbe humide (voir humidité relative). Dans les climats arides, le refroidissement par évaporation peut réduire la consommation d'énergie et l'équipement total de conditionnement comme alternative au refroidissement par compresseur. Dans les climats considérés comme non-arides, le refroidissement indirect par évaporation peut encore profiter du processus de refroidissement par évaporation sans augmenter l'humidité. Les stratégies de refroidissement par évaporation passif peuvent offrir les mêmes avantages que les systèmes de refroidissement par évaporation mécanique sans la complexité de l'équipement et des conduits.

### IV.1. Principe du refroidissement par évaporation

Dans la première partie, nous avons parlé des types de refroidissement ET les avons mentionnés ET nous avons évoqué le Principe du refroidissement à la vapeur.

**Le refroidissement par évaporation est un phénomène naturel. L'exemple le plus courant que nous connaissons tous est la transpiration ou la sueur. Lorsque la transpiration s'évapore, elle absorbe la chaleur pour refroidir votre corps.**

Le principe sous-jacent du refroidissement par évaporation est le fait que l'eau doit recevoir de la chaleur pour passer d'un liquide à une vapeur. Lors de l'évaporation, cette chaleur est prélevée sur l'eau qui reste à l'état liquide, ce qui donne un liquide plus froid.

Les systèmes de refroidissement par évaporation utilisent le même principe que la transpiration pour refroidir les machines et les bâtiments. Une tour de refroidissement est un dispositif de rejet de chaleur, qui évacue l'air chaud de la tour de refroidissement dans

l'atmosphère par le refroidissement de l'eau. Dans l'industrie CVC, le terme « tour de refroidissement » est utilisé pour décrire les équipements de rejet de chaleur en circuit ouvert et en circuit fermé.

Dans le refroidissement par évaporation. La chaleur sensible transférée à l'eau devient une chaleur latente lorsque l'eau s'évapore. La vapeur d'eau devient une partie intégrante de l'air et prend la chaleur latente avec elle ce qui augmente un tout petit peu la température de l'air refroidi.

La température de bulbe sec de l'air ou température ambiante ambiante diminue parce que l'air cède sa chaleur sensible.

La température de bulbe humide ou température humide de l'air n'est pas effectuée par l'absorption de la chaleur latente de la vapeur d'eau car la vapeur entre dans l'air à la température humide de l'air théoriquement. L'air et l'eau qui traversent le refroidisseur peuvent être considérés comme un système isolé. Car il n'y a pas de chaleur qui rentre ou qui sort du système. Le processus de conversion de la chaleur sensible à une chaleur latente de vaporisation dans l'air est adiabatique pour cette raison. Les performances du refroidisseur sont basées sur processus adiabatique.

## **IV.2. Composants du refroidisseur**

Les refroidisseurs par évaporation Pneuma fil contiennent plusieurs composants essentiels qui doivent être maintenus pour assurer le bon fonctionnement du refroidisseur : média de refroidissement par évaporation, tampons de distribution et éliminateurs de gouttelettes ou de gouttelettes. Si vous utilisez un filtre conçu par Pneuma fil Système d'admission avec refroidisseur par évaporation, consultez la liste des pièces de rechange dans le manuel d'utilisation Pneuma fil pour des informations spécifiques sur les Composants plus froids de votre système.

Les composants Pneuma fil peuvent également être utilisés dans les Systèmes d'admission d'air concurrents. En opération, l'eau est recirculée sur le média le plus froid avec une pompe montée à l'intérieur du filtre Module où elle s'évapore. Distribution Le milieu disperse l'eau recirculée de la pompe uniformément sur le dessus du refroidisseur Médias. Verrouillage des éliminateurs de gouttes Toute gouttelette s'échappant du média. : Glacière Le média de refroidissement par évaporation Pneuma fil est solide, Cellulose chimiquement autoportante traité pour résister à la dégradation et à haut rendement Taux d'évaporation. Support rainuré

diriger plus d'eau dans l'air un visage où l'air est plus chaud et plus sec et où l'évaporation prend plus intense. Où l'évaporation prend plus intense. Profondeur du média dans le sens de Le débit d'air varie en fonction de l'état du site et des critères de conception.

