



وزارة البحث العلمي والتعليم العالي
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
جامعة عبد الحميد بن باديس مستغانم
Université Abdelhamid Ibn Badis Mostaganem
كلية العلوم و التكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie



N° d'ordre : M...../GC/2020

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DEMASTER ACADIMIQUE

Filière : Génie des procédés

Option: Génie Chimique

Thème

**Calcul du rendement de turbine à gaz par la méthode de
Chambadal à différentes températures**

Présenté par

1-Boumediene Nour Elhouda

2-Nourine Amina

Soutenu le 25/06/ 2020 devant le jury composé de :

Président :	Sefir Yamina	MCB	Université de Mostaganem
Examineur :	Bendahma Fatime	MCA	Université de Mostaganem
Rapporteur :	Terkhi Sabria	MCA	Université de Mostaganem

Année Universitaire 2019/2020

Abstract

A gas turbine has a promoting role in power generation systems. Although this equipment has many advantages, its high sensitivity to the influence of variations in ambient air temperature, which changes considerably between day and night, summer and winter, means that the operating thermal efficiency of these machines is affected. The aim of our work is the study of the influence of the variation of the ambient temperature in a range of 20 to 44°C on the efficiency of a gas turbine. In order to protect a gas turbine, so that it can work at maximum performance. According to the results of the calculation, it can be seen that the increase in temperature from 20°C to a value of 44°C caused the decrease in the useful power from 152.28 to 73.01 KJ/Kg with a deviation of 55% which causes the decrease in the thermal efficiency of the gas turbine from 29.6 to 14.28% with a deviation of 51.8%. Bearing in mind that the recommended efficiency should not be lower than 25%, it is recommended to work with temperatures below 30°C.

Keywords: Turbine; Turbine efficiency; useful power.

Résumé

Une turbine à gaz a un rôle promoteur dans les systèmes de production de puissance. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Le but de notre travail est l'étude de l'influence de la variation de la température ambiante dans un intervalle de 20°C à 44°C sur le rendement d'une turbine à gaz. Afin de protéger le turbocompresseur pour qu'il puisse travailler en performance maximale. Suivant les résultats de calcul, on constate que l'augmentation de la température de 20°C à une valeur de 44°C a causé la diminution de la puissance utile de 152.28 à 73.01 KJ/Kg avec un écart de 55% qui provoque le décroissement du rendement thermique de la turbine à gaz de 29.6 à 14.28 % avec un écart de 51.8%. Sachant que le rendement recommandé ne doit pas être inférieur à 25 % donc on recommande de travailler avec des températures inférieures à 30°C.

Mots-clés: Turbine; Rendement de turbine; puissance utile.

ملخص

التوربينات الغازية لها دور كبير في أنظمة توليد الطاقة. على الرغم من أن هذه الأجهزة لها مزايا عديدة ، إلا أن حساسيتها العالية لتأثير المتباين في درجة حرارة الهواء المحيط ، والتي تتغير بشكل كبير بين النهار والليل ، الصيف والشتاء ، لأن الكفاءة الحرارية تأثر على تشغيل هذه الآلات. الهدف من عملنا هو دراسة تأثير تغير درجة الحرارة المحيطة في نطاق 20 درجة مئوية إلى 44 درجة مئوية على كفاءة التوربين الغازي. لحماية الشاحن التوربيني حتى يعمل بأقصى فعالية. وفقاً لنتائج الحساب ، نلاحظ أن الزيادة في درجة الحرارة من 20 درجة مئوية إلى قيمة 44 درجة مئوية تسببت في انخفاض الطاقة المفيدة من 152.28 إلى 73.01 كيلوجول / كجم بفارق 55٪ مما تسبب في انخفاض الكفاءة الحرارية لتوربينات الغاز من 29.6 إلى 14.28٪ بفارق 51.8٪. مع العلم أن العائد الموصى به يجب ألا يقل عن 25٪ لذا نوصي بالعمل بدرجات حرارة أقل من 30 درجة مئوية.

الكلمات الرئيسية: التوربين، كفاءة التوربينات ، قوة مفيدة.

Remerciements

Nous remercions le bon Dieu, tout puissant, de nous avoir donné la force pour suivre, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés. Nous souhaitons adresser nos remerciements les plus sincères aux personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette formidable année universitaire.

On tient à remercier sincèrement Mme. TERKHI SABRIA, qu'a toujours semblé être très à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Les jurys pour leurs efforts et leur soin apporté à notre travail. Aux enseignants de notre université et département génie des procédés. Enfin, nous adresse nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis, qui nous ont toujours soutenue et encouragée au cours de la réalisation de ce mémoire.

Merci à tous et à toutes.

DEDICACES

Je dédie ce modeste ouvrage :

A mes chers **parents** que je remercie, vous qui étiez toujours à mes côtés pour me soutenir et m'encourager à me battre sans jamais m'arrêter à mi-chemin, que **dieu** vous protège.

A mes très chers **frères**

A mon binôme **Boumediene NOUR EL Houda.**

A mon encadreur **Mme. TERKHI SABRIA** pour son aide et tous les conseils qu'il m'a donné tout au long de mon travail.

A ma très chère amie **Bouattou Yemna.**

A ceux-là, et à tous ceux que j'aurais oublié de citer, j'exprime mon infaillible reconnaissance et ma sincère gratitude.

Nourine Amina.

DEDICACE

Je dédie ce mémoire :

A mes chers parents **ma mère** et **mon père**
Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs encouragements.
A mes **frères**.

A mon encadreur **Mme. TERKHI SABRIA** pour son aide et tous les conseils qu'il m'a
donné tout au long de mon travail.

A mon binôme **Amina Nourine**.

A ma très chère amis **Bouattou Yemna**.

A tous mes **amis(es)**.

A tous ceux et celles qui me sont chers.

Boumediene NOUR EL Houda

Sommaire

Introduction Générale.....	1
I. 1. Introduction.....	2
I. 2. Historique de la turbine à gaz.....	2
I. 3. Définition de la turbine à gaz	2
I. 4. Les éléments principaux de la turbine à gaz	3
I.5. Présentation :	3
I.6. Classification des turbines à gaz.....	5
I.6.1. D'après le mode de construction	5
I. 6. 2. D'après le mode de travail.....	6
I.6.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique	7
I.7. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	8
I. 8. Domaines d'application.....	8
I. 9. Avantages et Inconvénients	9
II. 1. Introduction.....	10
II.2. Cycle idéal de Baryton	10
II. 3. Equations énergétiques.....	11
II.3.1. Le compresseur	12
II.3.2 La chambre de combustion	12
II. 3.3 La turbine.....	13
II.4. Cycle réel de Baryton.....	13
II.4.1 Représentation du cycle réel de Brayton	14
II.5. Bilan énergétique de la turbine.....	15
II.5.1. Phase de compression.....	15
II.5.2. Phase de combustion	15
II.5.3 Phase turbine	16
II.6. Le rendement de l'installation	17
II.7. Calcul de puissance et de rendement de la turbine à gaz.....	17
II.8. Données de calcul.....	19
II.8.1. Calcul de la capacité thermique	19
II.8.2. Le travail isentropique du compresseur est donné par :	20
II.8.3. Calcul du travail de la turbine.....	20
II.8.4 .Calcul de la température de refoulement de la turbine	20
II.8.5.Calcul de la quantité de chaleur du chambre de combustion	21

II.8.6. Calcul du travail utile	21
II.8.7. Calcul du travail utile	21
II.8.8. Calcul du rendement	21
II.9. Résultat de calcul du rendement de turbine à gaz à différente température	22
Conclusion Générale	24

Introduction Générale

Introduction Générale

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. Les turbines à gaz sont construites dans une gamme très large de puissance de 25 kW à 250 MW.

