

UNIVERSITE BLIDA 1
Faculté de Technologie
Département de Mécanique



MEMOIRE DE MASTER
En GENIE MECANIQUE

Option : Installation Energétique et Turbomachine

THÈME :

**L'impact de l'excès de température au niveau de la chambre
de la combustion sur les performances de la
Turbine à gaz**

Réalisé par

IBNAISSA SAID

REHAOUI ABDERREZAK

Encadré par

Dr. KEBOUR OMAR

Juin 2024

Remerciements

Nous remercions ALLAH de nous avoir donné la santé et le courage afin de pouvoir réussir ce travail. Ce travail est l'aboutissement d'un long cheminement au cours duquel nous avons bénéficié d'encadrement, des encouragements et du soutien de plusieurs personnes, à qui nous tenons à dire profondément et sincèrement merci.

Nous exprimons notre grande gratitude à notre encadreur Dr.Kebour omar, d'avoir accepté de nous encadrer durant notre travail et pour ses précieux conseils et ses orientations.

Nous tenons à remercier également Mr. Azzieze hamza, qui ont voulu nous apporter leur aide en nous faisant part de leur propre expérience.

Nous remercions également tous les membres du jury pour nous avoir honorés par leur présence et pour avoir accepté d'évaluer notre travail.

Dédicace

Je dédie ce travail

A mes chers parents,

Qui ont sacrifié leur vie pour ma réussite et m'ont éclairé le chemin par leur conseils judicieux, j'espère un jour, je pourrai leurs rendre un peu de ce qu'ils ont fait pour moi, que dieu leur prête bonheur et longue vie,

mon cher frère chakib, ma mère et mon père,

A tout ma famille,

A tous ceux qui sont chers,

A mes chers amis,

Une dédicace spéciale à mon binôme Abderrezak,

Pour tous les moments inoubliables que nous avons vécus ensemble,

IBNAISSA SAID.

Dédicace

Je dédie ce travail

A mes très chers parents, source de vie, d'amour et d'affection,

Qui n'ont jamais cessé, de formuler des prières à mon égard, de me soutenir et de m'épauler pour que je puisse atteindre mes objectifs.

A mes cher frères,

A ma chère sœur,

Pour ses soutiens moral et leurs conseils précieux tout au long de mes études.

A mes chères amies, set Collègues , Pour leurs aides et supports dans les moments difficiles.

A Said, cher ami avant d'être binôme, Pour sa entente et sa sympathie. A vous cher lecteur,

REHAOUI ABDERREZAK.

Résumé

Dans les années passées la demande de l'énergie augmente par une manière très élevée surtout dans le domaine de l'industrie comme la pétrochimie il y a une machine qui est utilisée à la production de l'énergie électrique ou mécanique dans ce domaine est la turbine à gaz. Elle joue un rôle important dans les systèmes de production de puissance et les centrales de production de gaz. Bien que les nombreux avantages de cet équipement, sa haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant qui change considérablement entre les saisons et entre le jour et la nuit.

Dans ce travail, nous avons réalisé une étude thermodynamique des performances d'une turbine à gaz en fonction des saisons, en comparant les conditions estivales (température moyenne de 30°C) et hivernales (température moyenne de 0°C). L'objectif de cette étude est d'évaluer l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine.

Mots clés : Turbines à gaz, Rendement global, Consommation spécifique, Cycle de Brayton, Température ambiante, Efficacité énergétique, Gestion des centrales, Durabilité énergétique, Réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Abstract

In the past years, the demand for energy increases in a very high manner especially in the field of industry such as petrochemicals there is a machine, which is used for the production of electrical or mechanical energy in this field is the gas turbine. It plays an important role in power generation systems and gas production plants. Although the many advantages of this equipment, its high sensitivities to the influence of variation in ambient air temperature which changes considerably between seasons and between day and night.

In this work, we carried out a thermodynamic study of the performance of a gas turbine depending on the seasons, comparing summer (average temperature of 30°C) and winter (average temperature of 0°C) conditions. The objective of this study is to evaluate the influence of ambient temperature on turbine performance.

Keywords : Gas turbines, Overall efficiency, Specific consumption, Brayton cycle, Ambient temperature, Energy efficiency, Power plant management, Energy sustainability, Reduction of greenhouse gas emissions.

arabtext

QJ. È@ÉÎDÓÈ@Ix. -é»ðY g.-KQ ÓÉ¼ÎD? .È@ È@ P I K AÜ
Ï@H@ñ J? È@-

Nomenclature

Lettres majuscules	Signification	Unité
Csc	Consommation spécifique	Kg / kWh
Cp	Chaleur spécifique à pression constante	KJ / KgK
Cv	Chaleur spécifique à volume constant	KJ / KgK
K	Coefficient polytropique	-
M	Nombre de Mach	-
Mm	Masse molaire	g / mol
P	Pression	bar
P	Puissance calorifique	Watt
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	KJ / KgK
S	Section	M
T	Température	°K
Tt	Température totale	°K
V	Vitesse	m / s
W	Travail	KJ / Kg
H	Enthalpie	KJ / kg
	Débit massique	Kg / s
	Constante du mélange gazeux	J / KgK

Table des matières

Table des figures	12
Liste des tableaux	13
I Introduction générale	15
II Méthodologie	17
II.1 Méthodes de collecte des données	17
II.1.1 Sélection des périodes d'étude	17
II.1.2 Instrumentation et capteurs	17
II.1.3 Collecte des données	17
II.2 Approches de calcul des performances	18
II.2.1 Calcul des rendements et des performances	18
II.2.2 Utilisation du logiciel ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)	18
II.2.3 Analyse comparative	18
II.3 Évaluation de l'impact de la température	18
II.3.1 Analyse de la corrélation	18
II.3.2 Étude comparative saisonnière	18
II.4 Développement de recommandations	19
II.4.1 Synthèse des résultats	19
II.4.2 Proposition d'optimisations	19
II.5 Documentation et rapport	19
III Description de la turbine à gaz	21
III.1 Historique de la central à gaz	21
III.2 Description de la turbine à gaz	21
III.3 Les composants clés de la turbine à gaz	22
III.4 Classification des turbines à gaz	23

III.4.1	Selon le mode de construction	23
III.4.1.a	Turbine mono-arbre	23
III.4.1.b	Turbine bi-arbre	23
III.4.2	Selon le mode de travail	24
III.4.3	Selon le mode de fonctionnement thermodynamique	25
III.5	Les diverses centrales électriques	25
III.5.1	Centrales électriques à cycle simple	25
III.5.2	Centrales électriques à cycle combiné	25
III.5.3	Centrales de cogénération	25
III.6	Principe de fonctionnement	25
III.7	Domaines d'application	26
III.8	Avantages et Inconvénients	26
III.8.1	Les avantages	26
III.8.2	Les inconvénients	26
III.9	Paramètres influants sur les performances de la turbine à gaz	26
III.9.1	Introduction	26
III.9.2	Facteurs extérieurs	27
III.9.2.a	La température ambiante	27
III.9.2.b	La pression atmosphérique	27
III.9.2.c	Humidité Relative	27
III.9.3	Facteurs intérieurs	27
III.9.3.a	Chutes de pression dans la section d'admission	27
III.9.3.b	Chutes de pression dans la section d'échappement	28
III.9.3.c	Type de combustible	28
IV	Etude de cas (Centrale de Boufarik)	29
IV.1	Présentation de la société détenant la centrale de Boufarik	29
IV.1.1	Présentation de la centrale de Boufarik	30
IV.2	Calcul des performances de la turbine à gaz	30
IV.3	Concept Thermodynamique	31

IV.3.1	Cycle thermodynamique principal	31
IV.3.1.a	Cycle de Brayton	31
IV.3.2	Rendement thermique	31
IV.3.3	Échanges thermiques	31
IV.3.4	Gaz parfaits	32
IV.3.5	Relation travail-chaleur	32
IV.4	Calculs des performances	32
IV.4.1	Calculs des paramètres Aout 2023	32
IV.4.1.a	Le diffuseur	32
IV.4.1.b	Le compresseur	34
IV.4.1.c	La chambre de combustion	36
IV.4.1.d	La turbine	38
IV.4.2	Calculs des paramètres pour le mois d'avril 2023	40
IV.4.2.a	Le diffuseur	40
IV.4.2.b	Le compresseur	40
IV.4.2.c	La chambre de combustion	41
IV.4.2.d	La turbine	41
IV.4.3	Calculs des Performances avec EES :	42
IV.4.3.a	Calculs des paramètres avril 2023 :	42
IV.4.3.b	Calculs des paramètres Aout 2023 :	44
IV.5	Résultat et discussion	47
IV.5.1	Le rendement global	47
IV.5.2	La consommation spécifique	48
IV.5.3	rendement de Brayton	49
IV.5.3.a	Compression isentropique (réversible adiabatique) :	50
IV.5.3.b	Combustion isobare :	50
IV.5.3.c	Expansion isentropique :	50
IV.5.3.d	Refroidissement isobare :	50
IV.5.3.e	Calcul du Rendement Thermodynamique :	50

IV.5.3.f	calcul relatif à une journée d'Aout	50
IV.5.3.g	calcul relatif à une journée d'Avril	51
IV.6	Ordinogramme	52
V	Conclusion générale	53
	Bibliographie	55

Table des figures

III.1	Schéma de la turbine à gaz	22
III.2	Classification des turbines à gaz	23
III.3	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre	24
III.4	Schéma d'une turbine à bi-arbre	24
IV.1	Schéma synoptique de centrale de Boufarik	30
IV.2	Résultats obtenus relatifs au mois d'avril	43
IV.3	Résultats obtenus relatifs au mois d'aout	45
IV.4	Evolution du rendement globale par rapport à la température	48
IV.5	Evolution de la consommation spécifique par rapport à la température	48
IV.6	Evolution du rendement journalier	51
IV.7	Diagramme illustrant l'effet de la température sur la production et le rendement. . .	52

Liste des tableaux

IV.1	tableau des paramètres du compresseur	34
IV.2	Tableau des paramètres chambre de combustion	36
IV.3	Table des paramètres de la turbine	38
IV.4	Tableau des paramètres	47

IV.5 calcul relatif à une journée d'Aout	50
IV.6 calcul relatif à une journée d'Avril	51

Introduction générale

Les turbines à gaz sont des acteurs majeurs dans un large éventail d'applications industrielles et de production d'énergie mécanique. Ces moteurs à combustion interne captent l'air ambiant, le compriment et le transforment en énergie mécanique, créant ainsi des machines autonomes à flux continu, véritables joyaux de la thermodynamique rotative. L'histoire de la turbine à gaz remonte à des siècles, avec des jalons qui ont évolué au fil du temps. Tout a commencé en 1629 avec Giovanni Branca, un ingénieur italien qui a breveté la première machine à vapeur. Cette machine utilisait un jet dirigé vers une roue horizontale pour actionner un système d'engrenage, marquant ainsi les prémices de la technologie qui allait évoluer vers la turbine. Au cours des années qui ont suivi, des mathématiciens ont contribué à perfectionner cette technologie, mais ce n'est qu'au début du XIXe siècle que Claude Bourdin, un professeur français, a réalisé plusieurs installations de machines hydrauliques qu'il a nommées "turbines", un terme dérivé du latin "turbine", signifiant "qui tourne". Cependant, ce n'est qu'en 1830 que Benoît Fourneyron, élève de Bourdin, a réussi à améliorer la conception de son professeur et à installer une turbine industrielle puissante. Les turbines à gaz ont commencé à prendre forme à la fin du XIXe siècle et au début du XXe siècle. La première turbine à gaz capable de fournir du travail a été construite en 1903 par l'ingénieur mécanicien Elling en Norvège. En 1910, Henri Coanda, un autre ingénieur mécanicien, a essayé un avion propulsé par une turbine à gaz élémentaire, mais ce n'est qu'en 1930 que l'idée de turbine à gaz a été véritablement présentée dans plusieurs pays, dont les États-Unis, la France, la Grande-Bretagne, l'Italie et l'Allemagne. Des contributions majeures ont été apportées par des inventeurs tels que Secundo Compini, qui a construit un turbopropulseur en 1940, et Frank Whittle d'Angleterre, à qui l'on attribue généralement la création pratique de la turbine à gaz moderne en 1937. Ces développements ont jeté les bases de la technologie des turbines à gaz que nous connaissons aujourd'hui.