### IV.3. Média de refroidissement par évaporation

Média de refroidissement par évaporation pneumatique A des taux de refroidissement exceptionnels en raison de la conception, fabrication et matériaux utilisés. La conception inégale des flûtes la saleté et les débris l'eau vers le visage entrant dans l'air de la surface du tampon. Cette action de nettoyage dirige du tampon là où il est le plus nécessaire. Voir les fiches techniques ci-jointes sur la perte de charge et l'efficacité du Combinaisons refroidissement pour différentes profondeurs de média et vitesse de l'air.



Figure IV. 1: cellules d'évaporation en cellulose.

### IV.4. Les refroidisseurs à cellules d'évaporation

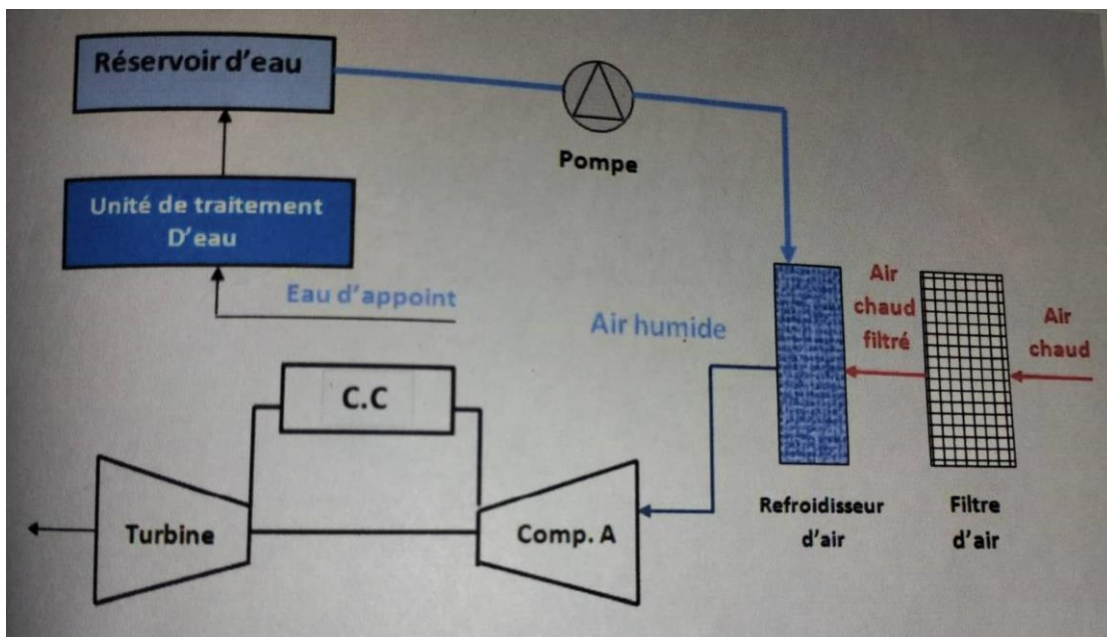
Actuellement les refroidisseurs utilisés dans les turbines à gaz sont à **cellules d'évaporation** fig.1. Dans ce type de refroidisseurs. Le milieu où se fait l'évaporation est un bloc poreux et saturé. L'eau est introduite à travers **le collecteur** situé en haut bloc ou elle est pulvérisée fig.2.

L'eau s'écoule. Vers le bas. Dans les cellules par l'action de la pesanteur.

Par cet effet. L'eau descendante **humidifie** une énorme surface du milieu même qui est en contact avec l'air passant à travers les cellules.

Afin d'empêcher l'eau d'être captée dans le compresseur et de l'encrasser. En aval du réfrigérant il y a un ou plusieurs étages de séparateurs de gouttelettes (dispositif antibuée).

fig.2 qui séparent par inertie toutes les gouttes d'eau qui séparent par inertie toutes les gouttes d'eau qui pourraient être entraînées en aval du réfrigérant par l'écoulement d'air ingéré par la turbine un refroidisseur peut être soit à eau recyclée ou non. Le refroidisseur à eau recyclée dispose d'un réservoir d'eau et d'une pompe qui alimente le collecteur d'eau. L'eau descend à travers des cellules dans le réservoir vers le bas. L'eau d'appoint qui remplace l'eau évaporée et l'eau perdue par l'évacuation coule dans le réservoir pour un refroidisseur à eau non recyclée. L'eau est continuellement et directement introduite dans le collecteur à partir de l'eau d'alimentation venant de l'extérieur du refroidisseur et une utilisée elle sera abandonnée le débit d'eau qui traverse le tube doit être le même pour les deux types de refroidissement.