Récemment, les systèmes de production de puissance sont basés sur l'exploitation et l'utilisation des turbines à gaz industrielles. Ces turbines ont joué un rôle important dans les centrales nucléaires de puissance, les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Sachant que ces équipements possèdent de nombreux avantages, néanmoins leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Dans ce contexte, l'objectif de ce travail consiste à étudier la variation du rendement de turbine à gaz à différentes température dans un intervalle de 20 à 44°C par un pas de 2°C, en basant sur la méthode de Chambadal, fin de protéger le turbocompresseur pour qu'il puisse travailler en performance maximale. Comme exemple de calcul, on a utilisé la méthode de Chambadal pour le calcul de rendement de turbines à gaz du complexe GP2/Z 430/6203 A. Pour réaliser ce travail, le mémoire est structuré en trois chapitres:

- ✓ Le premier chapitre fournit un aperçu général sur des généralités sur les turbines à gaz
- ✓ Le deuxième chapitre présente un rappel thermodynamique sur les turbocompreseurs.
- ✓ Le troisième chapitre, englobe la méthode de calcul de rendement de turbine à gaz nommé « Chambadal » ainsi que les résultats obtenus sont interprétés et discutés. Enfin on termine cette étude par une conclusion générale et des perspectives.

I. 1. Introduction

L'emploi des turbines à gaz est très répandu dans des nombreuses applications industrielles, et de la production d'énergie mécanique.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne qui aspire et comprime l'air atmosphérique et convertie en énergie mécanique donc c'est une machine autonome avec un écoulement continu et c'est une machine tournante thermodynamique.

I. 2. Historique de la turbine à gaz

La turbine à gaz a été inventée en 1791 par le Britannique John Barber. Sa supériorité technique et économique par rapport aux machines à vapeur à piston a été reconnue dès le 19e siècle. Toutefois l'insuffisance des connaissances sur les matériaux interdisaient à l'époque de concrétiser les espoirs placés en elle. Il a en effet fallu attendre 1904 pour que Franz Stolze développe à Berlin une turbine à gaz capable de fonctionner, mais ne délivrant encore aucune puissance utile [4]

I. 3. Définition de la turbine à gaz

C'est une machine qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique. Elle est composée d'un ou plusieurs compresseurs rotatifs, de dispositifs thermiques pour chauffer le combustible (chambre de combustion), une ou plusieurs turbines, système de contrôle et autres équipements auxiliaires essentiels, voir (ANNEXE A). Tout échangeur (sauf l'échangeur de récupération de chaleur) installé dans le circuit du combustible principal est considéré comme étant partie de la turbine à gaz. [2]

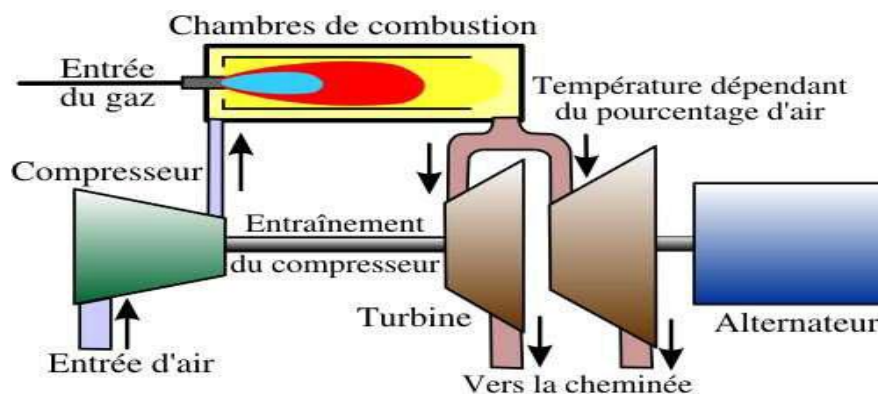


Figure I.1 : schéma principale de la turbine à gaz. [2]

I. 4. Les éléments principaux de la turbine à gaz

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

- un compresseur, centrifuge ou axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars.
- une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

Sous cette forme, la turbine à gaz constitue un moteur à combustion interne à flux continu. On notera que le travail de Compression représente environ 60% C du travail de détente. Le terme de turbine à gaz provient de l'état du fluide de travail, qui reste toujours gazeux, et non du combustible utilisé, qui Peut-être aussi bien gazeux que liquide.

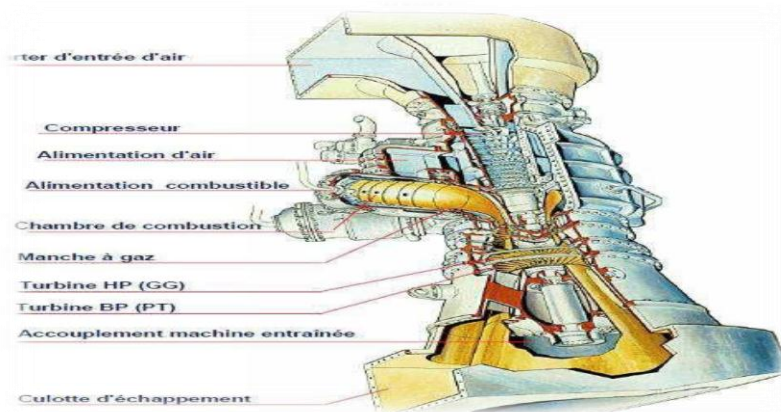


Figure I.2 Vue de la turbine à gaz. [1]

I.5. 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. [1]

I.6. Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées comme nous montre le schéma ci-dessous :

