

Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila
Institut des Sciences et de Technologie
Département Electromécanique et Génie Mécanique



N° Ref :

**Projet de Fin d'Etude préparé En vue de l'obtention du diplôme
de MASTER**

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Énergétique

**Modélisation et optimisation
les performances d'un cycle thermique
de la turbine à gaz avec régénération**

Réalisé par :

- Telia souheyr
- lecheheb rima

Soutenu devant le jury :

M. DEBBAH Djoubair
M. HAMIDANE Abbas
M. AZIZI Mohamed Walid

Président
Examineur
Promoteur

Année universitaire : 2023/2024



Dédicaces

*Nous
dédions ce
modeste travail
A nos très chers
parents
A nos chers frères
A nos chères sœurs
Et à tous nos
amis*

Remerciements

*Nous remercions Dieu, le Tout
Puissant, le Miséricordieux, qui nous a
donné le*

.courage et la patience de mener à bien ce travail

*Nos sincères remerciements à notre encadreur Monsieur
Azizi Med Walid qui a accepté de nous diriger durant ce
travail, et qui, par ses conseils et orientations, nous a été d'un
grand apport dans la finalisation de notre mémoire.*

*Je remercie les membres du jury pour l'intérêt porté à mon travail.
.Merci de nous avoir honorés de votre présence
Nous réservons une pensée spéciale à tous les enseignants du
Master qui ont su nous donner une formation didactique et
.appréciable durant tout notre cursus*

*Enfin, nous remercions tous ceux qui nous ont aidés
de près ou de loin dans l'élaboration de ce
travail*

Nomenclatures

C_p	Capacité calorifique du fluide à pression constante	[kJ/kg. K]
C_v	Capacité calorifique du fluide à volume constante	[kJ/kg. K]
P	Pression	[Pa]
Q_{in}	Energie entrante	[kJ/kg]
Q_{out}	Energie sortante (perdus)	[kJ/kg]
R	Constante des gaz parfaits	[kJ/kg. K]
T	Temperature	[K]
W_c	Travail du compresseur	[kJ/kg]
W_{net}	Travail net du cycle	[kJ/kg]
W_t	Travail de la turbine	[kJ/kg]
η_{th}	Rendement thermique du cycle	[%]
η_{ex}	Rendement exégétique	[%]
r_p	Rapport de pression	/
n	Masse molaire	[kmol/s]
ṁ	Débit massique	[kg/s]
V	Débit volumétrique	[m ³ /h]
h	Enthalpie	[kJ/kg]
s	Entropie	[kJ/kg K]
P₁	Pression d'entrée compresseur	[KPa]
T₁	Température ambiante	[K]
T₃	Température d'entrée de la turbine	[K]

Sommaire

Introduction générale	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Généralités à propos des cycles de puissance à gaz

I.1 Introduction.....	3
I.2 Turbine à gaz	3
I.2.1 Rappel historique sur les turbines à gaz.....	3
I.2.2 Définition de la turbine à gaz.....	4
I.2.3 Principe du fonctionnement de la turbine à gaz.....	4
I.2.4 Les composants d'une turbine à gaz	5
I.2.5 Les différents types de turbine à gaz	7
I.2.6 Cycle thermodynamique de la turbine à gaz.....	8
I.3 Le cycle de Brayton	10
I.3.1 Le développement des turbines à gaz	11
I.3.2 L'écart entre le cycle réel de la turbine à gaz et le cycle idéal	12
I.4 Le cycle de Brayton avec régénération	12
I.5 Le cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffage intermédiaire et régénération	13
I.6 Avantages et inconvénients de la turbine à gaz	16
I.7 Conclusion.....	17

Chapitre II : Méthodologie des plans d'expériences

II.1 Introduction.....	18
II.2 La méthodologie des plans d'expérience	18
II.2.1 Historique.....	18
II.2.2 Principe.....	19
II.2.3 Expérimentations.....	20
II.2.4 Modélisation de la réponse.....	21
II.2.5 Intérêt du codage des variables.....	22
II.2.6 Principales composantes de la méthodologie des plans d'expériences.....	23
II.2.7 La Méthodologie des Surfaces de Réponse.....	24
II.3 L'optimisation multicritère	31
II.3.1 introduction.....	31
II.3.2 Méthode de Ch'ng.....	31