**Figure IV. 2: Schéma du refroidissement évaporateur d'air avec unité de traitement d'eau.**

Il est fortement recommandé de placer le refroidisseur après le filtre et non pas avant fig.2. Cette disposition protège les cellules des poussières et de tout ce qui pourrait être emporté par l'air et risque de les contaminer.

Ce système est recommandé dans les climats secs/désertique ou c'est prévu qu'il booste la puissance de la turbine jusque 12 % cependant dans les climats chauds et humides le refroidissement de l'air est limité par le taux d'humidité. C'est à dire l'évaporation diminue lorsque l'humidité dans l'air augmente.

## IV.5. Le diagramme psychrométrique

La psychrométrie est le domaine scientifique concernant la détermination des caractéristiques physiques et thermodynamiques d'un mélange gaz-vapeur correspondant à deux espèces différentes. Dans ce couple gaz-vapeur, le gaz est considéré comme incondensable dans les conditions du domaine d'application. L'[hygrométrie](#) est le cas particulier du mélange [air-vapeur d'eau](#).

### IV.5.1. Les diagrammes psychrométriques

Un diagramme psychrométrique regroupe les principales caractéristiques de l'air humide pour une pression atmosphérique donnée (en général celle au niveau de la mer, c'est-à-dire 1 013 hPa) :

- **Température de bulbe sec** notée  $t_s$  est la température donnée par un thermomètre sec, placé dans un courant d'air humide et protégé des rayonnements parasites (venant d'objets froids ou chauds comme le soleil).
- **Température de bulbe humide** notée  $T_1$  est la température de l'air circulant au-dessus d'une grande surface d'eau liquide dans un système calorifugé. C'est par exemple la température indiquée par un thermomètre placé dans un linge humide soumis à courant d'air.
- **Température de rosée** notée  $T_h$  est la température à laquelle un air humide est à la pression de vapeur saturante. À cette température l'air ne peut plus emmagasiner de la vapeur d'eau sans que celle-ci ne se condense.
- **Humidité relative** notée  $HR$  est le rapport entre la quantité d'eau présente dans l'air et la quantité maximale d'eau que l'air pourrait contenir à la même température. C'est aussi le rapport entre la pression de vapeur et la [pression de vapeur saturante](#).

$$HR = \frac{p_v}{p_{v\ sat}}$$

- **humidité absolue** ou [rapport de mélange](#), noté  $Y$ , est la quantité d'eau contenue dans l'air, exprimé en gramme(s) de vapeur d'eau par kilogramme d'air sec.

$$Y = \frac{m_v}{m_{air\ sec}} = \frac{M_v p_v}{M_{air\ sec} p_{air\ sec}} = 0.622 \times \frac{p_v}{P - p_v}$$