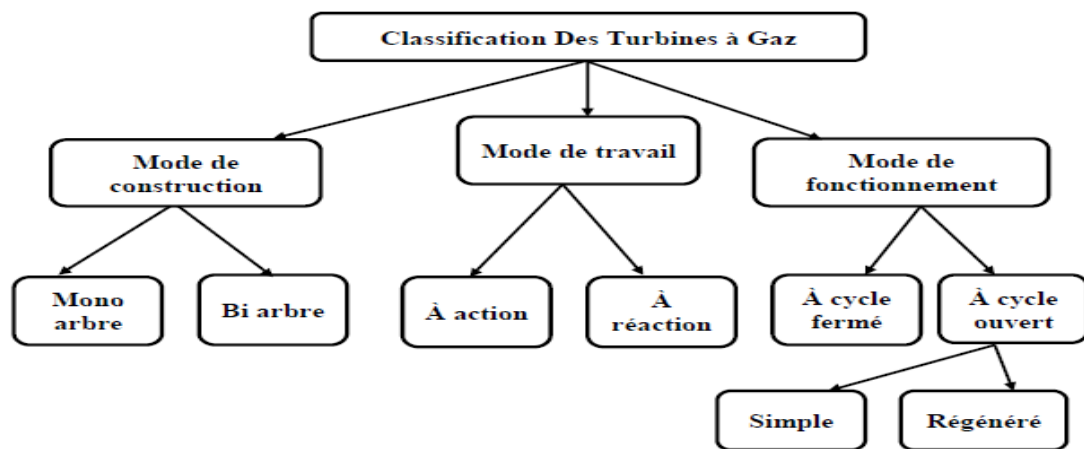


Figure I.3: Schéma de la classification des turbines à gaz. [3]

I.6.1. D'après le mode de construction

L'objectif pour lequel on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre** mais aussi les turbines à deux arbres dites aussi **bi-arbres**.

a. Turbine-mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet à l'ensemble de tourner à la même vitesse. Ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité. La figure I.4 ci-dessous illustre Schéma de Développement de turbine mono arbre. [3]

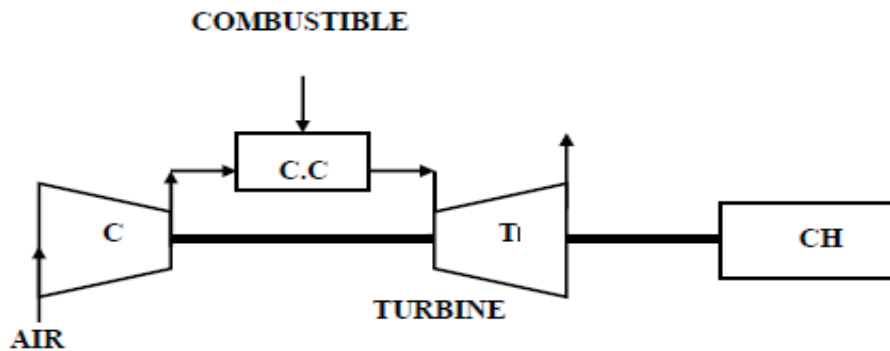


Figure I.4 : Schéma de Développement de turbine mono arbre. [3]

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. Le but des roues turbines 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. La figure ci-dessous illustre Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre. [3]

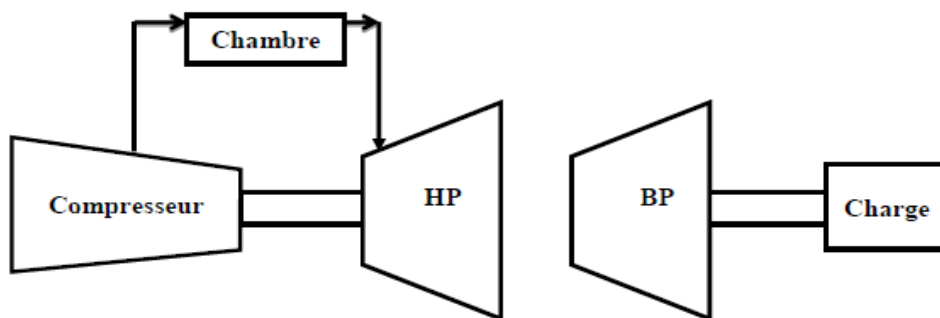


Figure I. 5 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre. [3]

I. 6. 2. D'après le mode de travail

- Turbine à action** Ou l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice.
- Turbine à réaction** une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

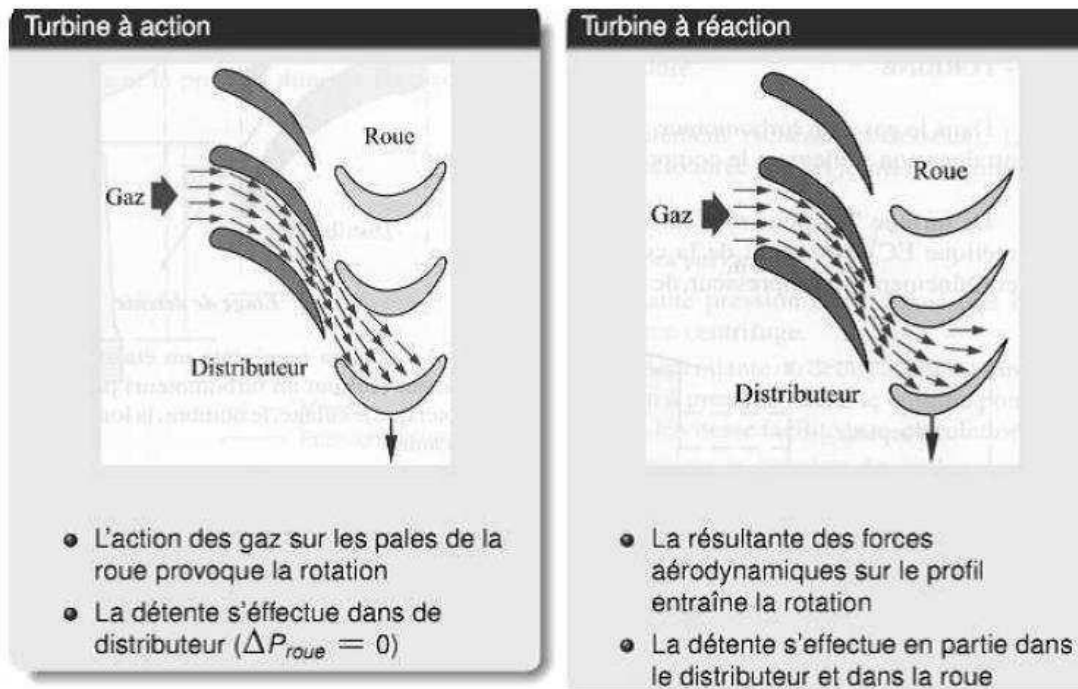


Figure I.6 : Schéma d'une turbine à action et à réaction. [1]

I.6.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- a) **Turbine à gaz à cycle fermé** : Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