L'objectif de ce travail est d'évaluer les performances d'une turbine à gaz, en se concentrant particulièrement sur les rendements dans différents compartiments de la centrale en fonction de la température. Pour cela, une étude comparative sera menée entre les saisons hivernale et estivale. Nous collecterons des données de performance de la turbine à gaz en fonctionnement durant ces deux saisons, en mesurant et en enregistrant les

températures ambiantes ainsi que celles à l'intérieur des différents compartiments de la centrale. L'analyse des rendements énergétiques permettra de comprendre les variations de performance induites par les fluctuations de température saisonnières. Cette évaluation comparative nous aidera à identifier les compartiments de la centrale les plus sensibles aux variations de température et à développer des recommandations pour optimiser le fonctionnement de la turbine à gaz, maximisant ainsi les rendements énergétiques tout au long de l'année. En définitive, cette étude vise à fournir des aperçu précieux pour améliorer l'efficacité opérationnelle des turbines à gaz en tenant compte des variations saisonnières de température.

Méthodologie

Pour atteindre l'objectif de notre étude, nous avons suivi les étapes méthodologiques suivantes :

II.1 Méthodes de collecte des données

II.1.1 Sélection des périodes d'étude

- Définir les périodes représentatives des saisons hivernale et estivale.

II.1.2 Instrumentation et capteurs

- Installer des capteurs de température et de performance dans les compartiments clés de la centrale.
- Assurer l'étalonnage et la vérification des capteurs avant la collecte des données.

II.1.3 Collecte des données

- Enregistrer les données de température ambiante et interne de la centrale de façon continue ou à intervalles réguliers durant les périodes définies.
- Collecter les données de performance de la turbine à gaz, tels que les rendements énergétiques, la consommation de carburant, et la production d'énergie.
- Pour assurer la fiabilité des données, les paramètres de test doivent être stables avant et pendant les mesures. Cela signifie que la turbine doit fonctionner à des conditions d'état stationnaire pendant une période définie avant de commencer l'enregistrement des données (annexe 1 : tableau de exigences de stabilité pour les paramètres de test)..
- Les données employées dans cette étude proviennent essentiellement des procès-verbaux de la société « Sonelgaz », l'unique fournisseur d'électricité en Algérie. Ces documents proviennent du logiciel ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES) qui contient

des informations détaillées sur les performances des turbines à gaz (voir annexe 2 :tableaux de pv calcule).

II.2 Approches de calcul des performances

II.2.1 Calcul des rendements et des performances

- Utiliser les formules standard pour calculer les rendements énergétiques de la turbine à gaz à partir des données collectées.
- Calculer les rendements pour chaque compartiment de la centrale.

II.2.2 Utilisation du logiciel ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)

- Entrer les mêmes conditions et paramètres de fonctionnement dans le logiciel (EES) pour obtenir les rendements et autres paramètres de performance calculés par le logiciel.

II.2.3 Analyse comparative

- Comparer les rendements obtenus durant les saisons hivernale et estivale pour identifier les variations de performance.

II.3 Évaluation de l'impact de la température

II.3.1 Analyse de la corrélation

- Identifier les compartiments dont la performance est la plus affectée par les variations de température.

II.3.2 Étude comparative saisonnière

- Comparer les résultats obtenus pour les deux saisons afin de déterminer les différences clés de performance
- Identifier les périodes critiques où la température a un impact significatif sur les rendements et comparer ces impacts avec les prévisions du logiciel ENGINEERING EQUATION

SOLVER (EES)

II.4 Développement de recommandations

II.4.1 Synthèse des résultats

- Rassembler et synthétiser les données et analyses pour obtenir une vue d'ensemble des impacts de la température sur les performances de la turbine à gaz, en intégrant les comparaisons avec le logiciel(EES).

II.4.2 Proposition d'optimisations

- Développer des recommandations pour optimiser le fonctionnement de la turbine à gaz en fonction des conditions saisonnières.
- Proposer des ajustements opérationnels ou des améliorations techniques pour minimiser les impacts négatifs des variations de température.

II.5 Documentation et rapport

Composition du Gaz Utilisé : Le gaz naturel est couramment utilisé comme carburant dans les turbines à gaz en raison de sa disponibilité, de son coût et de ses propriétés de combustion efficaces. La composition typique du gaz naturel utilisé dans la centrale étudiée est la suivante(annexe3 :tableau de composition de gaz naturel).

Description de la turbine à gaz

Les turbines à gaz sont des acteurs majeurs dans un large éventail d'applications industrielles et de production d'énergie mécanique. Ces moteurs à combustion interne qui capture l'air ambiant, le compriment et le transforment en énergie mécanique, créant ainsi des machines autonomes à flux continu, véritables joyaux de la thermodynamique rotative.

III.1 Historique de la central à gaz

L'histoire des centrales électriques à gaz débute à la fin du 19^e siècle avec l'utilisation du gaz de houille pour l'éclairage et le chauffage, tandis que les premières turbines à gaz apparaissent entre les années 1890 et 1900. Les avancées significatives surviennent durant la Seconde Guerre mondiale avec le développement des turbines pour l'aviation par Frank Whittle et Hans von Ohain. Après la guerre, ces technologies sont adaptées à la production d'électricité, donnant naissance aux premières centrales à gaz. Les années 1960 et 1970 voient l'introduction des cycles combinés (CCGT), augmentant l'efficacité des centrales, et leur adoption s'étend mondialement. Les décennies suivantes, marquées par des préoccupations environnementales, favorisent les centrales à gaz comme alternative plus propre au charbon. Depuis 2000, les turbines à gaz atteignent des taux d'efficacité énergétique élevés, intégrant de plus en plus les énergies renouvelables pour une production stable. L'avenir des centrales à gaz se tourne vers l'hydrogène comme carburant et le développement de technologies de capture et stockage du carbone (CSC), les plaçant au cœur de la transition énergétique vers une économie décarbonée. Ces développements ont jeté les bases de la technologie des turbines à gaz que nous connaissons aujourd'hui.

III.2 Description de la turbine à gaz

La turbine à gaz incarne une transformation fascinante de l'énergie thermique en énergie mécanique. Elle se compose de compresseurs rotatifs, de chambres de combustion pour chauffer le combustible, de turbines et de systèmes de contrôle sophistiqués. Chaque

élément, y compris les échangeurs, à l'exception de ceux dédiés à la récupération de chaleur, fait partie intégrante de cette merveille d'ingénierie (figure 1).

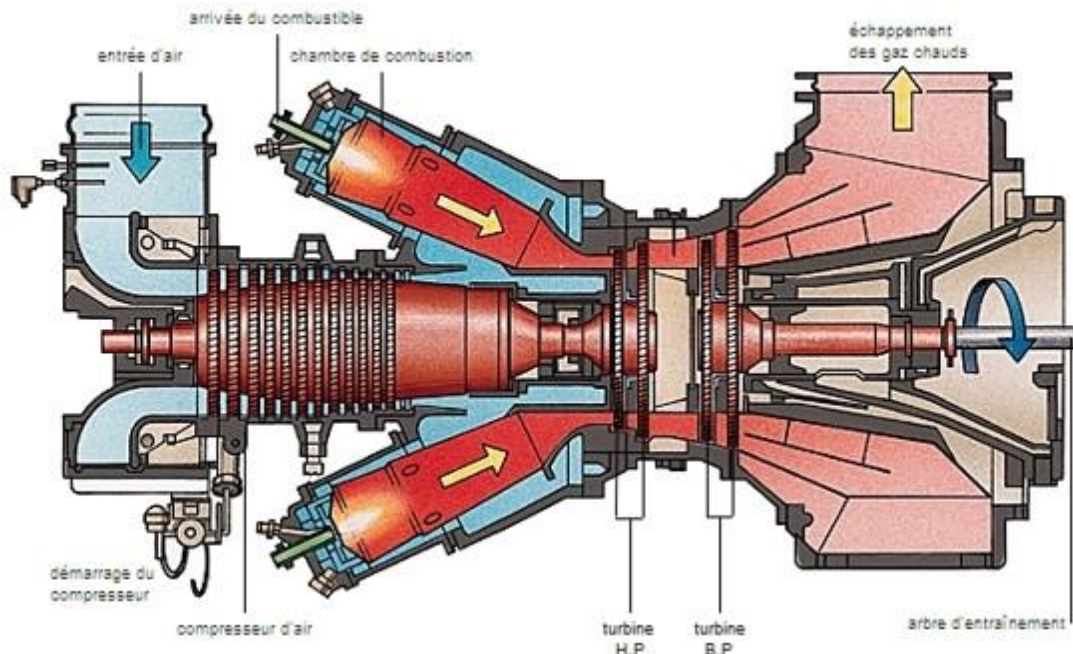


FIGURE III.1 – Schéma de la turbine à gaz

III.3 Les composants clés de la turbine à gaz

La turbine à gaz se compose de trois éléments fondamentaux : Tout d'abord, un compresseur, qu'il soit centrifuge ou axial, qui assume la tâche cruciale de comprimer l'air ambiant à des pressions actuellement situées entre 10 et 30 bars. Ensuite, une chambre de combustion, où un combustible sous forme gazeuse ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé en combinaison avec l'air comprimé, en maintenant un excès d'air significatif pour contrôler la température des gaz d'échappement. Enfin, une turbine, généralement de conception axiale, où les gaz sortant de la chambre de combustion sont détendus.

III.4 Classification des turbines à gaz

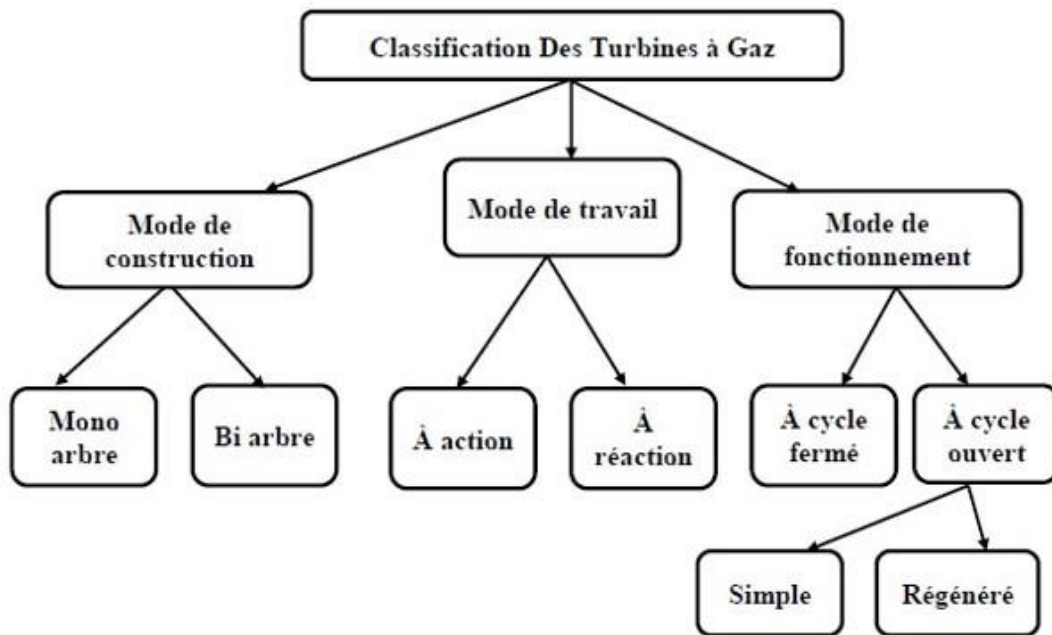


FIGURE III.2 – Classification des turbines à gaz

III.4.1 Selon le mode de construction

Le choix du type de turbine à gaz dépend de l'objectif pour lequel elle sera utilisée. Dans le domaine industriel, on rencontre deux principales catégories : les turbines à un seul arbre, également appelées mono-arbre, et les turbines à deux arbres, également connues sous le nom de bi-arbres.

III.4.1.a Turbine mono-arbre

Dans ce type de configuration, le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre, assurant ainsi une rotation uniforme de l'ensemble. Ces turbines sont employées dans des applications où la vitesse constante est requise, telles que l'entraînement des générateurs pour la production d'électricité.

III.4.1.b Turbine bi-arbre

Cette turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes sur le plan mécanique. La roue turbine HP (haute pression) entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue turbine BP (basse pression) est dédiée à l'entraînement d'un autre dispositif récepteur. La conception à deux arbres permet à ces roues turbines de

fonctionner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variables du dispositif récepteur.