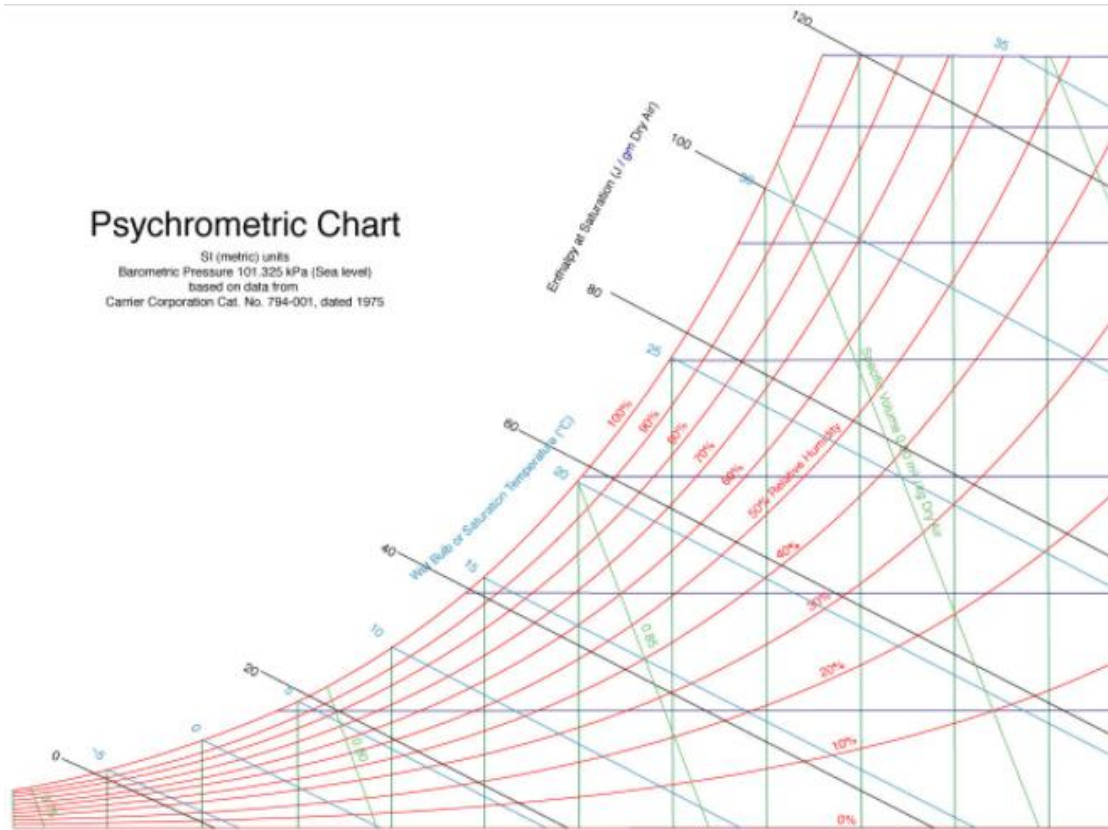
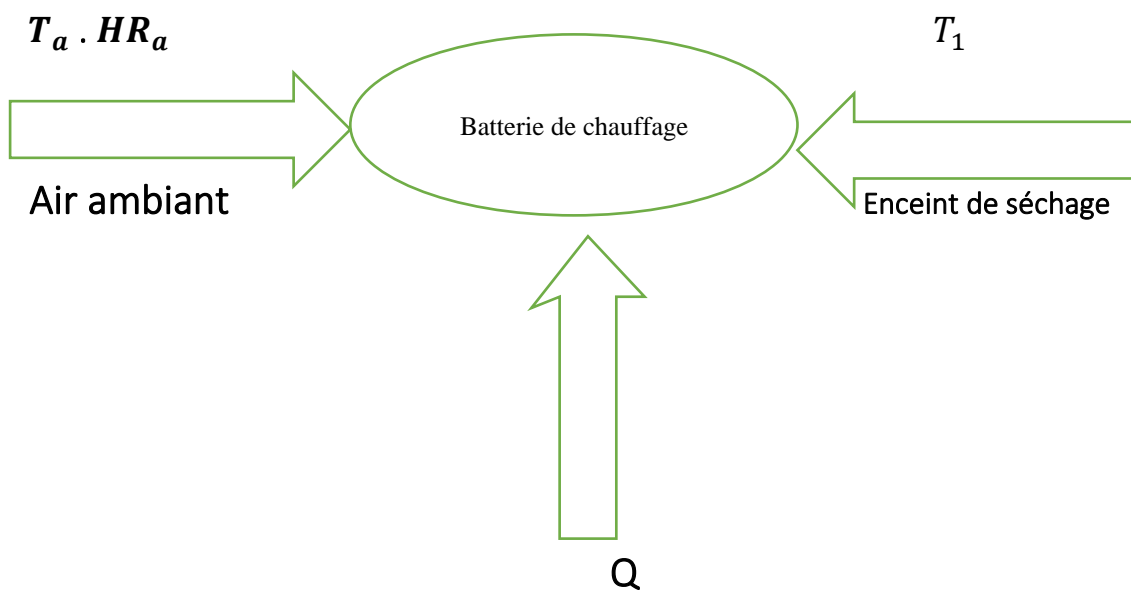


Figure IV. 3: Diagramme psychrométrique.