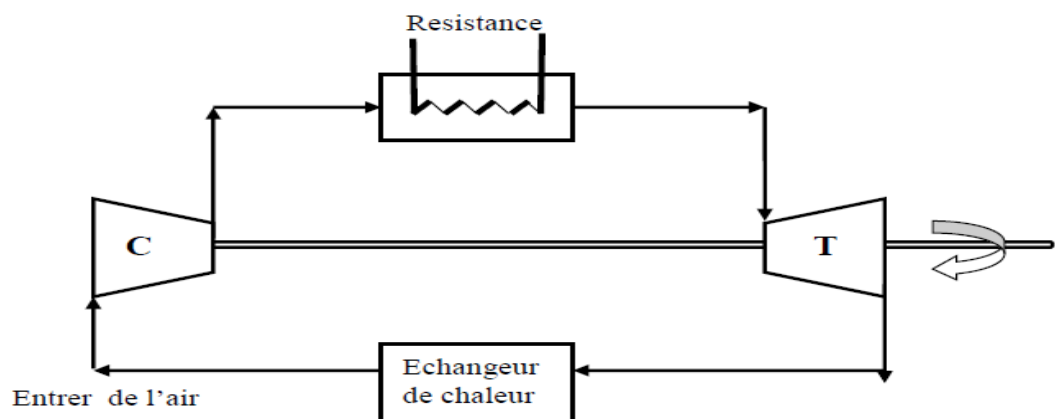


Figure I.7 : Cycle irréversible fermé. [3]

b) Turbine à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- **Turbine à cycle simple** : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique qui est perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation

I.7. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- ✓ elle extrait de l'air du milieu environnant.
- ✓ elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur.
- ✓ elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- ✓ elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre.
- ✓ ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie 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.

I. 8. 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.

I. 9. Avantages et Inconvénients

✚ Les avantages

- ✓ puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu.
- ✓ simplicité apparente de construction et équilibrage.
- ✓ pollution limitée en NOx du fait de l'excès d'air et de la température limitée,
- ✓ aptitude à la récupération de chaleur.
- ✓ longévité en marche stationnaire.
- ✓ aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité.

✚ Les inconvénients

La turbine à gaz présente de sévères limitations dues aux contraintes techniques de sa réalisation. Ces principales limites sont les suivantes :

- ✓ taux de compression limité par le nombre d'étage de compression nécessaires.
- ✓ baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faible que le régime nominal.
- ✓ température de combustion limitée par la résistance mécanique de la turbine.
- ✓ chute importante du rendement à charge partielle en particulier pour les machines à simple arbre.
- ✓ coût d'usinage des aubages élevé notamment de la turbine.
- ✓ Inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents et peu progressifs.

Partie II. Méthodes de calculs et discussion des résultats

II. 1. Introduction

Dans ce chapitre nous avons abordés un calcul thermodynamique à différentes températures (hiver et été) qui nous permis d'évaluer les performances de la turbine à gaz de type SULZER S1 utilisant la méthode de P. Chambadal.

II.2. Cycle idéal de Baryton

Le cycle de Baryton pour la turbine à gaz est un cycle à pression constante, C'est-à-dire que la combustion et l'échappement se font sous pression constante, pour un cycle simple de turbine à gaz, la puissance est disponible de façon continue.

Les différentes étapes du cycle de Baryton sont indiquées sur la figure (II.1) :

Au point (1), l'air entre dans le compresseur, pour sortir à haute pression au point (2), il est ensuite mélangé au combustible dans la chambre de combustion, les gaz chauds continuent à s'écouler vers le point (3) et dans la turbine ces gaz sont détendus jusqu'à la pression atmosphérique au point (4). la turbine produit la puissance mécanique pour entrainer le compresseur axial et la charge.

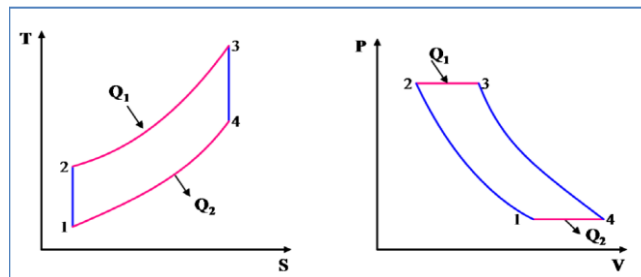


Figure II.1. Cycle théorique de la turbine.

Dans le cycle visualisé dans la figure (II.1), les 4 points correspondent aux mêmes décrits auparavant :

- 1-2: Compression isentropique dans le compresseur.
- 2-3: Apport de chaleur à pression constante (isobarique) dans la chambre de combustion.
- 3-4: Détente isentropique dans la turbine (HP et BP).
- 4-1: Echappement dans l'atmosphère (refroidissement isobarique).

II. 3. Equations énergétiques

Pour le calcul du travail, puissance et le rendement on va utiliser quelques équations et quelques hypothèses :

- Pour un gaz parfait, la pression, le volume et la température sont reliés par la relation :

$$PV = n R T \quad (\text{II.1})$$

Avec :

P: Pression [bars]

V: Volume [m^3]

n: nombre de mole [mole]

R: constante d'un gaz parfait [J/kg.k]

T: Température [k]

$$C_{pa} = aT^4 - bT^3 + cT^2 - dT + e \quad (\text{II.2})$$

Avec $a = 1,9327 \cdot 10^{-10}$

$$b = 7,9999 \cdot 10^{-7}$$

$$c = 1,1407 \cdot 10^{-3}$$

$$d = 4,4890 \cdot 10^{-1}$$

$$e = 1,0575 \cdot 10^3$$

$$C_{pa}(T_i, T_j) = \frac{C_p(T_i) + C_p(T_j)}{2} \quad \text{kJ/kg.K} \quad (\text{II.3})$$

D'après le premier principe de la thermodynamique on a :

$$Q + W = \Delta H + \Delta E_p + \Delta E_C \quad (\text{II.4})$$

Où : W : Le travail de compresseur [kJ/kg]

Q : La quantité de chaleur [kJ/kg]

ΔH : L'enthalpie [kJ/kg]

E_p : Énergie potentielle [J]

ΔE_C : Energie cinétique [J]

- En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, et en Considérant que la transformation dans le compresseur et la turbine est adiabatique $\Rightarrow Q=0$.