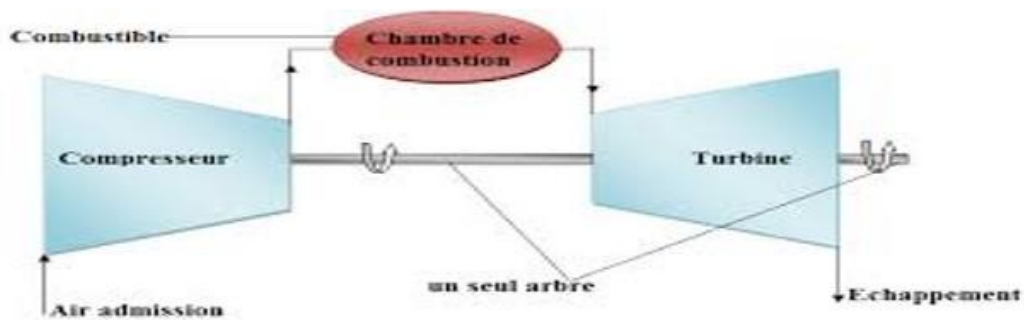


FIGURE III.3 – Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre

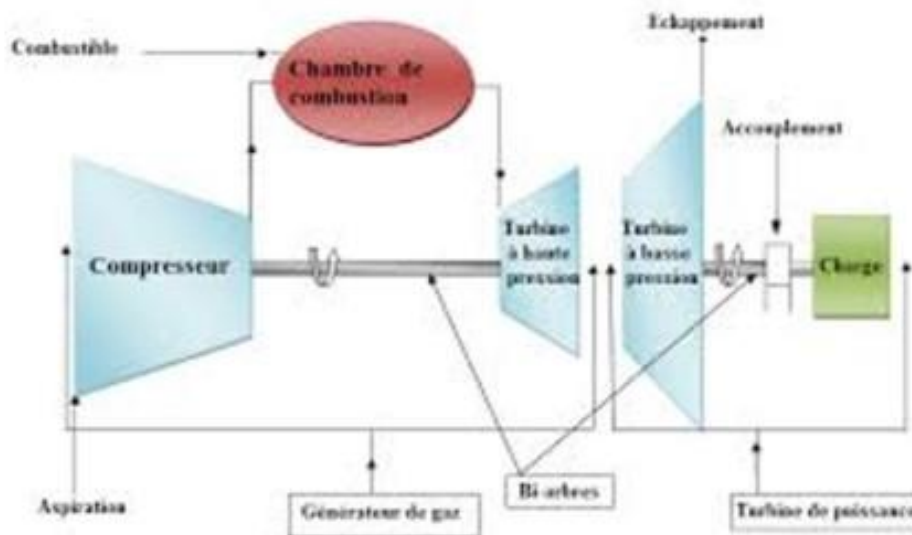


FIGURE III.4 – Schéma d'une turbine à bi-arbre

III.4.2 Selon le mode de travail

Il existe deux types de turbines à gaz :

Turbine à action : Dans ce type, l'énergie thermique est intégralement convertie en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de la pression statique.

Turbine à réaction : Une partie de l'énergie thermique est transformée en énergie cinétique et mécanique dans la roue. L'évolution des gaz dans la roue s'accompagne d'une variation de la pression statique.

III.4.3 Selon le mode de fonctionnement thermodynamique

Turbine à gaz à cycle fermé : Dans ce type de turbine, le même fluide est récupéré après chaque cycle.

Turbine à gaz à cycle ouvert : Cette catégorie de turbines aspire et rejette directement dans l'atmosphère. Elle se divise en deux classes :

Turbine à cycle simple : Utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, elle perd de l'énergie potentielle dans l'atmosphère après la détente des gaz.

Turbine à cycle régénéré : Ce type de turbine utilise plusieurs fluides moteurs pour améliorer le rendement de l'installation en réintégrant une partie de l'énergie perdue.

III.5 Les diverses centrales électriques

III.5.1 Centrales électriques à cycle simple

Les centrales électriques à cycle simple consistent en une turbine à gaz associée à un générateur électrique. Elles se distinguent par leur facilité d'installation et de mise en service.

III.5.2 Centrales électriques à cycle combiné

Les centrales électriques à cycle combiné utilisent les gaz d'échappement de la turbine à gaz pour générer de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur. Cette vapeur entraîne ensuite une turbine à vapeur, augmentant ainsi l'efficacité de la centrale. Les centrales à cycle combiné sont parmi les plus efficaces, une seule unité pouvant produire environ 400 MW.

III.5.3 Centrales de cogénération

Une variante des centrales à cycle combiné, elles intègrent une turbine à gaz et une chaudière de récupération de chaleur dont la vapeur peut également être utilisée dans des processus industriels.

III.6 Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz fonctionne selon les étapes suivantes : elle aspire l'air ambiant, le comprime à haute pression à l'aide du compresseur, ajoute du combustible dans une chambre de combustion pour le brûler, puis dirige l'air comprimé et chauffé vers la turbine. Cette dernière convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre. Cette énergie est utilisée pour alimenter le compresseur et fournir de l'énergie utile à des équipements couplés, tels qu'un alternateur ou un compresseur centrifuge.

Lorsque la température d'entrée dans une chaudière est plus basse, la production de vapeur diminue en raison d'une réduction de la chaleur récupérée des gaz d'échappement. Cela réduit l'efficacité de la chaudière et peut entraîner des pressions et températures de vapeur plus faibles. De plus, un flux massique plus élevé des gaz d'échappement peut causer des problèmes de transfert thermique et de corrosion si les gaz atteignent leur point de rosée. En conséquence, le rendement global est affecté, et des solutions comme des préchauffeurs ou des brûleurs auxiliaires peuvent être nécessaires pour compenser ces pertes.

III.7 Domaines d'application

Les turbines à gaz sont largement utilisées dans l'industrie pour la production d'énergie mécanique. Elles sont employées dans divers secteurs industriels, notamment pour la transmission électrique, l'entraînement de compresseurs et de pompes, ainsi que pour des procédés industriels spécifiques.

III.8 Avantages et Inconvénients

III.8.1 Les avantages

Les turbines à gaz offrent une puissance massique et volumique élevée, une construction relativement simple, une faible pollution en NOx grâce à l'excès d'air et à des températures limitées, une capacité de récupération de chaleur, une longue durée de fonctionnement stationnaire et la possibilité d'utiliser différents types de combustibles.

III.8.2 Les inconvénients

Cependant, elles présentent des limitations telles que le taux de compression limité, une baisse de rendement à des régimes inférieurs au nominal, des contraintes de température de combustion et des coûts élevés d'usinage des composants, ainsi qu'une inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents.

III.9 Paramètres influants sur les performances de la turbine à gaz

III.9.1 Introduction

Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance, etc.) fabriquées par Générale électrique(GE), sont données dans les conditions ISO. Dans ce chapitre on va essayer d'étudier l'influence des différents facteurs qui peuvent engendrer des problèmes lors du fonctionnement de la turbine, en limitant ainsi sa durée de vie et ces performances. Ces facteurs sont classés en deux catégories : extérieurs et intérieurs.

III.9.2 Facteurs extérieurs

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

III.9.2.a La température ambiante

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

III.9.2.b La pression atmosphérique

La pression d'aspiration est liée à l'altitude de la zone où elle est installée la turbine; pour des altitudes considérables (>100m), la diminution de pression est sensible et cela fait baisser la densité de l'air et donc une puissance plus basse. Les autres caractéristiques citées dans le cas précédent ne sont pas affectées.

III.9.2.c Humidité Relative

On note que l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité de l'air augmente, la puissance diminue tandis que la consommation spécifique augmente.

III.9.3 Facteurs intérieurs

En plus des trois facteurs extérieurs cités précédemment, il y a d'autres facteurs liés aux systèmes auxiliaires de la turbine. Ces facteurs sont :

III.9.3.a Chutes de pression dans la section d'admission

Les chutes de pression dans le système d'admission sont provoquées par les différents composants de ce système (filtre, silencieux, coude, tuyauterie,...). Lors de la traversé de l'air les pertes de charges font baisser la pression d'admission .

III.9.3.b Chutes de pression dans la section d'échappement

Avant l'expulsion des gaz d'échappement, ces derniers passent à travers le système d'échappement (diffuseur, silencieux, coude,...). A cause des frottements des gaz avec les parois du système d'échappement, la contre-pression des gaz par rapport à la pression atmosphérique va augmenter et cela fait diminuer la puissance et augmenter la consommation spécifique.

III.9.3.c Type de combustible

La turbine à gaz a l'avantage de fonctionner avec plusieurs combustibles, mais on préfère d'utiliser le gaz naturel que les autres combustibles plus lourds, puisque l'énergie dégagée lors de la combustion est proportionnelle au pouvoir calorifique massique du combustible. L'utilisation de gaz naturel à la place du gasoil offre un gain d'environ 2% en puissance et une consommation spécifique moins de 0.7 à 1% (suivant le modèle de la Turbine).

En effet, si le pouvoir calorifique diminue, le débit massique du combustible doit augmenter pour fournir la quantité nécessaire d'énergie.

Etude de cas (Centrale de Boufarik)

IV.1 Présentation de la société détenant la centrale de Boufarik

La société national de l'électricité et du gaz par convention SONELGAZ a été créée par ordonnance N° 69-59 du 28 juillet 1969, publier dans le journal officiel du 1 août 1969, portant dissolution de l'établissement public électricité et gaz d'Algérie (E.G.A.) et l'ensemble des biens, droits et obligations de l'ex E.G.A. a été transféré à SONELGAZ et lui définit ses missions et ses attributions entre autres :

Il est attribué à SONELGAZ, le monopole de la production, du transport, de la distribution, de l'importation et de l'exportation de l'énergie électrique. La SONELGAZ est chargée du transport du gaz naturel par canalisation sur l'ensemble du territoire national

La SONELGAZ est chargée de la distribution du gaz naturel tant à usage domestique qu'industriel, sur le territoire national.

En 2002, la SONELGAZ est passée d'un établissement public, à caractère industriel et Commerciale (EPIC) qui date du 09-1995, à SONELGAZ (SPA) par le décret présidentiel N° 02-195 du 1 décembre 2002 qui fixe le statut de la société, ayant pour mission : Production ,transport , distribution et commercialisation de l'électricité , tant en Algérie qu'à l'étranger.

- Transport du gaz pour les besoins du marché national.
- Distribution et commercialisation du gaz par canalisation tant en Algérie qu'à l'étranger.
- Développement et fourniture de toute prestation en matière de services énergétiques
- Etude, promotion et valorisation de toutes formes et sources d'énergie.
- Développement par tous les moyens de toute activité ayant un lien direct ou indirect avec les in-dustries électriques et gazières et de toute activité pouvant engendrer un intérêt pour SONEL-GAZ SPA, et généralement toute opération de quelque nature qu'elle que soit pouvant se ratta-cher directement ou indirectement à son objet social, notamment la recherche, l'exploration, la production et la distribution d'hydrocarbure.

IV.1.1 Présentation de la centrale de Boufarik

La centrale électrique de Boufarik se situe à 37 Km au sud d'Alger et à 2 Km du centre ville de Boufarik, sa réalisation a commencé en 1974 et elle est entrée en production en 1978 pour répondre aux besoins de l'Algérie en énergie électrique.

Cette centrale, qui fonctionne à cycle simple, se compose de quatre turboalternateurs d'une puissance unitaire de 24,250 MW soit au total une puissance de 100 MW, Les turbines utilisées sont des turbines FRAM 5001.

L'énergie produite par la centrale est débitée au poste de Boufarik qui est chargé pour le transport et la distribution de cette énergie.

Cette centrale fait partie du sous groupement TG centre auquel fait partie aussi la centrale de Hamma et de Bab Ezzouar et dispose également de plusieurs complexe hydrauliques.