Chapitre III : Calculs et simulations

III.1 Introduction	37
III.1.1 Tableau représentant les paramètres de circuit	37
III.2 Simulations avec logiciel EES.....	38
III.2.1 Définition de logiciel EES.....	38
III.2.2 Information générale.....	38
III.2.3 Exploration du menu principal.....	40

III.2.4 Fenêtres de EES.....	41
III.3 Simulations.....	44
III.3.1 Introduction	44
III.3.2 Etude des performances du cycle de Brayton idéal avec régénération avec le logiciel EES	45
III.3.3 Résultats de simulation.....	47

Chapitre IV : Modélisation et Optimisation

IV.1 Introduction.....	50
IV.2 Les données de départ.....	50
IV.3 Planification la simulation.....	51
IV.4 Interprétation des résultats.....	54
IV.4.1 Sensibilité du rendement (η) en fonction de T_1 , T_3 , rp et ε	54
IV.4.2 Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de T_1 , T_3 , rp et ε	56
IV.4.3 Évolution de la consommation (SFC) en fonction de T_1 , T_3 , rp et ε	57
IV.4.4 Analyse de régression pour consommation (SFC) en fonction de T_1 , T_3 , rp et ε	58
IV.4.5 3D Surfaces de réponses.....	59
IV.5 Optimisation les caractéristiques de la turbine à gaz	64
IV.6 Conclusions.....	68

Conclusion générale.....	69
---------------------------------	-----------

Références bibliographiques.....	71
---	-----------

Liste des tableaux

Tableau II.1	Calcul des niveaux des facteurs
Tableau II.2	Valeurs de δ fonction du nombre de points au centre du domaine.
Tableau III.1	Données de départ d'après la fiche technique de la turbine à gaz
Tableau III.2	Résultats de simulation
Tableau III.3	Les résultats de H_p et H_C en fonction de Q
Tableau IV.1	
Tableau IV.2	Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (21 essais)
Tableau IV.3	Variables et niveaux du modèle de conception
Tableau IV.4	Résultats de simulation pour le rendement thermique (η_{th}) et la consommation spécifique de carburant (SFC)
Tableau IV.5	Analyse de la variance ANOVA pour le rendement
Tableau IV.6	Analyse de la variance ANOVA pour la consommation
Tableau IV.7	Les contraintes du processus d'optimisation
Tableau IV.8	Les solutions optimales
Tableau IV.9	Les intervalles de prévision optimale des réponses (η et SFC)

Liste des figures

Figure I.1	Turbine à gaz
Figure I.2	Principe d'une turbine à gaz
Figure I.3	Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz
Figure I.4	Différents composants d'une turbine à gaz
Figure I.5	Coupe du système de prise d'air
Figure I.6	Section compresseur
Figure I.7	Section chambre de combustion
Figure I.8	Section turbine
Figure I.9	Turbine à gaz à une ligne d'arbre
Figure I.10	Turbine à gaz à deux lignes d'arbre
Figure I.11	Schéma d'une turbine à gaz
Figure I.12	Cycle ouvert d'une turbine à gaz
Figure I.13	Cycle fermé d'une turbine à gaz
Figure I.14	Diagrammes T-s et P-v du cycle de Brayton idéal
Figure I.15	Écart entre le cycle de Brayton idéal et le cycle réel de la turbine à gaz résultant des irréversibilités
Figure I.16	Comparaison entre un compresseur à un seul étage (le parcours 1AC) et un compresseur à deux étages (le parcours 1ABD)
Figure I.17	Turbine à gaz munie d'un compresseur à deux étages avec refroidissement intermédiaire, d'une turbine à deux étages avec réchauffage intermédiaire et d'un régénérateur
Figure I.18	Diagramme T-s de la turbine à gaz avec refroidissement, réchauffage et régénération
Figure I.19	le cycle de la turbine à gaz avec refroidissement, réchauffage et régénération
Figure II.1	La boîte noire du processus
Figure II.2	Plan de régression pour deux variables
Figure II.3	Surface de Réponse
Figure II.4	Plan composite centré pour 3 facteurs
Figure III.1	Fenêtre des Informations général
Figure III.2	Les commandes de EES
Figure III.3	Interface du logiciel EES
Figure III.4	Façade de la fenêtre de solution
Figure III.5	Interface de La fenêtre Tableaux
Figure III.6	Fenêtre de la table paramétrique
Figure III.7	Interface de la fenêtre de mise en forme d'équations
Figure III.8	Fenêtre Résiduelle
Figure III.9	Fenêtre 'Lookup Table'
Figure III.10	Schéma de turbine à gaz
Figure III.12	Programme du cycle Brayton avec régénération
Figure III.12	Résultats de simulation sur EES
Figure IV.1	Schéma et diagramme TS d'une turbine à gaz avec régénération
Figure IV.2	Probabilités normales des résidus du le rendement thermique (η_{th})
Figure IV.3	Corrélation des valeurs mesurés et estimés du le rendement thermique (η_{th})
Figure IV.4	Probabilités normales des résidus de la consommation spécifique
Figure IV.5	Corrélation des valeurs mesurés et estimés de la consommation spécifique
Figure IV.6	Effet de la température d'entrée de la turbine et le rapport de compression sur le rendement thermique
Figure IV.7	Effet de la température ambiante et le rapport de compression sur le rendement thermique
Figure IV.8	Effet de la température d'entrée de la turbine et le rapport de compression sur la consommation
Figure IV.9	Effet de l'efficacité du régénérateur et le rapport de compression sur la consommation de carburant
Figure IV.10	Diagramme d'optimisation de réponses multiples du rendement thermique et la consommation spécifique de carburant