- L'air est assimilé à un gaz parfait

II.3.1. Le compresseur

On applique l'équation du premier principe entre l'entrée et la sortie en obtient :

$$W_{1-2} = C_p(2-1) \left((T_2 + \frac{v_2^2}{2}) - (T_1 + \frac{v_1^2}{2}) \right)$$

Avec $v_1 \approx v_2$

$$W_{1-2} = h_2 - h_1 = C_p(2-1)(T_2 - T_1) \tag{II.5}$$

Avec : $h = C_p (2-1)T$

$W_{1-2} = W_c$: le travail massique d'air suivant l'isentropie (1-2). [kJ/kg]

h_1 : enthalpie a l'entrée de compresseur [kJ/kg]

h_2 : enthalpie a la sortie de compresseur [kJ/kg]

$C_p(2-1)$: chaleur spécifique de l'air à pression constante [kJ/kg.k]

T_1 : Température à l'entrer de compresseur [k]

T_2 : Température à la sortie de compresseur [k]

En introduisant la relation isentropique $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ (II.6)

Le taux de compression : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$ et $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$

P_1 : pression à l'entrée de compresseur (atmosphérique) [bars]

P_2 : pression à la sortie de compresseur [bars]

Donc la puissance absorbée par le compresseur est P_2 : pression à la sortie de compresseur [bars]

Donc la puissance absorbée par le compresseur est :

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m} a W_{1-2} = \dot{m} a (h_2 - h_1) \tag{II.7}$$

$\dot{m} a$: Le débit massique d'air [kg/s]

\dot{W}_{1-2} : La puissance de compresseur [MW]

II.3.2 La chambre de combustion

Dans la chambre de combustion, il n'ya pas de travail, donc la chaleur Q_{2-3} fournie par la combustion est la suivante :

$$Q_{2-3} = h_3 - h_2 = C_p(2-3) \tag{II. 8}$$

II. 3.3 La turbine

En raisonnant de la même manière que pour le compresseur (détente adiabatique, avec un gaz parfait) nous obtenons :

$$W_{Thp} = W_{3-4} = (h_3 - h_4) \quad (II.9)$$

$$W_{Tbp} = W_{4-5} = (h_4 - h_5) \quad (II.10)$$

$W_{3-4} = W_{thp}$: le travail de la turbine HP [kJ/kg]

h_4 : l'enthalpie à la sortie de la turbine haute pression [kJ/kg]

$W_{4-5} = W_{tbp}$: Le travail de la turbine BP [kJ/kg]

h_5 : l'enthalpie de la sortie de la turbine basse pression (échappement) [kJ/kg]

on a une combustion complète dans la chambre de combustion donc on a :

Le taux de détente :

P_3 : la pression à la sortie de la chambre de combustion [bars]

P_4 : la pression à la sortie de turbine haut pression [bars]

La puissance fournie par la détente :

$$\dot{w}_{3-4} = \dot{m}_{3-4} w_{3-4} = \dot{m}_{3-4} (h_3 - h_4) \quad (II.11)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_{1-2} \quad (II.12)$$

Avec

\dot{W}_{4-3} : La puissance de la turbine HP [kW]

(\dot{m}_g) : Débit du gaz [m³/s]

(\dot{m}_f) : Débit du fuel [m³/s]

Le travail utile est donné par la relation suivant :

$$W_u = W_t - W_c = C_p{}_{3-4}(T_3 - T_4) - C_p{}_{1-2}(T_2 - T_1)$$

$C_p{}_{3-4}$: la chaleur spécifique de gaz a pression constante [kJ/kg.k]

$\dot{W}_u = \dot{W}_t - \dot{W}_c$: La puissance utile est donnée par la relation suivante :

II.4. Cycle réel de Baryton

Les cycles réels diffèrent par l'incorporation des irréversibilités dans les transformations réelles. La compression et la détente sont pratiquement adiabatiques et irréversibles, ce qui augmente la puissance du compresseur et réduit celle de la

turbine. Il en résulte une augmentation de la température de sorties du compresseur et de la turbine. Ainsi, la puissance engendrée par la turbine sera inférieure à celle du cycle idéal, alors que celle requise par le compresseur sera supérieur

II.4.1 Représentation du cycle réel de Brayton

La turbine à gaz MS5002C fonctionne selon le cycle thermodynamique de joule comme il est représenté sur la figure (II.2) :

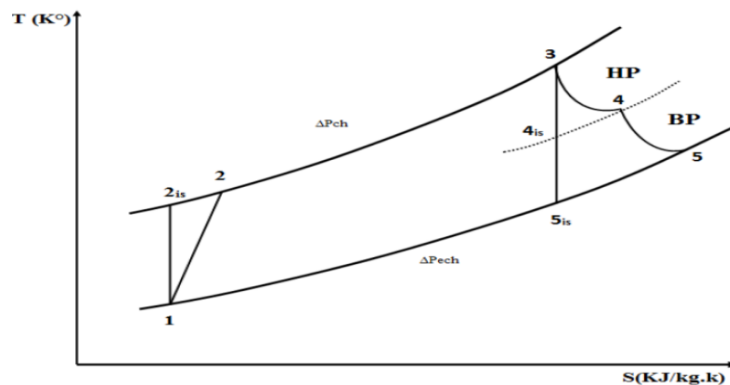


Figure II.2. Cycle réel d'une turbine à gaz MS5002C [13]

- le segment (1-2) représente une compression réelle avec une température T_2 supérieure à T_{2is} qu'aurait donnée une compression isentropique.
- le segment (2-3) représente la combustion qui se fait presque à une pression constante, une perte de charge ΔP_{ch} près dans la chambre de combustion.
- le segment (3-4) représente la détente de la turbine (HP) elle fait une dissipation d'énergie à travers les parois, la température T_4 est supérieure à T_{4is} qu'aurait donnée une détente isentropique.
- le segment (4-5) représente la détente de la turbine (BP), la température T_5 final de détente est supérieure à T_{5is} .
- la pression P_5 est légèrement supérieure à celle atmosphérique, qui pousse le gaz de combustion vers l'atmosphère (échappement).

II.5. Bilan énergétique de la turbine

II.5.1. Phase de compression

L'air est comprimé, dans le compresseur, de la pression P1 jusqu'à la pression de sortie P2.

La compression est accompagnée d'une élévation de température de T1 à T2.

Le processus réel est accompagné, des pertes, qui se traduisent par une augmentation d'entropie $\Delta S = S2-S1$

Donc pour la compression de P1 à P2, l'augmentation de la température à travers le compresseur est plus grande pour le cycle réel, et par conséquent le travail et la puissance absorbée sont plus importants que pour le cycle idéal

On appelle le rendement isentropique de compression η_{isc} , le rapport entre le travail changé dans une transformation isentropique et le travail réel.

$$\eta_{isc} = \frac{\text{Travail isentropique}}{\text{Travail réel}} = \frac{W_{is}}{W_{réel}} = \frac{C_{P1-2}(T_{2is}-T_1)}{C_{P1-2}(T_2-T_1)} = \frac{(T_{2is}-T_1)}{(T_2-T_1)} \quad (\text{II.15})$$

avec :

η_{isc} : Le rendement isentropique de compresseur axial [%]

W_{is} : Le travail isentropique de compresseur axial [kJ/kg]

$W_{réel}$: Le travail réel de compresseur [kJ/kg]

T_{2is} : Température isentropique à la sortie de compresseur [k]

Avec

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.16})$$

$$T_2 = \frac{T_{2is}-T_1}{\eta_{isc}} + T_1 \quad (\text{II.17})$$

II5.2. Phase de combustion

- bilan énergétique

La quantité de chaleur fournie à la chambre de combustion est :

$$Q_{2-3} = C_{p2-3}(T_3 - T_2) \quad (\text{II.18})$$

La puissance calorifique due à la combustion est la suivante :

$$Q_{2-3} = \dot{m}_{2-3} C_{p2-3} (T_3 - T_2) = (\dot{m}_{1-2} + m_f) C_{p2-3} (T_3 - T_2) \quad (\text{II.19})$$