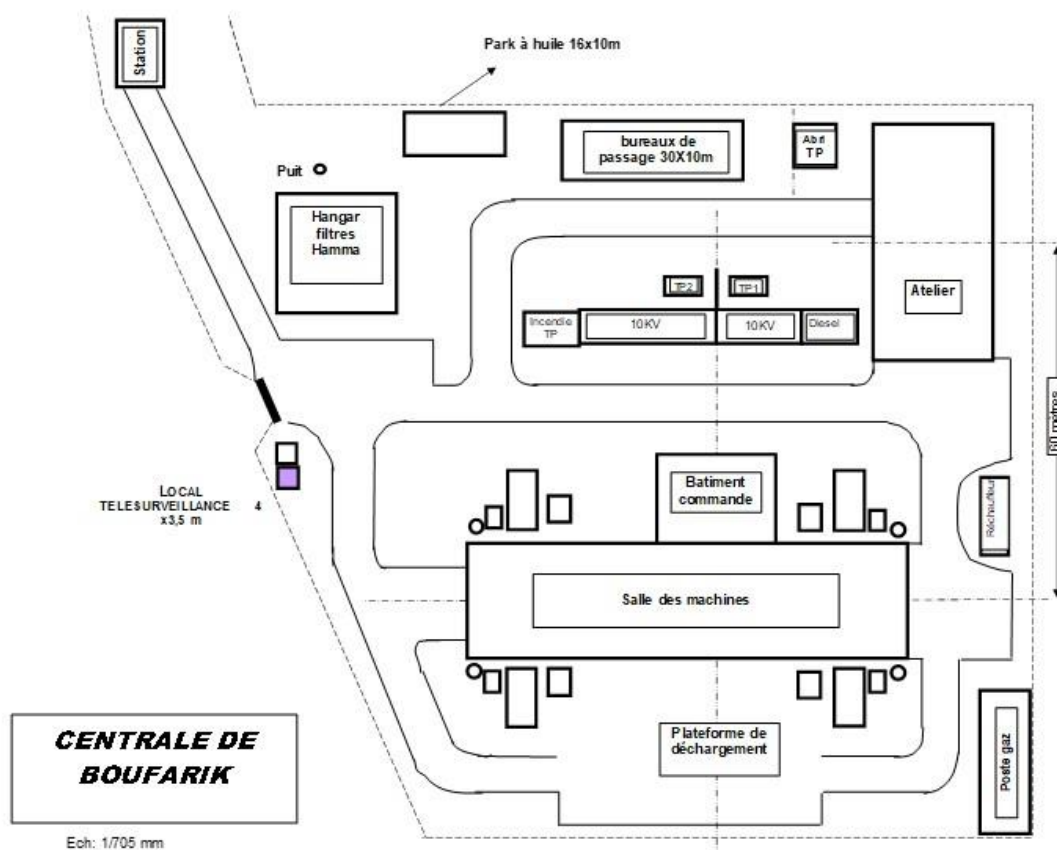


FIGURE IV.1 – Schéma synoptique de centrale de Boufarik

IV.2 Calcul des performances de la turbine à gaz

Dans ce chapitre, nous calculons analysons les performances des turbines à gaz sous l'influence de différentes températures de chambre de combustion, spécifiquement en avril

(16°C) et en août (30°C). L'objectif est de déterminer l'impact de ces variations de température sur le rendement et l'efficacité des turbines à gaz. Nous commencerons par des calculs manuels des performances des turbines pour les deux périodes hiver et été. Ces calculs seront basés sur les principes thermodynamiques fondamentaux et de comprendre les formules essentielles utilisées pour évaluer les performances sous différentes conditions de température. Ensuite, nous utiliserons le logiciel Engineering Equation Solver (EES) qui permet de calculer le comportement des turbines à gaz sous diverses conditions thermiques.

IV.3 Concept Thermodynamique

La centrale électrique de Boufarik, fonctionnant à cycle simple, repose sur des concepts thermodynamiques fondamentaux liés aux cycles de conversion d'énergie, notamment le cycle de Brayton, souvent utilisé dans les turbines à gaz. Voici un résumé des principaux concepts thermodynamiques impliqués dans cette centrale :

IV.3.1 Cycle thermodynamique principal

IV.3.1.a Cycle de Brayton

La turbine à gaz suit le cycle de Brayton, qui comprend quatre étapes principales

- Compression adiabatique : L'air est comprimé dans le compresseur, augmentant sa pression et sa température.
- Compression isobar : Le carburant est mélangé à l'air comprimé et brûlé dans la chambre de combustion, augmentant considérablement la température de l'air à pression constante.
- Détente adiabatique : Les gaz chauds se détendent dans la turbine, transférant leur énergie pour entraîner l'alternateur et produire de l'électricité.
- Rejet de chaleur : Les gaz d'échappement, toujours chauds, sont rejetés dans l'atmosphère, marquant la fin du cycle.

IV.3.2 Rendement thermique

Le rendement thermique d'un cycle simple dépend principalement du rapport de compression du compresseur et de la température maximale atteinte dans la chambre de combustion. Un rendement typique pour une turbine à gaz à cycle simple se situe entre 30 % et 40 %.

IV.3.3 Échanges thermiques

Dans un cycle simple, une grande quantité de chaleur est rejetée par les gaz d'échappement. Si un cycle combiné (avec une récupération de chaleur et une turbine à vapeur) était ajouté, l'efficacité globale augmenterait.

IV.3.4 Gaz parfaits

Les gaz d'échappement et l'air comprimé sont souvent modélisés comme des gaz parfaits, facilitant les calculs thermodynamiques.

IV.3.5 Relation travail-chaleur

La production d'énergie dans cette centrale illustre la conversion directe de l'énergie thermique (combustion) en travail mécanique (rotation de la turbine) et ensuite en énergie électrique via l'alternateur.

Cette compréhension des principes thermodynamiques est essentielle pour l'optimisation des performances et la maintenance des turbines de cette centrale.

IV.4 Calculs des performances

Nos calculs sont effectués pour les différentes parties de la central à gaz, passant par le diffuseur, le compresseur, la chambre de combustion et enfin par la turbine. Nous avons calculé les différents paramètres et rendements.

Les valeurs de température et de pression sont relevées au niveau de la salle de commande de la centrale (voir annexe 2 : tableaux de pv calculé).

IV.4.1 Calculs des paramètres Aout 2023

IV.4.1.a Le diffuseur

Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur •
Pression statique

$$P_0 = P_{atm} = 1.014 \text{ bar} \quad (\text{IV.1})$$

- Masse volumique

On a :

$$\rho_0 = \frac{P_0}{r_0 \times T_0} = \frac{1.014 \times 10^5}{287.1 \times 303} = 1.166 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.2})$$

- Vitesse du son

√

$$a_0 = \sqrt{\gamma \times r_0 \times T_0} = \sqrt{1.401 \times 287.1 \times 303} = 349.2 \text{ m/s} \quad (\text{IV.3})$$

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

$$m_{\perp} = \rho_0 \times V_0 \times S_0 \quad (\text{IV.4})$$

$$V_0 = \frac{m_{\perp}}{\rho_0 \times S_0} = \frac{77.77}{1.166 \times 1.99} = 33.53 \text{ m/s} \quad (\text{IV.5})$$

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

$$M_0 = \frac{V_0}{a_0} = \frac{33.53}{349.2} = 0.09602 \quad (\text{IV.6})$$

Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur

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

$$(H_1 - H_0) + \frac{1}{2} \times (V_1^2 - V_0^2) = 0 \quad (\text{IV.7})$$

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

$$m_{\perp} = \rho_1 \times V_1 \times S_1 \Rightarrow V_1 = \frac{m_{\perp}}{\rho_1 \times S_1} = \frac{77.77}{1.157 \times 1.08} = 62.23 \text{ m/s} \quad (\text{IV.8})$$

Donc :

$$(H_1 - H_0) = -\frac{1}{2} \times (V_1^2 - V_0^2) = -\frac{1}{2} \times (62.23^2 - 33.53^2) \quad (\text{IV.9})$$

$$(H_1 - H_0) = -1.374 \text{ kJ/kg} \quad (\text{IV.10})$$

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

• Température statique à la sortie du diffuseur :

$$H_1 - H_0 = C_p \times (T_1 - T_0) \Rightarrow T_1 = T_0 + \frac{H_1 - H_0}{C_p} \quad (\text{IV.11})$$

Alors :

$$T_1 = 303 + \frac{-1.374}{1.00228} = 301.62 \text{ K} \quad (\text{IV.12})$$

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

• Vitesse locale du son à la sortie du diffuseur

$$\text{_____} \sqrt{\text{_____}}$$

$$a_1 = \sqrt{\gamma_1 \times r_1 \times T_1} = 1.4014 \times 287.1 \times 301.6 = 348.4 \text{ m/s} \quad (\text{IV.13})$$

On a le nombre de Mach à la sortie :

$$M_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{61.23}{348.4} = 0.176 \quad (\text{IV.14})$$

• Pression statique à la sortie

On a :

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow P_1 = P_0 \times \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1.014 \times \left(\frac{303}{301.6}\right)^{\frac{1.4014}{1-1.4014}} = 0.98 \text{ bar} \quad (\text{IV.15})$$

• Température totale :

$$T_{t1} = T_1 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_1^2\right] = 301.6 \times \left[1 + \frac{1.4014-1}{2} \times (0.178)^2\right] = 303.6 \text{ K} \quad (\text{IV.16})$$

• Pression totale

$$P_{t1} = P_1 \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M_1^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0.98 \times \left[1 + \frac{1.4014-1}{2} \times (0.178)^2\right]^{\frac{1.4014}{1.4014-1}} = 1.002 \text{ bar} \quad (\text{IV.17})$$

• Rendement du diffuseur Nous avons :

$$\sigma_d = \frac{P_{t1}}{P_a} = \frac{1.002}{1.014} = 0.9883 \quad (\text{IV.18})$$

Le rendement du diffuseur est de 98,83 %.

IV.4.1.b Le compresseur

Paramètres nécessaires pour le calcul du compresseur

TABLE IV.1 – tableau des paramètres du compresseur

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression	0.98	6.86	bar
Température	301.6	616.8	K
Cp	1002.28	1072.99	J/kg.K
Γ	1.4014	1.3653	-
R	287.1	287.1	J/kg.K
ρ	1.15716	3.874	kg/m ³

Calcul des paramètres thermodynamiques du compresseur

• Masse volumique On a :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r_2 \times T_2} = \frac{6.86 \times 10^5}{287.1 \times 616.8} = 3.874 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.19})$$

- Vitesse à la sortie du compresseur

On considère la section S2 à la sortie du compresseur perpendiculaire au vecteur de la vitesse, et on utilise la relation :

$$m_{\perp} = \rho_2 \times V_2 \times S_2 \Rightarrow V_2 = \frac{m_{\perp}}{\rho_2 \times S_2} = \frac{77.77}{3.8744 \times 0.4} = 50.18 \text{ m/s} \quad (\text{IV.20})$$

- Vitesse du son à la sortie du compresseur a2

$$a_2 = \sqrt{\gamma r_2 \times T_2} = \sqrt{1.3653 \times 287.1 \times 616.8} = 491.7 \text{ m/s} \quad (\text{IV.21})$$

- Nombre de mach à la sortie du compresseur M2

$$\frac{V_a}{a_2} = \frac{50.18}{491.7} = 0.1021 \quad (\text{IV.22})$$

- Température totale à la sortie du compresseur Tt 2

$$T_{t2} = T_2 \times \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_2^2 \right] = 616.8 \times \left[1 + \frac{1.3653 - 1}{2} \times (0.1021)^2 \right] = 617.9 \text{ K} \quad (\text{IV.23})$$

- Rendement isentropique du compresseur η_c

$$\eta_{is\ c} = \frac{T_{tis2} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (\text{IV.24})$$

On cherche Tis2 :

- Pression totale à la sortie du compresseur Pt 2 :

$$p_{t2} = p_2 \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{IV.25})$$

Dans ce qui suit, nous utiliserons pour le calcul des paramètres de la transformation (évolution thermodynamique) les valeurs moyennes des paramètres γ et C_p , mais nous prendrons pour le calcul des points (température et pression constantes) les valeurs locales de γ et C_p .