Résumé

Ce travail consiste à effectuer une analyse thermodynamique détaillée des performances d'une turbine à gaz avec régénération. La procédure d'optimisation des paramètres de conception est réalisée à l'aide de la méthodologie de surface de réponse (RSM). Des simulations numériques thermodynamiques sont menées en utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver) pour explorer différents paramètres de fonctionnement.

L'objectif principal de ce travail est double. D'une part, il vise à modéliser et développer des équations de prédiction pour les performances de la turbine à gaz avec régénération, en se concentrant sur le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}). Ces performances sont étudiées en fonction de diverses caractéristiques de la turbine, notamment la température ambiante (T_1), la température d'entrée de la turbine (T_3), le rapport de compression (r_p) et la pression d'entrée du compresseur, en utilisant un plan composite centré pour assurer une analyse rigoureuse.

D'autre part, le travail porte sur l'optimisation multi-réponses afin de déterminer les valeurs optimales des caractéristiques de la turbine à gaz en tenant compte des objectifs de performance fixés. Cette optimisation permet de trouver un équilibre entre les différents paramètres pour maximiser l'efficacité et la performance globale du système. Les résultats obtenus fournissent des insights précieux pour améliorer la conception et l'exploitation des turbines à gaz avec régénération, contribuant ainsi à des solutions énergétiques plus efficaces et durables.

Mots clés : Rendement thermique, turbine à gaz, rendement exégétique, modélisation, optimisation

Abstract

This work consists of carrying out a detailed thermodynamic analysis of the performance of a gas turbine with regeneration. The design parameter optimization procedure is carried out using Response Surface Methodology (RSM). Thermodynamic numerical simulations are carried out using the EES (Engineering Equation Solver) software to explore different operating parameters.

The main objective of this work is twofold. On the one hand, it aims to model and develop prediction equations for gas turbine performance with regeneration, focusing on thermal efficiency (η_{th}) and exegerical efficiency (η_{ex}). These performances are studied as a function of various turbine characteristics, including ambient temperature (T_1), turbine inlet temperature (T_3), compression ratio (r_p) and compressor inlet pressure, in using a cantered composite design to ensure rigorous analysis.

On the other hand, the work focuses on multi-response optimization in order to determine the optimal values of the gas turbine characteristics taking into account the set performance objectives. This optimization makes it possible to find a balance between the different parameters to maximize the efficiency and overall performance of the system. The results obtained provide valuable insights to improve the design and operation of regenerative gas turbines, thus contributing to more efficient and sustainable energy solutions.