II.5.3 Phase turbine

A l'entrée de la turbine :

$$P_3 = P_{2c} (1 - \lambda) \quad (\text{III.29})$$

$$P_{2c} = P_2 * \Delta P_{cc} \quad (\text{III.30})$$

Avec

P_{2c} : la pression à l'entrée de la chambre de combustion [bar]

ΔP_{cc} : Coefficient de pertes de pression dans le diffuseur [bar]

λ : Coefficient de pertes de pression dans la chambre de combustion

La détente des gaz brûlés dans la turbine, de la pression P_3 jusqu'à la pression de sortie P_4 est accompagnée d'une diminution de température de T_3 à T_4

$$W_{Thp} = W_{3-4} = \frac{W_c}{\eta_{mc}} \quad (\text{III. 31})$$

$$W_{Thp} = C_{p3-4} (T_3 - T_4) \quad (\text{III. 32})$$

$$\dot{W}_{Thp} = \dot{m}_{3-4} C_{p3-4} (T_3 - T_4) \quad (\text{III. 33})$$

$$\square_{isThp} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}} \quad (\text{III. 34})$$

$$T_4 = T_3 - \square_{isThp} (T_3 - T_{4is}) \quad (\text{III. 34})$$

T_4 : Température à la sortie de la turbine HP

$$T_{4is} = \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{III. 35})$$

A partir de bilan énergétique de générateur de gaz (compresseur axiale turbine) on a :

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{Thp} \square_{mc} = \frac{W_c}{\square_{mc}} \dot{m}_{1-2}$$

$$\dot{W}_{Thp} = \dot{m}_{1-2} \square_{mc} \dot{W}_{Thp}$$

$$\dot{m}_{1-2} \frac{W_c}{\square_{mc}} = \dot{m}_{1-2} \square_{mc} \dot{W}_{Thp}$$

$$\rightarrow W_c = \square_{mc} \dot{W}_{Thp} \square_{mc}$$

\square_{mc} : Rendement mécanique avec les pertes mécanique

$$W_c = C_P (1-2) (T_2 - T_1) \quad (\text{III.36})$$

$$\frac{W_c}{\square_{mc}} = \frac{1}{\square_{mc}} C_P (1-2) (T_2 - T_1) = \frac{1}{\square_{mc}} T_1 C_P a \left[\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - 1 \right]$$

$$P4 = \frac{P3}{\dots}$$

- Le travail et la puissance réelle fournie par la détente est :

$$W_{4-5} = W_{TBP} = C_{P4-5} [T4 - T5] \text{ (III.38)}$$

Avec

$$T5 = T4 - \eta_{isbp} (T4 - T5_{is})$$

$$\text{et } T5_{is} = T4 \left(\frac{P5}{P4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\dot{w}_{4-5} = (\dot{m}_{1-2} + \dot{m}_f) C_{P4-5} (T4 - T5)$$

II.6. Le rendement de l'installation

➤ le travail et la puissance réelle fournie par la détente est

$$W_{net} = W_{3-4} - W_{1-2} \text{ (III.42)}$$

La puissance nette, est définie comme la différence entre la puissance réelle fournie par la turbine, est celle réellement absorbée par le compresseur.

$$w_{net} = w_{4-3} - w_{1-2} \text{ (III.43)}$$

Le rendement thermique est défini comme étant le rapport entre la puissance nette fournie par la turbine et la quantité de chaleur fournie par la combustion.

$$\eta_{Th} = \frac{W_u}{\dot{Q}_{2-3}} \text{ (III.44)}$$

Avec

$$\dot{W}_u = (\dot{W}_{Thp} + \dot{W}_{Tbp}) - \dot{W}_c \text{ (III.45)}$$

➤ **Rendement effectif**

$$\eta_{eff} = \eta_{mc} \cdot \eta_{Th} \cdot \eta_{cc} \text{ (II. 46)}$$

II.7. Calcul de puissance et de rendement de la turbine à gaz

Donner technique de turbine à gaz monobloc SULZER S1

Point de fonctionnement à pleine charge du compresseur à gaz

a) Groupe d'alimentation

Pression atmosphérique	1.033 kg/cm ²	
Température entrée compresseur d'air	40 ° C	
Température sortie compresseur d'air	205 ° C	
Pression sortie compresseur d'air	4.4	kg/cm ²

Débit d'air	30 kg/s
Pouvoir calorifique inférieur du gaz	8250 kcal/m ³
Température des gaz chauds	730 ° C
Température de mélange	670 ° C
Nombre de tours	6900 tr/mn
Vitesse critique	2800 tr/mn
b) Turbine de puissance	
Température à la sortie	425 ° C
Pression à la sortie	1.068 kg.cm ⁻²
Puissance à l'accouplement	1985 kW
Nombre de tours	6215 tr/mn
Vitesse critique	3200 tr/mn

\dot{m}_{air} : Débit massique de l'air (Kg/s).

\dot{m}_g : Débit massique du gaz brûlés (Kg/s).

T_1 : température atmosphérique (°K).

T_2 : température de refoulement compresseur d'air (°K).

T_3 : température de la chambre de combustion (°K).

C_{pg} : Chaleur spécifique des gaz brûlés.

C_{pair} : Chaleur spécifique de l'air.

P_1 : Pression atmosphérique.

P_2 : Pression de sortie compresseur axial.

γ : Standard adiabatique.

➤ Le cycle thermodynamique

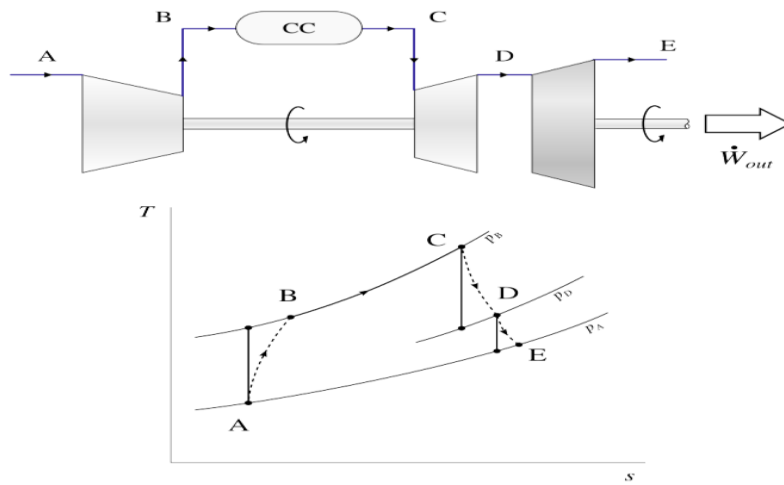


Figure II. 3. Moteur à turbine libre (turbomoteur).