IV.5.2. Exemple d'évolution de l'air humide

IV.5.2.1. Echauffement a pression constante

C'est type de transformation subi par l'air lors de son échauffement dans un échangeur de chaleur sur des résistances chauffantes ou dans un capteur solaire





### IV.5.2.2. Refroidissement a pression constante

C'est la transformation subie par l'air lors de son passage sur l'évaporateur d'un système frigorifique. Il peut se produire une condensation avec diminution de l'humidité absolue si la température finale est inférieure à la température de rosée

### IV.5.2.3. Humidification adiabatique

C'est le types transformation subi par l'air lors de son Passage dans un séchoir convectif ou dans une tour de refroidissement

## IV.6. Calcul de la température de l'air après refroidissement

Dans la détermination de l'effet du refroidisseur sur les performances de la turbine à gaz. La température de l'air  $T_2$  sortant du refroidisseur doit être connue elle peut être connue. Elle peut être calculée à partir de l'efficacité de refroidisseur. Celle-ci est un indice permettant d'estimer la performance du refroidisseur  $E_a$  (1)

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_r}$$

Où

**E** : efficacité de refroidisseur

**$T_1$**  : Température de bulbe (température ambiante)

**$T_2$**  : Température de l'air après refroidissement

**$T_r$**  : Température de rosée (correspond à 100 % d'humidité

Relative la température à laquelle un air humide est à la pression de vapeur saturante. A cette température l'air ne peut plus emmagasiner de la vapeur d'eau sans que celle .ci se condense) dans la plupart des applications l'humidité relative HR de l'air d'entrée est plus connue que température de bulbe humide.

**$T_h$**  Peut être trouvée à partir du diagramme psychrométrique

### IV.6.1. Refroidissement adiabatique (pas d'apport de chaleur

De la part de l'eau) le refroidissement adiabatique se produit lorsque la température de l'eau délivrée au collecteur d'eau du refroidisseur est égal à la température humide

**$T_h$**  De l'air en question nous avons donc les paramètres suivants

Température ambiante :  $T_1 = 45^\circ\text{C}$

L'humidité relative : 20%

Le volume massique de l'air : 0.93

L'efficacité du refroidisseur type générale électrique 85%

D'après l'Eq .1

$$T_2 = 45 - 0.85 (45 - 27) = 29.7^\circ\text{C}$$

#### IV.6.2. Refroidissement non adiabatique

Ce calcul tient compte de la chaleur apportée de l'eau vers l'air

- a. Le débit massique d'eau peut être estimé à partir du diagramme de la MS6001 Fig.5 :a 20% d'humidité relative et 45 °C (113°F ) de température ambiante. On a donc un volumique d'eau évaporée de 15 GPM (galons par minute)