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

$$\bar{\gamma} = \frac{1.4014 + 1.3653}{2} = 1.38335 \Rightarrow \bar{\gamma} = 1.3833 \quad (\text{IV.26})$$

$$\bar{C}_p = 1002 \frac{1.4014 + 1.3653}{2} + 1072.99 = 1037.635 \Rightarrow \bar{C}_p = 1037.63 \text{ J/kg.K} \quad (\text{IV.27})$$

- Température isentropique du compresseur Tis2 :

$$\frac{T_{is2}}{T_{t1}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\bar{\gamma} - 1}{\bar{\gamma}}} \Rightarrow T_{is2} = 303.6 \times \left(\frac{6.909}{1.002} \right)^{\frac{1.3833 - 1}{1.3833}} = 518.3 \text{ K} \quad (\text{IV.28})$$

- Rendement isentropique du compresseur η_{isc}

$$\eta_{isc} = \frac{518.3 - 303.6}{617.9 - 303.6} \Rightarrow \eta_{isc} = 0.6832 = 68.32\% \quad (IV.29)$$

- Rendement polytropique du compresseur η_{pc}

$$\eta_{pc} = \frac{1.3833 - 1}{1.3833} \times \frac{\ln\left(\frac{6.909}{1.002}\right)}{\ln\left(\frac{617.9}{303.6}\right)} \Rightarrow \eta_{pc} = 0.7527 = 75.27\% \quad (IV.30)$$

- Coefficient polytropique k

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\gamma-1}{\gamma \times \eta_P} \Rightarrow \frac{1}{k} = 0.696 \Rightarrow k = 1.434 \quad (IV.31)$$

- Travail réel du compresseur W_c :

$$\bar{C}_p \times (T_{t2} - T_{t1}) = 1037.63 \times (617.9 - 303.6) \Rightarrow W_c = 326.19 \text{ kJ/kg} \quad (IV.32)$$

- Travail idéal du compresseur W_{isc}

$$W_{isc} = \bar{C}_p \times (T_{is2} - T_{t1}) = 1037.63 \times (518.3 - 303.6) \Rightarrow W_{isc} = 222.856 \text{ kJ/kg} \quad (IV.33)$$

IV.4.1.c La chambre de combustion

Paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion -Rapport du mélange air-combustible :

TABLE IV.2 – Tableau des paramètres chambre de combustion

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression	6.86	6.65	bar
Température	616.8	1216	K
Cp	1072.99	1269.52	J/kg.K
Γ (gamma)	1.3653	1.2949	-
R	287.1	289.12	J/kg.K
ρ (rho)	3.874	3.5244 (calculée)	kg/m ³

$$f = \frac{m.g}{m.a} = \frac{1.522}{77.77} = 0.019$$

-Pouvoir calorifique inférieur :

$$Q_i = PCI = 36055 \text{ kJ/kg}$$

-Masse volumique du combustible :

$$\rho_g = 0.7859 \text{ kg/m}^3$$

-Masse moléculaire :

$$M_g = 18.52 \text{ g/mol}$$

Calcul thermodynamique pour la chambre de combustion

- Masse moléculaire du mélange gazeux M_m :

$$M_m = M_a + f \cdot M_g = (1 - 0.019) \times 28.9641 + 0.019 \times 18.92 \Rightarrow M_m = 28.76 \text{ g/mol (IV.34) } \bullet$$

Constante du mélange gazeux r :

$$r_{\perp} = \frac{R}{M_m} \Rightarrow r_{\perp} = \frac{8.3143}{0.02876} \Rightarrow r = 289.12 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \quad \text{(IV.35)}$$

- Chaleur spécifique du mélange C_p :

$$\bar{C}_p = \frac{\gamma_m}{\gamma_m - 1} \times r' \Rightarrow \bar{C}_p = \frac{1.2949}{1.2949 - 1} \times 289.12 \Rightarrow C_p = 1269.52 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \quad \text{(IV.36)}$$

- Masse volumique On a :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r_3 \times T_3} = \frac{6.65 \times 10^5}{1.295 \times 1216} = 1.892 \text{ kg/m}^3 \quad \text{(IV.37)}$$

- Vitesse à la sortie de la chambre de combustion :

$$m_{\perp} = \rho_3 \times V_3 \times S_3 \Rightarrow V_3 = \frac{m_{\perp}}{\rho_3 \times S_3} = \frac{76.28}{1.892 \times 0.312} = 129.2 \text{ m/s} \quad \text{(IV.38)}$$

- Vitesse du son a_3 :

$$V_3 = \frac{m_{\perp}}{\rho_3 \times S_3} = \frac{76.28}{1.892 \times 0.312} = 129.2 \text{ m/s} \Rightarrow a_3 = 674.7 \text{ m/s (IV.39) } \bullet$$

Nombre de mach M_3 :

$$M_3 = \frac{V_3}{a_3} = \frac{129.2}{674.7} \Rightarrow M_3 = 0.1915 \quad \text{(IV.40) } \bullet \text{ Température totale à la sortie } T_{t3} :$$

$$T_{t3} = T_3 \times \left[1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} \times M_3^2 \right] = 1216 \times \left[1 + \frac{1.2949 - 1}{2} \times (0.1915)^2 \right] \Rightarrow T_{t3} = 1222 \text{ K} \quad \text{(IV.41)}$$

- Pression totale P_{t3} :

$$P_{t3} = P_3 \times \left[1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} \times M_3^2 \right]^{\frac{\gamma_3 - 1}{\gamma_3}} = 0.65 \times \left[1 + \frac{1.2949 - 1}{2} \times (0.1915)^2 \right]^{\frac{1.2949 - 1}{1.2949}} \Rightarrow P_{t3} = 6.809 \text{ bar} \quad (\text{IV.42})$$

• Perte relative de pression :

$$\Delta P = P_{t2} - P_{t3} = 6.909 - 6.809 = 0.099 \text{ bar} \quad (\text{IV.43})$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{P_{t2} - P_{t3}}{P_{t2}} = \frac{6.909 - 6.809}{6.909} \Rightarrow \Delta P/P = 0.0144 \text{ (1.44\%)} \quad (\text{IV.44})$$

IV.4.1.d La turbine

Paramètres qui caractérisent l'entrée de la turbine

TABLE IV.3 – Table des paramètres de la turbine

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
Pression totale	6.65	1.03	bar
Température	1216	785.5	K
C_p	1269.52	1164.28	J/kg K
Γ	1.2949	1.3335	—
R	289.12	289.12	J/kg K
ρ	3.5244	0.4306	kg/m ³

Calcul thermodynamique et des performances pour la turbine •

Température isentropique totale T_{is4} :

$$\frac{T_{t3}}{T_{is4}} = \left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{is4} = \frac{T_{t3}}{\left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1222}{\left(\frac{6.809}{1.03} \right)^{\frac{1.3142-1}{1.3142}}} \approx 879.2 \text{ K} \Rightarrow T_{is4} = 778.3 \text{ K}$$

(IV.45) • Masse volumique

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r_4 \times T_4} = \frac{1.03 \times 10^5}{289.12 \times 785.5} \approx 0.454 \text{ kg/m}^3 = 0.4536 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.46})$$

• Vitesse à la sortie de la turbine :

$$m_{\perp} = \rho_4 \times V_4 \times S_4 \Rightarrow V_4 = \frac{m_{\perp}}{\rho_4 \times S_4} = \frac{76.28}{0.4536 \times 1.65} = 101.9 \text{ m/s} \quad (\text{IV.47})$$

• Vitesse du son a_4 :

$$a_4 = \sqrt{\gamma_4 \times r_4 \times T_4} = 1.3335 \times 289.12 \times 785.5 \Rightarrow a_4 = 550.3 \text{ m/s} \quad (\text{IV.48})$$

Nombre de mach M_4 :

$$M_4 = \frac{V_4}{a_4} = M_4 = \frac{101.9}{550.3} \Rightarrow M_4 = 0.1852$$

(IV.49) • Température totale à la sortie de la turbine Tt4 :

$$T_{t4} = T_4 \times \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_4^2 \right] \Rightarrow T_{t4} = 785.5 \times \left[1 + \frac{1.3335 - 1}{2} \times (0.1852)^2 \right] \Rightarrow T_{t4} = 790 \text{ K}$$

(IV.50)

• Coefficient polytropique de la turbine k :

$$\eta_p \times \frac{\bar{\gamma} - 1}{\bar{\gamma}} = \frac{k - 1}{k} = \frac{\ln \frac{T_{t4}}{T_{t3}}}{\ln \frac{P_{t4}}{P_{t3}}} = 0.202 \Rightarrow K = 1.253$$

(IV.51)

• Calcul de $\bar{\gamma}$ et C_p . de

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} = \bar{\gamma} = \frac{1.2949 + 1.3335}{2} = 1.3142 \Rightarrow \bar{\gamma} = 1.3142$$

(IV.52)

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

(IV.53)

• Travail réel de la turbine WT

$$W_T = \bar{C}_p \times (T_{t3} - T_{t4}) = 1216.9 \times (1222 - 790) = 525811.2 \Rightarrow W_T = 526.266 \text{ kJ/kg (IV.54) •}$$

Travail idéal de la turbine WTis :

$$W_{Tis} = \bar{C}_p \times (T_{t3} - T_{is4}) = 1216.9 \times (1222 - 778.3) \Rightarrow W_{Tis} = 540.563 \text{ kJ/kg (IV.55)}$$

• Rendement polytropique de la turbine η_p

$$\eta_p = \frac{k - 1}{k} \times \frac{\bar{\gamma}}{\bar{\gamma} - 1} \Rightarrow \eta_p = 0.7527\%$$

(IV.56)

$$W_u = W_T - W_c = 526.266 - 326.194 \Rightarrow W_u = 200.072 \text{ kJ/kg • (IV.57)}$$

Puissance de la turbine PT :

$$P_T = (\mathbf{m}_\perp \cdot \mathbf{W}_T = 76.28 \times 526.266)_\perp \Rightarrow P_T = 40.142 \text{ MW (IV.58)}$$

• Puissance du compresseur Pc :

$$P_c = (\mathbf{m}_a)_\perp \cdot \mathbf{W}_a = 77.77 \times 399.6 \Rightarrow P_c = 25.368 \text{ MW (IV.59)}$$

• Puissance utile Pu :

$$P_u = P_T - P_c = 40.142 - 25.368 \Rightarrow P_u = 14.774 \text{ MW} \quad (\text{IV.60})$$

- Rendement thermique : η_{th} :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{q_{23}} = \frac{W_u}{C_p \times (T_3 - T_2)} = \frac{200.072 \times 10^3}{1171.255 \times (1216 - 616.8)} \Rightarrow \eta_{th} = 28.51\% \quad (\text{IV.61})$$

- Rendement global :

$$\eta_{global} = \frac{P_u}{m' \times \text{PCI}} = \frac{14.774}{1.522 \times 36.055} \Rightarrow \eta_{global} = 26.93\% \quad (\text{IV.62})$$

- La consommation spécifique CS :

$$CS[\text{Kj/KWh}] = \frac{3600}{\eta_{global}} = \frac{3600}{0.2693} = 13.369 \text{ Kj/KWh} \quad (\text{IV.63})$$

$$\frac{CS[\text{Kj/KWh}]}{18} = 3.198 \quad CS[\text{Kcal/KWh}] = \text{Kcal/KWh} \quad (\text{IV.64})$$

4.

IV.4.2 Calculs des paramètres pour le mois d'avril 2023

En utilisant la même méthodologie que celle décrite pour aout, les calculs manuels pour la période d'avril ont donné les résultats suivants :

IV.4.2.a Le diffuseur

Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur -P0 =

Patm = 1.012 bar

-T0 = 289K - ρ_0 =

1.22kg/m³.

-a0 = 341m/s.

-v0 = 32.61m/s.

-M0 = 0.09564.

Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur -V1 =

63.34m/s.

- ρ_1 = 1.157kg/m³

-T1 = 287.5K

-a1 = 340.1m/sv

-M1 = 0.1862

-P1 = 0.98bar

$$-T_{t1} = 289.5K$$

$$-P_{t1} = 1.004bar$$

$$-\sigma_d = 0.9921 = 99.21\%$$

IV.4.2.b Le compresseur

$$\rho_2 = 5.109kg/m^3.$$

$$-V_2 = 38.74m/s.$$

$$-a_2 = 485m/s$$

$$-M_2 = 0.07988.$$

$$-T_{t2} = 600.7K.$$

$$-P_{t2} = 8.838ba \quad -T_{is2}$$

$$= 529K. \quad -\eta_{isc} =$$

$$0.7696 = 76.96\%.$$

$$-\eta_{pc} = 0.8259 = 82.59\%.$$

$$-k=1.505.$$

$$-W_c=322.380 \text{ kJ/kg.}$$

$$-W_{isc} = 248.496 \text{ kJ/kg.}$$

IV.4.2.c La chambre de combustion

$$-f=0.02386$$

$$-PCI = 55353.389 \text{ kJ/kg.}$$

$$-\rho_g = 0.8025 \text{ kg/m}^3 \quad -M_g=18.52 \text{ g/mol.}$$

$$-M_m = 28.71 \text{ g/mol.}$$

$$-T_3 = 1180K.$$

$$-P_3 = 8.53bar.$$

$$-\rho_3 = 2.5 \text{ kg/m}^3.$$

$$-V_3 = 99.11 \text{ m/s.}$$

$$-a_3 = 664.6 \text{ m/s.}$$

$$-M_3=0.1491. \quad -T_{t3}=1184K.$$

$$-P_{t3}=8.653bar.$$

$$-\delta_P = 0.1849bar.$$

$$-\delta_P/P = 0.02092 = 2.092\%.$$

IV.4.2.d La turbine

$$-T_4 = 570K.$$

$-P_4 = 1.03 \text{ bar}$. -
 $T_{i4} = 711.7 \text{ K}$. $\rho_4 =$
 0.625 kg/m^3 .
 $-V_4 = 74.97 \text{ m/s}$.
 $-a_4 = 468.8 \text{ m/s}$.
 $-M_4 = 0.1599$.
 $-T_{t4} = 572.4 \text{ K}$.
 $-k = 1.246$.
 $-W_T = 744.059 \text{ KJ/Kg}$.
 $-W_{Ti} = 574.559 \text{ KJ/Kg}$.
 $-\eta_p = 0.8259$
 $-W_u = 421.179 \text{ KJ/Kg}$.
 $-P_T = 57.52 \text{ MW}$.
 $-P_c = 25.55 \text{ MW}$.
 $-P_u = 31.96 \text{ MW}$
 $-\eta_{th} = 0.62 = 62\%$.
 $-\eta_{\text{global}} = 0.3056 = 30.56\%$.
 $-CS = 11.776 \text{ KJ/KWh}$.
 $-CS = 2.871 \text{ Kcal/KWh}$.