- 1 à 2 : compression de l'air dans le compresseur.
- 2 à 3 : combustion à pression constante dans la chambre de combustion.
- 3 à 4 : détente des gaz brûlés dans la turbine de charge.
- 4 à 5 : détente des gaz brûlés dans la turbine de puissance.
- 5 à 1 : échappement des gaz vers l'atmosphère.

II.8. Données de calcul

Les paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz à $t=25^\circ\text{C}$ sont regroupés dans le tableau (III.2).

Tableau III.2 : les paramètres de fonctionnement

P1 (bar)	P2 (bar)	t₁ (°c)	t₂ (°c)	t_{cc1} (°c)	t_{cc2} (°c)	m_{air} (kg/s)	m_{gn} (kg/s)	PCI (kj/kg)	γ
		15				30	0.41	44727.54	1.4

II.8.1. Calcul de la capacité thermique

Bilan énergétique de chambre de combustion :

$$m_{\text{air}} \cdot H_{\text{air}} + m_{\text{gn}} \cdot \text{PCI} = m_{\text{g}} \cdot H_{\text{g}} \quad (\text{III.10})$$

$$m_{\text{air}} \cdot C_{\text{pair}} \cdot T_{\text{air}} + m_{\text{gn}} \cdot \text{PCI} = m_{\text{g}} \cdot C_{\text{pg}} \cdot T_{\text{g}} \quad (\text{III.11})$$

$$C_{pg} = \frac{m_{air} * C_{pair} * T_2 + m_{gn} * PCI}{(m_{air} + m_{gn}) * T_3} \quad (III.12)$$

On prend $T_3 \ll T_{cc}$ » comme température moyenne vu que les chambres de combustion n'ont pas la même température :

On a $T_{cc1} = \text{°C}$ et $T_{cc2} = \text{°C}$ alors $t_3 = \frac{T_{cc1} + T_{cc2}}{2} = C$

$$C_{pg} = \frac{1}{\gamma} * \frac{C_p}{R} * \frac{R}{C_p} = \frac{1}{\gamma} * \frac{C_p}{R} * \frac{R}{C_p}$$

$$C_{pg} = kJ/kgK$$

II.8.2. Le travail isentropique du compresseur est donné par :

$$W_{cis} = C_{p_{air}} * (t_{2is} - t_1) = C_p * t_1 (R - 1) \quad (III.13)$$

Avec $R = \left(\frac{P_{2is}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ (III.14)

$$t_{2is} = t_1 * R \quad (III.15)$$

$$t_{2is} = t_1 * \left(\frac{P_{2is}}{P_1}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = K$$

$$W_{cis} = C_{p_{air}} * (t_{2is} - t_1) \quad (III.16)$$

$$W_{cis} = -KJ$$

Ce travail calculé est un travail isentropique de compression. Si on tient compte du rendement isentropique qui est généralement compris entre 0.8 et 0.9, le travail de compression est : $W_c = \frac{W_{cis}}{\eta_{is}} = -KJ$ (III.17)

II.8.3. Calcul du travail de la turbine

$$W_c = -W_t \quad (III.18)$$

II.8.4 .Calcul de la température de refoulement de la turbine

$$W_c = -W_t = C_{pg} * (t_{4is} - t_3) \quad (III.19)$$

$$t_{4is} = t_3 - \frac{W_t}{C_{pg}} \quad (III.20)$$

Donc : $t_{4is} = \dots = K$

II.8.5. Calcul de la quantité de chaleur du chambre de combustion

$$Q_{cc} = m_{air} * C_{p_{air}} * (t_3 - t'_{2iso}) \quad (III.21)$$

$$D'où : t'_{2is} = t_1 + \frac{W_c}{m_{air} * C_{p_{air}}} \quad (III.22)$$

$$Donc : t'_{2is} = + \frac{1}{*1} = K$$

II.8.6. Calcul du travail utile

Nous prendrons la température des gaz chauds comme donné de calcul et est égal à **430.11°C**

$$W_u = m_g * C_{p_g} * (t_5 - t_4) \quad (III.23)$$

$$\begin{aligned} W_u &= 30.41 * 1.08 * () \\ &= m_{air} * C_{p_{air}} * (t_3 - t_{2iso}) = KJ/s \end{aligned}$$

II.8.7. Calcul du travail utile

Nous prendrons la température des gaz chauds comme donné de calcul et est égal à **430.11°C**

$$W_u = m_g * C_{p_g} * (t_5 - t_4) \quad (III.23)$$

$$W_u = 30.41 * 1.08 * (-111.68)$$

II.8.8. Calcul du rendement

$$\eta_t = \frac{|W_u|}{Q_{cc}} = \frac{.8}{.8} = (III.24)$$

La méthode décrite et résumé dans l'organigramme de la figure (II. 4)