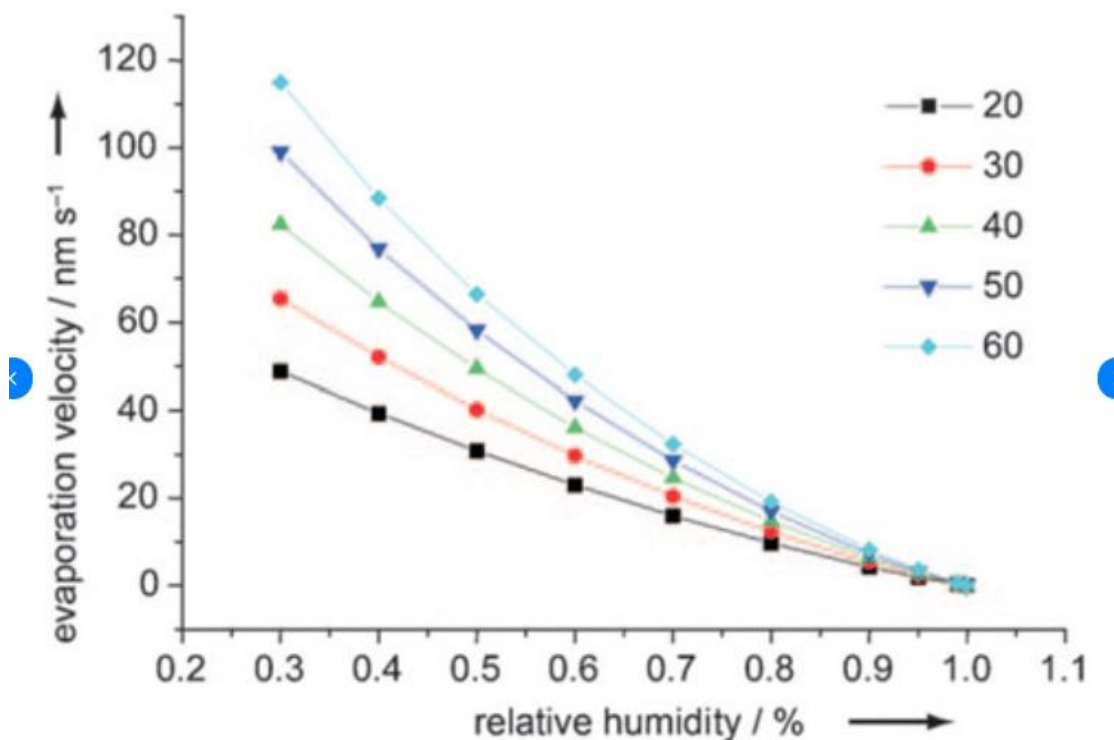


Figure IV. 4: Débit d'eau nécessaire au refroidissement.

Débit volumique (GPM)	Débit volumique ( $m^3/s$ )	Débit massique $G_{eau}$ ( $kg/s$ )
15	$94.635 \cdot 10^{-5}$	0.95

b. On estime la **température** maximale que peut l'eau atteindre en Période estivale a 50%

c. La **capacité calorifique massique de l'eau** :

$$C_{p_{eau}} = 4.189 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

d. Le **débit massique d'air** :  $G_{air} = 135.4 \text{ kg/s}$

e. **Calcul de l'apport de chaleur de l'eau vers l'air** : Sachant que l'eau Pénètre l'air à la température de rosée de l'air

$$T_r = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = G_{eau} C_{p_{eau}} (T_2^{r\acute{e}el} - T_2)$$

$$Q = 0.95 \times 4.189 \times (50 - 27) = 91.53 \text{ KJ / S}$$

Et on sait que l'apport de chaleur de l'eau vers l'air Augmente la température de l'air suivant cette équation (conservation d'énergie thermique)

$$Q = G_{air} C_{p_{air}} (T_2^{r\acute{e}el} - T_2)$$

$$T_2^{r\acute{e}el} = T_2 + \frac{Q}{G_{eau} C_{p_{eau}}}$$

$$= 29.7 + \frac{91.53}{135.4 \cdot 1} = 30.35$$

$$T_2^{r\acute{e}el} = 30.45$$

#### IV.7. Paramètres thermodynamiques après refroidissement

Et comparaison (appréciation) entre deux systèmes avec et sans refroidissement :

**Tableau IV. 1: Tableau récapitulatif des paramètres thermodynamique refroidissement**

Les pressions (bar)	Les températures (k)	Les masses volumique ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$P_1 = 0.98$	$T_1 = 303.45$	$\rho_1 = 1.125$
$P_2 = 5.646$	$T_2 = 532.26$	$\rho_2 = 3.71$
$P_3 = 5.637$	$T_3 = 1223$	$\rho_3 = 1.602$
$P_4 = 2.304$	$T_4 = 1014.60$	$\rho_4 = 0.789$

$$W_{TBP} = 182857.43 \text{ J/KG}$$

$$G_a = 114.17 \text{ kg/s}$$

$$G_c = 1.96 \text{ kg/s}$$

$$G_p = 109.28 \text{ kg/s} / P_{eff} = 19.58 \text{ MW} / \eta_{th} = 22.8 \%$$

#### IV.7.1. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement)

##### IV.7.1.1. Consommation de chaleur :

Tout d'abord il nous faut de calculer **la consommation**

**Spécifique du combustible :**

$$C_s^c = \frac{C_h}{P_{eff}}$$

Ou  $C_s^c$  consommation Spécifique du combustible  $kg/kwh$

$C_h$  = consommation hoirie du combustible  $kg/h$

**La consommation de chaleur :** La consommation de chaleur est

**Donnée par la formule suivante**

$$C_{ch} = C_s^c \times P_{ci}$$

$C_{ch}$  = consommation de chaleur  $Kcal /KWh$

	Consommation hoirie du combustible $kg/h$	Consommation Spécifique du combustible $kg/kwh$	Consommation de chaleur $Kcal /KWh$
Pour 15 °C	7848	301.85	3213193.25
Pour 45 °C	5688	371.14	3950785.3
Pour 30.45 °C	7164	365.88	3894830.44

Taux de chaleur pour l'incrémentation en puissance

$$\begin{aligned}
 C_{ch} &= C_{ch}(45^{\circ}\text{C}) - C_{ch}(30.45^{\circ}\text{C}) \\
 &= (3950785.3 - 3894830) \\
 &= 55954.86 \cdot 10^5 \text{ Kcal/ kWh} \\
 &= 233891.31 \cdot 10^5 \text{ Kcal/ kWh}
 \end{aligned}$$