IV.4.3 Calculs des Performances avec EES :

IV.4.3.a Calculs des paramètres avril 2023 :

On introduisant les données suivants :

- $P_0 = 1.012$
- $P_1 = 0.98$
- $P_2 = 8.8$
- $P_3 = 8.53$
- $P_4 = 1.03$
- $T_0 = 289$
- $T_1 = 287.5$
- $T_2 = 600$
- $T_3 = 1180$

– $T_4 = 570$

Les résultats obtenus à partir des simulations avec EES pour la période d'avril sont les suivants :

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg									
$a_0 = 341$	$a_1 = 340,1$	$a_2 = 485$	$a_3 = 668,5$	$a_4 = 471,7$	$Cp_1 = 1003$	$Cp_2 = 1073$	$Cp_3 = 1355$	$Cp_4 = 1120$	
$Cp_{bare} = 1038$	$Cp_{bare1} = 1238$	$Cp_m = 1222$	$CS = 11428$	$CS_1 = 2734$	$\delta P = 0,1849$	$\delta p_p = 0,02092$	$\eta_d = 0,9921$	$\eta_g = 0,315$	
$\eta_{isc} = 0,7696$	$\eta_{pc} = 0,8259$	$\eta_{pt} = 0,8259$	$\eta_{th} = 0,6385$	$f = 0,02386$	$\gamma_0 = 1,401$	$\gamma_1 = 1,401$	$\gamma_2 = 1,365$	$\gamma_3 = 1,31$	
$\gamma_4 = 1,35$	$\gamma_{bare} = 1,383$	$\gamma_{bare1} = 1,33$	$k = 1,505$	$k_1 = 1,258$	$M_0 = 0,09564$	$M_1 = 0,1862$	$M_2 = 0,07988$	$M_3 = 0,1483$	
$M_4 = 0,1589$	$M_g = 28,96$	$M_g = 18,52$	$M_m = 28,71$	$PCI = 5,535E+07$	$Pt_1 = 1,004$	$Pt_2 = 8,838$	$Pt_3 = 8,653$	$P_0 = 1,012$	
$P_1 = 0,98$	$P_2 = 8,8$	$P_3 = 8,53$	$P_4 = 1,03$	$P_c = 2,557E+07$	$P_T = 5,851E+07$	$P_u = 3,294E+07$	$q_{mm} = 77,32$	$q_{m0} = 79,16$	
$qm_1 = 1,889$	$\rho_0 = 1,22$	$\rho_1 = 1,157$	$\rho_2 = 5,109$	$\rho_3 = 2,5$	$\rho_4 = 0,625$	$\rho_g = 0,8025$	$r_0 = 287,1$	$r_1 = 287,1$	
$r_2 = 287,1$	$r_3 = 289,1$	$r_4 = 289,1$	$S_0 = 1,99$	$S_1 = 1,08$	$S_2 = 0,4$	$S_3 = 0,312$	$S_4 = 1,65$	$Tis_2 = 529$	
$Tis_4 = 698,2$	$Tt_1 = 289,5$	$Tt_2 = 600,7$	$Tt_3 = 1184$	$Tt_4 = 572,5$	$T_0 = 289$	$T_1 = 287,5$	$T_2 = 600$	$T_3 = 1180$	
$T_4 = 570$	$v_0 = 32,61$	$v_1 = 63,34$	$v_2 = 38,74$	$v_3 = 99,11$	$v_4 = 74,97$	$W_c = 322991$	$W_{bc} = 248584$	$W_T = 756731$	
$W_{Tis} = 601146$	$W_u = 433740$								

FIGURE IV.2 – Résultats obtenu relatifs au mois d'avril

IV.4.3.b Calculs des paramètres Aout 2023 :

On introduisant les données suivants :

$$- P_0 = 1.014$$

$$- P_1 = 0.98$$

$$- P_2 = 6.86$$

$$- P_3 = 6.56$$

$$- P_4 = 1.03$$

$$- T_0 = 303$$

$$- T_1 = 301.6$$

$$- T_2 = 616.8$$

$$- T_3 = 1216$$

$$- T_4 = 785.5$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg									
$a_0 = 349,2$	$a_1 = 348,4$	$a_2 = 491,7$	$a_3 = 674,7$	$a_4 = 550,3$	$Cp_1 = 1002$	$Cp_2 = 1073$	$Cp_3 = 1270$	$Cp_4 = 1164$	
$Cp_{bare} = 1038$	$Cp_{bare1} = 1217$	$Cp_m = 1269$	$CS = 13369$	$CS_1 = 3198$	$\delta P = 0,09948$	$\delta p_p = 0,0144$	$\eta_d = 0,9883$	$\eta_9 = 0,2693$	
$\eta_{ac} = 0,6832$	$\eta_{pc} = 0,7527$	$\eta_{pt} = 0,7527$	$\eta_{th} = 0,2851$	$f = 0,01957$	$\gamma_0 = 1,401$	$\gamma_1 = 1,401$	$\gamma_2 = 1,365$	$\gamma_3 = 1,295$	
$\gamma_4 = 1,334$	$\gamma_{bare} = 1,383$	$\gamma_{bare1} = 1,314$	$k = 1,583$	$k_1 = 1,219$	$M_0 = 0,09602$	$M_1 = 0,1786$	$M_2 = 0,1021$	$M_3 = 0,1915$	
$M_4 = 0,1852$	$M_a = 28,96$	$M_g = 18,52$	$M_m = 28,76$	$PCI = 36055382$	$Pt_1 = 1,002$	$Pt_2 = 6,909$	$Pt_3 = 6,809$	$P_0 = 1,014$	
$P_1 = 0,98$	$P_2 = 6,86$	$P_3 = 6,65$	$P_4 = 1,03$	$P_C = 25368104$	$P_T = 40142561$	$P_u = 14774456$	$q_{mm} = 76,28$	$q_{m0} = 77,77$	
$qm_1 = 1,522$	$\rho_0 = 1,166$	$\rho_1 = 1,157$	$\rho_2 = 3,874$	$\rho_3 = 1,892$	$\rho_4 = 0,4536$	$\rho_5 = 0,7859$	$r_0 = 287,1$	$r_1 = 287,1$	
$r_2 = 287,1$	$r_3 = 289,1$	$r_4 = 289,1$	$S_0 = 1,99$	$S_1 = 1,08$	$S_2 = 0,4$	$S_3 = 0,312$	$S_4 = 1,65$	$Tis_2 = 518,3$	
$Tis_4 = 778,3$	$T_1 = 303,6 [K]$	$T_2 = 617,9$	$T_3 = 1222$	$T_4 = 790$	$T_0 = 303 [K]$	$T_1 = 301,6 [K]$	$T_2 = 616,8$	$T_3 = 1216$	
$T_4 = 785,5$	$v_0 = 33,53$	$v_1 = 62,23$	$v_2 = 50,18$	$v_3 = 129,2$	$v_4 = 101,9$	$W_c = 326194$	$W_{ac} = 222856$	$W_T = 526266$	
$W_{T0} = 540563$	$W_u = 200072$								

FIGURE IV.3 – Résultats obtenu relatifs au mois d'aout

Ces résultats fournissent une base de référence pour comparer l'impact de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz. Les valeurs obtenues de mois d'avril seront comparées aux résultats d'août afin de comprendre les variations de performance en fonction de la température.

TABLE IV.4 – Tableau des paramètres

Paramètres	Avril	Aout
T_{amb} [°K]	289	303
T_{cc} [°K]	1180	1216
w_c [Kj/Kg]	322.880	326.194
w_{isc} [Kj/Kg]	248.496	222.856
w_t [Kj/Kg]	744.059	526.266
w_{tis} [Kj/Kg]	574.559	540.563
w_u [Kj/Kg]	421.179	200.072
m_{air} [Kg/s]	79.16	77.77
m_{gaz} [Kg/s]	1.889	1.522
PCI [Mj/Kg]	55.35	36.05
CS [Kj/KWh]	11.999	13.369
δ_P [bar]	0.1849	0.099
δ_P/P [bar]	0.02	0.014
P_c [MW]	25.55	25.37
P_T [MW]	57.52	40.14
P_u [MW]	31.96	14.77
η_d [%]	0.992	0.9883
η_g [%]	0.3056	0.2693
η_{isc} [%]	0.7696	0.6832
η_{pc} [%]	0.8259	0.7527
η_{pt} [%]	0.8259	0.7527
η_{th} [%]	0.62	0.2851

IV.5 Résultat et discussion

Les résultats obtenus de notre étude montrent une tendance claire où les performances des turbines à gaz diminuent à mesure que la température de chambre de combustion augmente. Cette observation est cohérente entre les deux méthodes de calcul, manuel et celui du logiciel EES.

IV.5.1 Le rendement global

L'évolution du rendement globale est représenté en fonction de la température de la chambre de combustion :

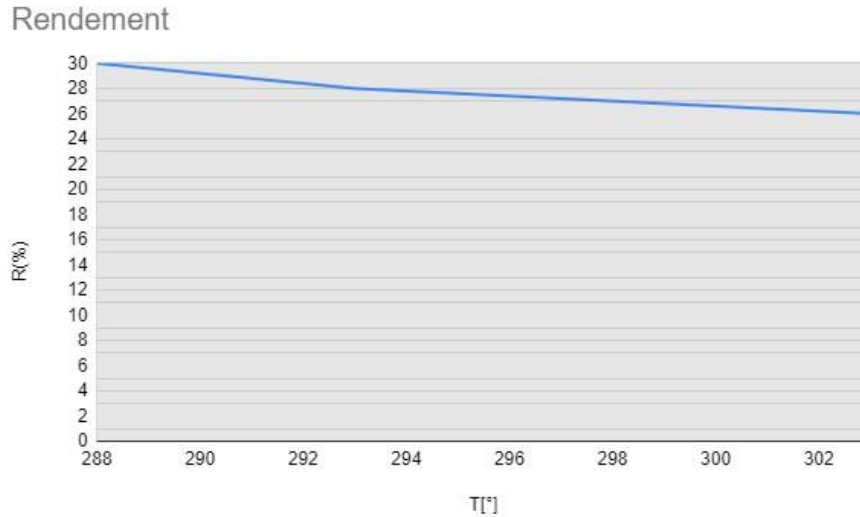


FIGURE IV.4 – Evolution du rendement globale par rapport à la température

IV.5.2 La consommation spécifique

L'évolution du rendement globale est représenté en fonction de la température de la chambre de combustion :

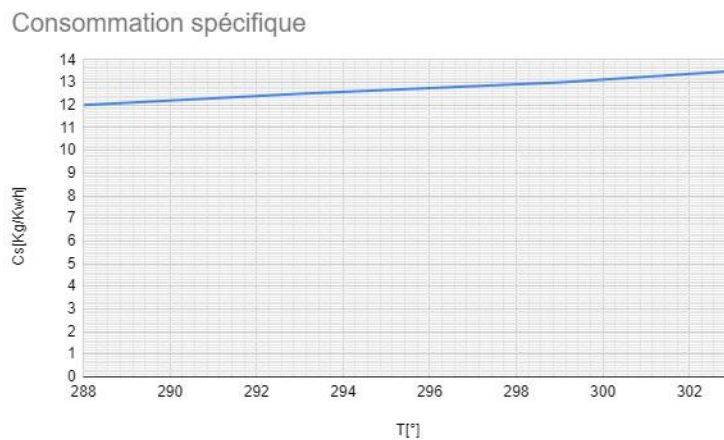


FIGURE IV.5 – Evolution de la consommation spécifique par rapport au temperature

Pour évaluer l'impact des variations de température sur les performances des turbines à gaz au cours d'une journée, nous devons calculer le rendement du cycle de Brayton à différentes heures de la journée, qui dépend uniquement des températures de la source chaude et de la source froide.