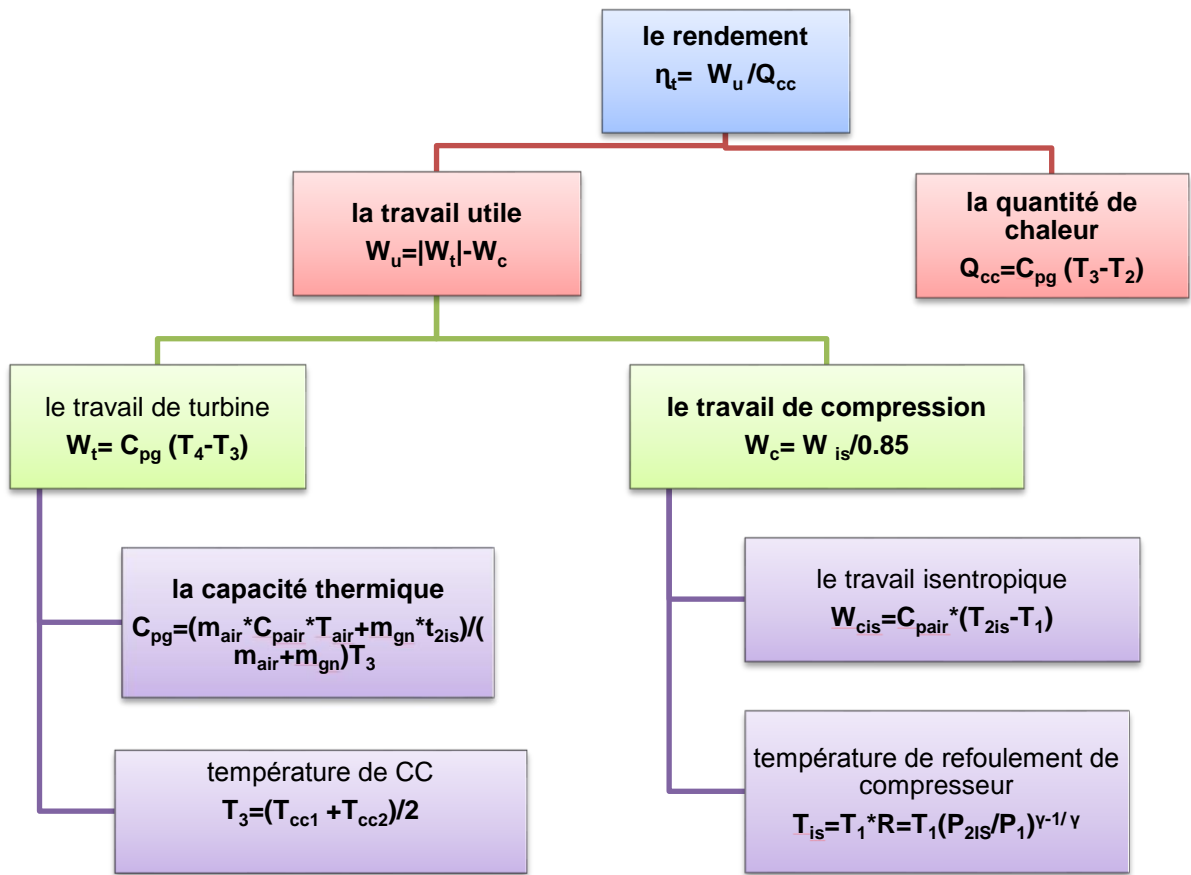


Figure II. 4. L'organigramme de calcul du rendement de turbine à gaz utilisant la méthode de Chambadal.

II.9. Résultat de calcul du rendement de turbine à gaz à différente température

Le tableau (III. 1) présente les résultats de calcul de rendement de la turbine à gaz en fonction de la température dans un intervalle de 20 à 44°C.

T(°C)	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44
ηt (%)	29.60	29.10	28.36	27.55	26.58	25.53	24.23	22.77	21.24	19.62	18.00	16.10	14.28

Tableau (III.1) : Le rendement de la turbine à gaz en fonction de la température dans un intervalle de 20 à 44°C.

Partie II. Méthodes de calcul et discussion des résultats

D'après ce tableau, on observe bien que le rendement est influencé par la variation de la température de milieu extérieure car ce dernier influe directement sur le travail utile de la turbine à gaz. On constate que le rendement a une valeur de 29.6% à une température de 20°C et une valeur de 14.28% à une température de 44°C.

Pour bien interpréter les résultats du tableau (III. 1), on a présenté dans la figure la variation du rendement en fonction de la température.

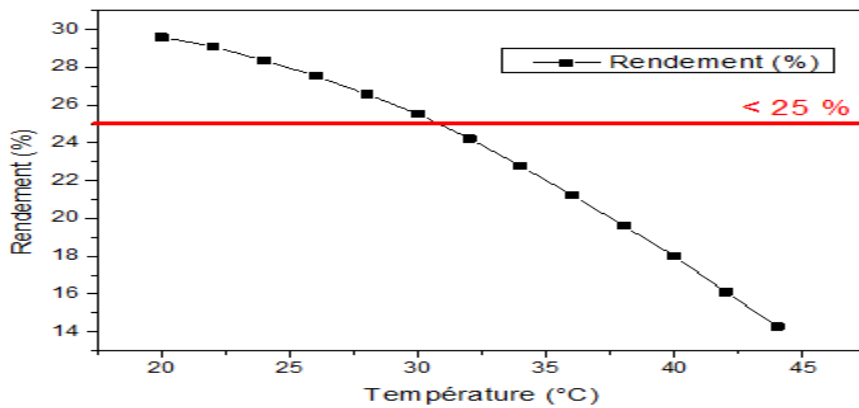


Figure II.5 : Représentation graphique de la variation de rendement en fonction de la température.

A partir des résultats de graphe de la figure (III. 1), on observe que le rendement de la turbine à gaz a une diminution dans le rendement de turbine lors de l'augmentation de la température de l'air ambiant de 20 à 44°C. On constate aussi que le rendement à une température de 30°C est de 25.53%.

Sachant que le rendement recommandé pour un bon fonctionnement de turbine à gaz doit être supérieur à 25 % donc à partir de la figure (III. 1), on recommande de travailler avec des températures inférieures à 30°C.

Conclusion Générale

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...). Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance, les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

L'objectif de ce travail consiste à étudier la variation du rendement de turbine à gaz lors de la variation de température dans un intervalle de 20 à 45°C par un pas de 2°C. Afin de protéger le turbocompresseur pour qu'il puisse travailler en performance maximale.

Tout d'abord une étude thermodynamique de turbine à gaz a été réalisée. Puis on a effectué nos calcul de rendement par la méthode de Chambadal sur des turbines 430/6203 A/B/C du complexe GP2/Z comme un exemple d'application.

L'étude thermodynamique des turbines à gaz 430/6201A/B/C réalisée montre que la performance de ces turbines dépend sensiblement des conditions d'exploitation, notamment la température ambiante où elle demeure la cause principale de la chute du rendement.

Suivant les résultats de calcul, on constate que l'augmentation de la température de 20°C à une valeur de 44°C a causé la diminution de la puissance utile de 152.28 à 73.01 KJ/Kg avec un écart de 55% qui provoque le décroissement du rendement thermique de la turbine à gaz (430/6201/A/B/C) de 29,6 % à 13.3% avec un écart de 52%. Sachant que le rendement recommandé ne doit pas être inférieur à 25 % donc on recommande de travailler avec des températures inférieures à 30°C.

Comme perspectives on envisage de faire un programme informatique pour suivre le rendement de turbine à gaz à chaque température lors de leur fonctionnement. Poser les turbines à gaz dans un milieu isolé à température entre 25 et 30°C pour ne pas être influencé par le milieu extérieur.

Références

- [1] METALLAOUI NASSIM, Thème : étude thermodynamique de la turbine à gaz MS7001EA au niveau du complexe GNL1K de Skikda, Spécialité : Energétique et environnement, Domaine : sciences et technologie, Filière : Génie mécanique, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA, Année : 2016/2017.
- [2] TAMIMOUNT AMINE, Thème: Effet de la variation des paramètres économiques sur la rentabilité des turbines à gaz et des cycles combinés, Spécialité : Conversion d'énergie, Master en génie mécanique, UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA DE BOUMERDES, Promotion : 2016/2017.
- [3] BEY SAID et YAZAG SAMIR, Thème: AMELLORATION DES PERFORMENCES D'UNE TURBINE A GAZ M.S5002C PAR PRECHAUFFAGE, UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI-OUZOU, Promotion : 2016/2017.
- [4] BOUCHEBOUT SAID et DEFFAS CHEMSEDDINE, Thème: analyse 4 E (énergie- exergie - économique- environnementale) d'une centrale a turbine a gaz, option : énergétique, université seddik benyahia de jijel, promotion : 2018/2019.