### Interprétation des résultats :

In Bien que la consommation horaire du combustible augmente après refroidissement (7164 kg/h à 30.45 contre) cependant la consommation spécifique diminue :

C'est -à-dire que la turbine consomme moins de combustible pour produire un kWh (365.88 kg/kWh contre 371.14 kg/kWh) grace ce système nous avons pu diminuer la consommation de chaleur de  $233891.31 \times 10^5 \text{ kj}$  par chaque kWh. C'est -à-dire que pour que pour produire un kWh nous avons pu épargner 5.26 Kg de combustible pour une diminution de température de 14.65 °C

#### IV.7.1.2. La puissance spécifique

La puissance spécifique est par définition :  $P_s = \frac{P_{eff}}{\dot{G}_g}$

Puissance spécifique sans refroidissement :  $P_s^{srefroi}$

$$P_s^{srefroi} = \frac{P_{eff}^{srefroi}}{\dot{G}_g^{srefroi}} = \frac{15325.976}{99.37} = 154.23 \text{ kW/kg.s}$$

Puissance spécifique avec refroidissement :  $P_s^{arefroi}$

$$P_s^{arefroi} = \frac{P_{eff}^{arefroi}}{\dot{G}_g^{arefroi}} = \frac{19582.97}{109.28} = 179.20 \frac{\text{kw}}{\text{kg}}$$

**Tableau IV. 2: Tableaux de comparaison entre les deux installations (sans et avec le système de refroidissement)**

	Sans le système de refroidissement	Avec le système de refroidissement
Température d'admission ( °C)	15	30.45
Débit massique global d'air (kg/s)	103.66	114.17
Travail massique de la turbine (j/kg)	157379	182857.43
Travail de compression (kJ/kg)	238.034	231.09
Rendement thermique $\eta_{th}$ (%)	22.2	22.8
Puissance effective (MW)	15.32	1.98
Débit du ful (kg/kg.s)	1.58	1.99
Puissance spécifique (kW/kg/s)	154.23	179.20
Consumation de chaleur Kcal / kWh ( $\times 10^5$ )	3950785.30	3894830.44

### Conclusion

Au fur et mesure que la température ambiante augmente le débit d'air à l'admission du compresseur diminue (la masse volumique diminue du fait de l'augmentation du volume d'air. Cela implique l'augmentation du travail spécifique de compresseur.

## **Conclusion générale**

Cette étude nous permis d'apprécier l'effet de l'installation d'un refroidisseur d'air a l'entrée du compresseur sur les performances d'une turbine à gaz.

Nous avons procédé au calcul des performances de la turbine à gaz dans les condition ISO puis dans des conditions d'exploitation plus rudes pour montrer que l'élévation de la température ambiante provoque une diminution du débit massique d'air (baisse de densité de l'air) et donc une baisse de la puissance développée et du rendement.

Nous avons pour cela adapté un système de refroidissement d'air par évaporation à l'entrée du compresseur, et nous avons procédé au calcul de la température de l'air après refroidissement et analysé le gain en rendement qui en découle.

## Bibliographie

- L'Aissaoui, M (2012) Amélioration des performances d'une installation de la turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission (doctoral. Université de boumerdés \_ M'Hamed bougera).
- Lounes, N (2013) Amélioration des performances de la turbine MS5002 par refroidissement de l'air l'entrée du compresseur (doctoral dis sériation université mouloud Mammeri Tizi-ouzou).
- Lallam S, Si Mohand, R (2016) Amélioration des performances de la turbine MS5002 par refroidissement de l'air à l'aspiration (doctoral dissertation université mouloud Mammeri Tizi-ouzou).
- Nasser 1. A Abella 3.M.M (2017) New dyamic modal for gaz power plants for increasing Wind ans solar energy in the egyption power sustem power.
- Boyce M.p (2011) gas turbine handbook principales and practice. river Publisher
- B-Mohamed et B Belgacem mémoire ingénieur étude thermodynamique et maintenance de la turbine SGT- 400 (université de Ouargla).
- La relation sont utilisés dans la troisième chapitre M Boumdane Module « propulsion » Gaz turbine air trématent référence Ger-31919 A.