Premièrement, selon les figures IV.4, et IV.5, les performances de la turbine en août diffèrent significativement. Cette différence est principalement due à la réduction de la densité de l'air chaud en été, ce qui affecte négativement la compression dans le compresseur,

réduisant ainsi la quantité de travail réalisée. Le travail utile, représentant l'énergie convertie en puissance mécanique, suit une tendance similaire, avec une baisse notable en été. Cela reflète une diminution de l'efficacité de conversion énergétique en raison des températures plus élevées.

Deuxièmement, d'après le tableau N° IV.4, le débit massique de l'air est également légèrement inférieur en août par rapport à avril, ce qui est attribué à la réduction de la densité de l'air à des températures plus élevées. Cette diminution du débit massique impacte directement les performances globales de la turbine. Parallèlement, selon la figure IV.5, la consommation spécifique de carburant est plus élevée en été. Cette augmentation indique que la turbine nécessite plus de carburant pour produire la même quantité d'énergie, conséquence de l'efficacité réduite à des températures ambiantes plus élevées.

Troisièmement, les pertes relatives de pression sont légèrement inférieures en août (tableau N° IV.4). Cette légère amélioration peut être liée aux conditions opérationnelles spécifiques et à une meilleure gestion de l'écoulement d'air à haute température. Cependant, cette réduction des pertes de pression n'est pas suffisante pour compenser les autres facteurs de baisse de performance. La puissance de la turbine est considérablement réduite en août. Cette baisse est directement liée à la diminution du travail de la turbine et du débit massique de l'air, entraînant une réduction significative de la puissance produite. La puissance utile suit une tendance similaire à celle de la puissance de la turbine, avec une baisse marquée en été. Cette diminution reflète la baisse de l'efficacité de conversion énergétique et de la performance mécanique de la turbine à des températures plus élevées.

Le rendement global de la turbine est plus élevé en avril comparé à août. Cette baisse de rendement en été est principalement due à la baisse de la densité de l'air et à l'augmentation de la consommation spécifique de carburant, ce qui montre que les turbines à gaz sont plus performantes à des températures ambiantes plus basses. Le rendement idéal, calculé en fonction des conditions thermodynamiques idéales, est également plus élevé en avril. La diminution en août indique que les écarts par rapport aux conditions idéales sont amplifiés à des températures plus élevées, affectant négativement l'efficacité.

Enfin, le rendement thermique montre une variation drastique entre avril et août. Cette forte diminution en été s'explique par une perte accrue de chaleur due à une température ambiante plus élevée, qui affecte directement l'efficacité de la conversion de la chaleur en travail mécanique. Ces observations soulignent l'importance de la gestion thermique pour optimiser les performances des turbines à gaz.

IV.5.3 rendement de Brayton

Le cycle de Brayton est le cycle thermodynamique de base utilisé pour les turbines à gaz, comme celles employées dans les moteurs d'avion et les centrales à gaz. Il comprend quatre étapes principales :

IV.5.3.a Compression isentropique (réversible adiabatique) :

L'air est comprimé dans le compresseur, ce qui augmente sa pression et sa température.

IV.5.3.b Combustion isobare :

Le carburant est injecté et brûlé à pression constante, ce qui élève considérablement la température du gaz.

IV.5.3.c Expansion isentropique :

Le gaz chaud se détend dans la turbine, générant du travail utile tout en réduisant la pression et la température.

IV.5.3.d Refroidissement isobare :

Le gaz est rejeté à pression constante, revenant à ses conditions initiales.

IV.5.3.e Calcul du Rendement Thermodynamique :

Le rendement thermique pour un cycle de Brayton idéal (sans pertes) est donné par :

$$\eta = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

où :

- P_1 et P_2 sont les pressions d'entrée et de sortie du compresseur.
- γ est le rapport des capacités thermiques, typiquement environ 1.4 pour l'air.

IV.5.3.f calcul relatif à une journée d'Aout

TABLE IV.5 – calcul relatif à une journée d'Aout

Heur	6 :00	10 :00	12 :00	16 :00	18 :00	21 :00
Temperature ambiante [°C]	18	22	30	35	24	20

Pression de sortie de la turbine [°bar]	8.52	7.97	6.86	6.17	7.69	8.25
Pression d'entrée de la turbine [°bar]	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98
Rendement [%]	46.1	45.1	42.6	40.9	44.5	45.6

Les résultats montrent que le rendement de Brayton varie au cours de la journée en fonction des températures ambiantes.

IV.5.3.g calcul relatif à une journée d'Avril

TABLE IV.6 – calcul relatif à une journée d'Avril

Heur	6 :00	10 :00	12 :00	16 :00	18 :00	21 :00
Temperature ambiante [°C]	6	13	16	14	10	8
Pression de sortie de la turbine [°bar]	8.03	7.44	7.07	7.30	7.74	8.03
Pression d'entrée de la turbine [°bar]	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98	0.98
Rendement [%]	54.2	52.8	52.4	52.6	53.2	54.2

Les résultats montrent que le rendement de Brayton varie au cours de la journée en fonction des températures ambiantes.

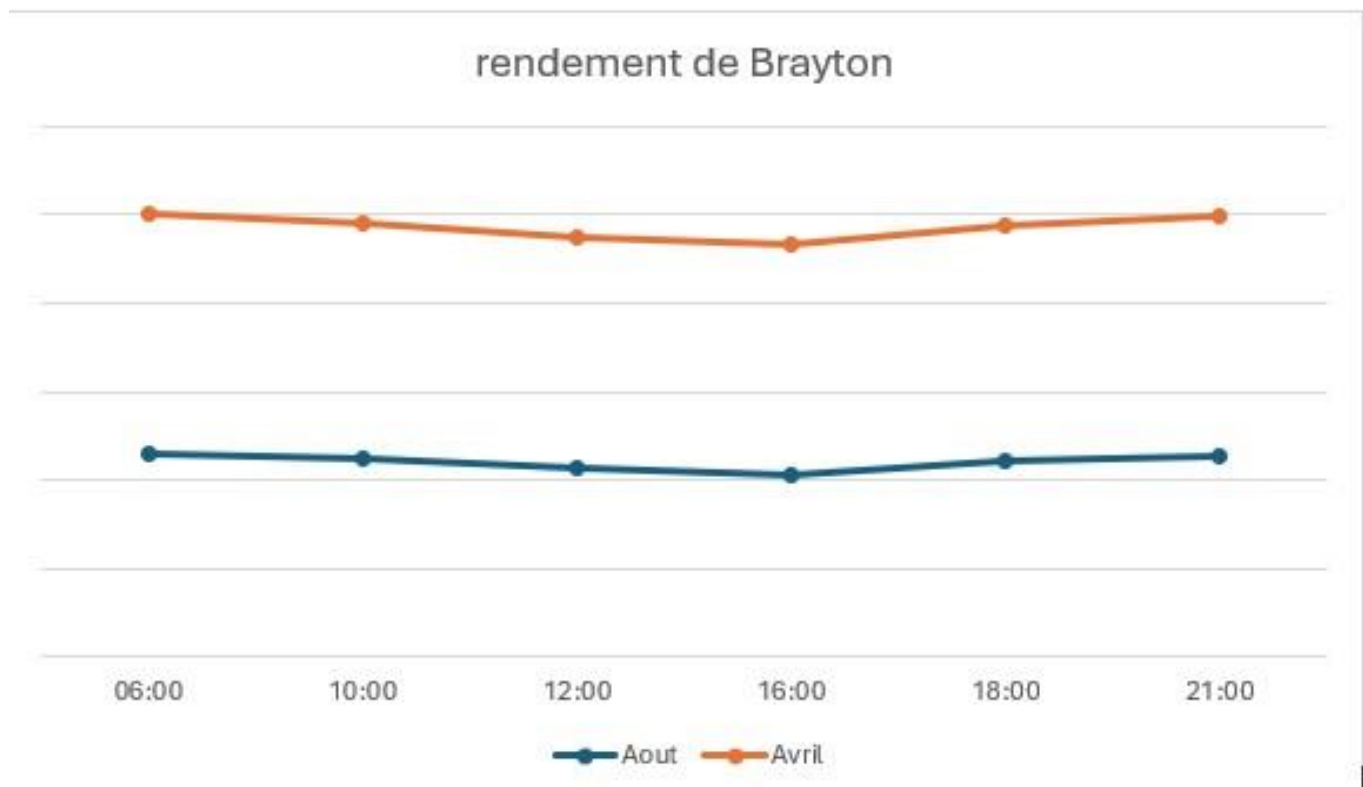


FIGURE IV.6 – Evolution du rendement journalier

L'analyse du graphe de IV.6 indique que le rendement théorique des turbines à gaz est légèrement plus élevé lorsque la température ambiante est plus basse. Concrètement, cela se manifeste durant les périodes de la journée où les températures sont généralement plus

fraîches, comme tôt le matin et tard le soir. Par exemple, à 6 heures du matin, lorsque la température ambiante est à son minimum quotidien, le rendement de Brayton atteint son niveau optimal. À l'inverse, à midi, quand la température ambiante est à son apogée, le rendement de Brayton est au plus bas. Ainsi, ces observations démontrent que pour optimiser les performances des turbines à gaz, il est crucial de prendre en compte les variations de température ambiante. Les gestionnaires de centrales électriques peuvent utiliser ces informations pour planifier les opérations et la maintenance de manière à maximiser l'efficacité énergétique pendant les périodes de températures plus basses.

IV.6 Ordinogramme

Cet ordinogramme compare les performances d'une turbine à gaz en fonction de la température ambiante au cours de deux périodes distinctes : avril (température basse) et août (température élevée). Il illustre l'impact des variations de température sur la production de puissance, le rendement thermique, et les pertes d'efficacité, mettant en évidence les différences de performance liées aux conditions environnementales.

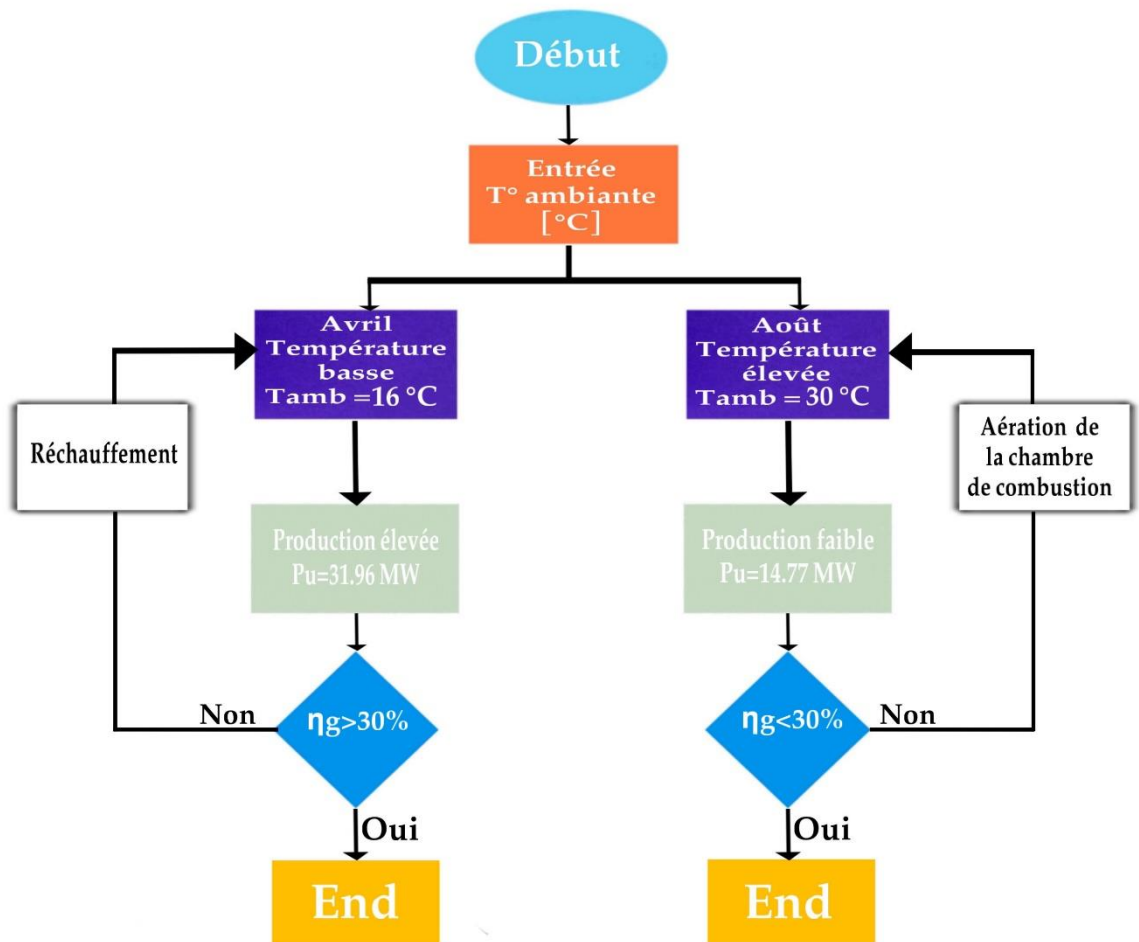


FIGURE IV.7 – ordinogramme illustrant l’effet de la température sur la production et le rendement.

Chapitre V

Conclusion générale

Ce mémoire s'est penché sur l'impact significatif des variations de température ambiante sur les performances des turbines à gaz, en examinant spécifiquement les périodes d'avril et d'août. Les résultats démontrent clairement que le rendement des turbines diminue à mesure que la température ambiante augmente. La consommation spécifique de carburant a été observée en hausse parallèlement à l'augmentation de la température, signifiant une augmentation de la consommation de carburant pour produire la même quantité d'énergie. Cela s'explique par le fait que les turbines nécessitent plus de carburant pour compenser la baisse d'efficacité due aux températures plus élevées. Cette augmentation de la consommation de carburant entraîne également des coûts opérationnels plus élevés et un impact environnemental accru.

L'étude a utilisé à la fois des calculs manuels et des simulations avec le logiciel EES (Engineering Equation Solver), mettant en évidence une cohérence dans les résultats obtenus par les deux méthodes. L'utilisation du logiciel EES a permis de calculer avec précision les conditions thermodynamiques et de valider les calculs manuels, garantissant ainsi la robustesse des conclusions de l'étude. L'analyse détaillée des performances à différentes heures de la journée a également révélé que les rendements les plus élevés étaient enregistrés aux heures les plus fraîches, soulignant l'importance critique des conditions thermiques sur les opérations des turbines à gaz. Par exemple, tôt le matin et tard le soir, lorsque les températures sont plus basses, les turbines fonctionnent de manière plus efficace, maximisant ainsi la conversion de l'énergie.

Pour atténuer les effets négatifs des températures élevées, plusieurs solutions ont été proposées, notamment l'arrosage des radiateurs, qui permet de réduire la température de

l'air d'admission, augmentant ainsi sa densité et améliorant l'efficacité de la turbine. L'agrandissement des radiateurs contribue également à une meilleure gestion thermique en dissipant plus efficacement la chaleur générée par les turbines, ce qui maintient des conditions de fonctionnement optimales. Ces recommandations visent à optimiser l'efficacité énergétique des turbines à gaz tout au long de l'année, indépendamment des conditions climatiques changeantes. La mise en œuvre de ces stratégies peut entraîner des gains substantiels en termes de performance et de coût, tout en réduisant l'empreinte carbone des opérations de la centrale.

Ces initiatives pourraient fournir des perspectives supplémentaires pour améliorer encore les performances des turbines à gaz dans divers environnements. En conclusion, ce mémoire a souligné l'importance cruciale de considérer les conditions environnementales dans l'évaluation et l'optimisation des performances des turbines à gaz. Les résultats obtenus constituent une base solide pour des améliorations futures et des stratégies opérationnelles visant à maintenir des niveaux optimaux d'efficacité énergétique, quelles que soient les fluctuations des conditions climatiques. Les découvertes de ce mémoire ne se limitent pas à une application théorique, mais ouvrent la voie à des innovations pratiques dans la gestion des centrales à turbines à gaz. En intégrant ces stratégies, les opérateurs peuvent non seulement améliorer l'efficacité et réduire les coûts, mais aussi contribuer de manière significative à la durabilité énergétique et à la réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Bibliographie

- [1] MS5001P (PG5371) Gas Turbine Generator Thermal Performance Test Procedure Sonelgaz Production d'Electricité SPE. Spa - Centrale de Boufarik
- [2] Documentation de la centrale Boufarik 1(sonelgaz)
- [3] GE Oil & Gas Technical Training GE MANUEL DE FORMATION POUR LA CONDUITE ET L'ENTRETIEN.
- [4] Nuovo pignone « Guide pratique des Turbine à gaz » 1999.
- [5] Nuovo Pignone « Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002C » Florence Italie 1999.
- [6] Mémoire Présenté par :S.Nedjmi, « étude et analyse technologique, calcule thermodynamique de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002B », PFE d'ingénieur d'État, Université de Biskra, (2011).
- [7] El-Masri, M. A.Exergy Analysis of Combined Cycles PartI: Air-Cooled Brayton-Cycle Gas Turbines.ASME/IEEE Power Generation (1986). (Cited on page 2.)
- [8] Mémoire Présenté par: libdri Mohammed El-amine, Benbouzaine Fatima (Amélioration des Performances thermodynamiques de la Turbine à Gaz MS5002C Par Refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial et récupération de chaleur) -2012
- [9] Memoir réaliser par yaddaden ahmed ibrahim (dimensionnement du circuit de refroidissement d'huile de la turbine a gaz MS9001E) 2020
- [10] Thermodynamics: An Engineering Approach par Yunus A. Cengel et Michael A. Boles. Ce livre couvre les principes fondamentaux de la thermodynamique et inclut des applications aux systèmes de turbines à gaz.
- [11] Combustion par Irvin Glassman et Richard A. Yetter. Ce livre fournit des détails approfondis sur les processus de combustion et les calculs associés.
- [12] Gas Turbine Theory par H. Cohen, GFC Rogers, et HIH Saravanamuttoo. Ce livre se concentre spécifiquement sur la théorie des turbines à gaz et inclut des analyses détaillées des chambres de combustion.

ANNEXE

Paramètre	Écart standard maximal autorisé
Température ambiante	$\pm 0.7^{\circ}\text{C}$
Pression barométrique	$\pm 0.33 \%$
Pression d'alimentation en carburant gazeux	$\pm 0.65 \%$
Puissance de sortie	$\pm 1.3 \%$
Vitesse des turbines	$\pm 0.65 \%$

ANNEXE 01 : Exigence de stabilité pour les paramètres de test



الشركة الجزائرية للكهرباء و الغاز - إنتاج الكهرباء
Société Algérienne de l'Electricité et du Gaz - Production de l'Electricité

DIRECTION REGION PRODUCTION ALGER
PROCES-VERBAL ESSAIS DE PERFORMANCE
MOIS DE : AOUT 2023

Alger le 29/08/2023

Unité : Hamma

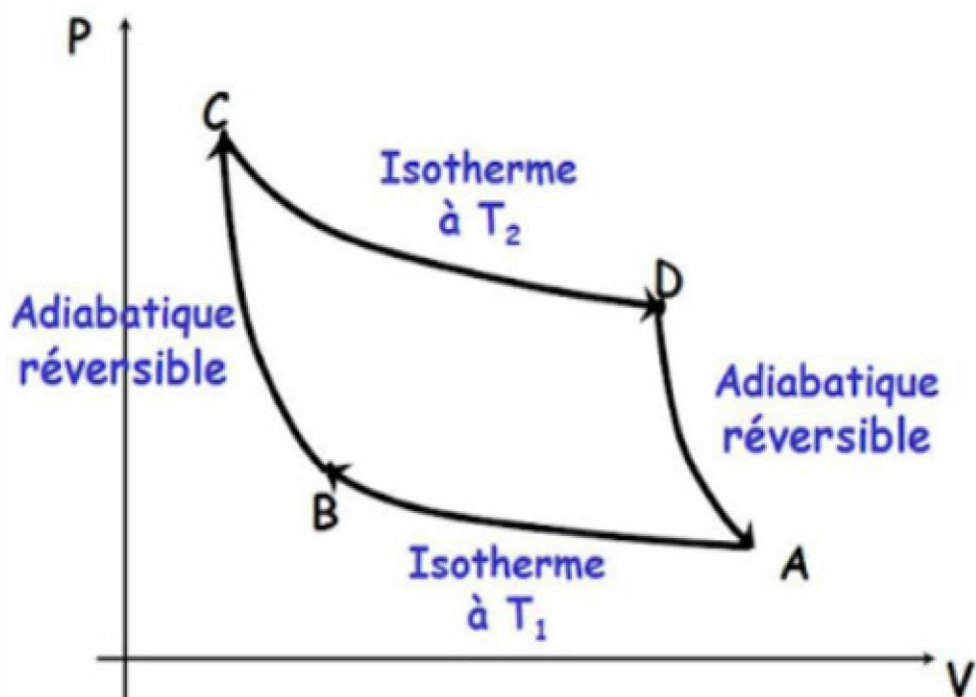
Agents chargés de l'essai : Mr. Hammoutene Samy (Technicien principal Contrôle Essais), Mr. Mahiddine Kamel (Technicien Contrôle Essais)

Centrale	Groupes	Date et heures de l'essai	Conditions d'essai			Valeurs mesurées		Valeurs corrigées aux conditions ISO T amb : 15°C P atm : 1,01325 bar, Hr : 60%		Valeurs corrigées aux conditions site : 35°C P atm : 1,01325 bar, Hr : 60%		Observation	
			T amb. (°C)	P. atm. (bar)	Hr. (%)	CSP (kcal/kWh)	P. BU (MW)	CSP (kcal/kWh)	P. BU (MW)	CSP (kcal/kWh)	P. BU (MW)		
Hamma	3	15/08/2023 09h15 à 10h15	28,49	1,015	57,00	2680,92	196,03	2616,72	211,90	2734,91	187,57	/	
	4	15/08/2023 10h30 à 11h30	29,39	1,016	57,00	2685,99	195,14	2613,78	212,84	2731,84	188,40	/	
Hamma	1	03/08/2023 13h50 à 14h20	34,00	1,013	46,00	2816,04	23,10	2709,26	26,87	2851,86	22,90	/	
	2	03/08/2023 13h50 à 14h20	34,00	1,013	46,00	2815,29	22,80	2713,99	26,62	2856,83	22,56	/	
Alger-Port	1	06/08/2023 11h25 à 11h55	29,00	1,016	71,00	3164,59	34,89	3027,30	40,02	3143,13	34,09	/	
	2	06/08/2023 12h00 à 12h30	28,00	1,017	68,00	3192,64	35,35	3050,95	40,52	3167,68	34,57	/	
Boufarik	1	09/08/2023 11h10 à 11h40	32,50	1,018	39,00	4017,62	17,06	3914,30	20,40	4077,40	16,82	/	
	2	08/08/2023 10h15 à 10h45	29,50	1,014	38,00	3884,76	18,45	3816,50	21,39	3975,52	17,75	/	
	3	28/08/2023 09h40 à 10h10	30,00	1,014	54,00	3997,84	16,46	3942,07	18,86	4106,32	15,09	/	
	4	08/08/2023 10h50 à 11h20	31,25	1,018	31,00	4076,05	17,06	3985,85	19,99	4151,93	16,68	/	
Moyenne CSP Unité Hamma			2840,32										

ANNEXE 02 : PV de calcul

Constituants	% Molaire
Méthane (CH ₄)	85.5530
Ethane (C ₂ H ₆)	7.7670
Propane (C ₃ H ₈)	1.5120
n-Butane (n-C ₄ H ₁₀)	0.2810
i-Butane (i-C ₄ H ₁₀)	0.1950
n-Pentane (n-C ₅ H ₁₂)	0.0550
i-Pentane (i-C ₅ H ₁₂)	0.0520
néo-Pentane (néo-C ₅ H ₁₂)	0.0000
n-Hexane (n-C ₆ H ₁₄)	0.0720
i-Hexane (i-C ₆ H ₁₄)	0.0000
Azote (N ₂)	3.7710
Dioxyde de Carbone (CO ₂)	0.7420
Helium (He)	0.0000
Total	100.00%

ANNEXE 03 : Composition du Gaz Utilisé



ANNEXE 04 : Diagramme de Brayton