Keywords: Thermal efficiency, gas turbine, exegerical efficiency, modeling, optimization

ملخص

يتعلق هذا العمل بإجراء تحليل ديناميكي حراري مفصل لأداء توربين غازي مع الاسترجاع. يتم تنفيذ إجراء تحسين معايير التصميم باستخدام منهجية سطح الاستجابة (RSM). يتم إجراء محاكاة عددية ديناميكية حرارية باستخدام برنامج EES (Engineering Equation Solver) لاستكشاف مختلف معايير التشغيل. يهدف هذا العمل إلى تحقيق هدفين رئيسيين. من ناحية، يهدف إلى نمذجة وتطوير معادلات توقع لأداء التوربين الغازي مع الاسترجاع، مع التركيز على الكفاءة الحرارية (η_{th}) والكفاءة الإرجاعية (η_{ex}). تتم دراسة هذه الأداءات بناءً على خصائص مختلفة للتوربين، بما في ذلك درجة حرارة البيئة المحيطة (T_1)، ودرجة حرارة دخول التوربين (T_3)، ونسبة الضغط (r_p)، وضغط دخول الضاغط، باستخدام خطة مركبة مركزية لضمان تحليل دقيق. من ناحية أخرى، يركز العمل على تحسين متعدد الاستجابات لتحديد القيم المثلى لخصائص التوربين الغازي مع مراعاة أهداف الأداء المحددة. يتيح هذا التحسين إيجاد توازن بين مختلف المعايير لزيادة الكفاءة والأداء الكلي للنظام. توفر النتائج التي تم الحصول عليها رؤى قيمة لتحسين تصميم وتشغيل التوربينات الغازية مع الاسترجاع، مما يساهم في حلول طاقة أكثر كفاءة واستدامة.

الكلمات المفتاحية: الكفاءة الحرارية، التوربين الغازي، الكفاءة الإرجاعية، النمذجة، التحسين.

Introduction générale

La turbine à gaz, également connue sous le nom de turbine à combustion, est un dispositif mécanique qui convertit l'énergie chimique d'un carburant en énergie mécanique. Elle est largement utilisée dans diverses applications, allant des centrales électriques aux avions et navires, grâce à sa capacité à fournir une puissance élevée avec un poids relativement faible.

La régénération est souvent employée dans les centrales électriques à turbine à gaz combinée, où elle est intégrée avec une turbine à vapeur. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont utilisés pour produire de la vapeur, laquelle alimente ensuite une turbine à vapeur supplémentaire pour générer de l'électricité supplémentaire. Cette configuration permet d'atteindre des rendements globaux élevés, surpassant ceux des centrales électriques conventionnelles.

Actuellement, l'avènement de la simulation numérique et la disponibilité d'ordinateurs toujours plus puissants facilitent grandement le calcul et l'optimisation des conditions idéales de fonctionnement des turbines à gaz. Cependant, malgré ces avancées technologiques, l'optimisation des performances reste un défi pour les chercheurs et ingénieurs, qui s'efforcent constamment d'améliorer ces dispositifs pour répondre aux spécifications de plus en plus exigeantes du marché industriel. Ces constatations nous ont conduits à développer des travaux de recherche ayant pour objectifs :

- La simulation sur un cycle thermodynamique connu sous le nom de cycle Brayton, ce cycle se compose de quatre processus principaux : la compression, la combustion, l'expansion et le rejet des gaz d'échappement, dans le but de faire une analyse thermodynamique des performances d'une turbine à gaz.
- La modélisation mathématique pour l'optimisation des performances de la turbine à gaz avec régénération, le rendement thermique (η_{th}) et la consommation spécifique de carburant (SFC) en fonction des caractéristiques de la turbine à gaz, sont la température ambiante (T_1), la température d'entrée de la turbine (T_3), le rapport de compression (r_p) et (p_1) en utilisant la Méthodologie des Surfaces de Réponses (MSR).

Ainsi, ce mémoire s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre présente les notions fondamentales des pompes centrifuges. Une présentation des différents éléments constitutifs de la turbine à gaz, roues mobiles et fixes, volute, divergents et leurs rôles, est donnée. Finalement, on termine ce chapitre par les

facteurs de dysfonctionnement des turbines à gaz ainsi que les avantages et les inconvénients des turbines à gaz.

Le second chapitre s'intéressera à l'aspect Mathématique reste encore notre préoccupation durant ce chapitre. Nous présentons ici la Méthodologie des Plans d'Expériences (MPE) qui est un outil d'analyse privilégié pour les ingénieurs du fait qu'on réalise d'abord un minimum d'expériences afin d'obtenir les facteurs influents des performances de la pompe centrifuge étudiée, le rendement et la puissance en fonction les caractéristiques de l'impulseur et par la suite la modélisation de surface des réponses.

Dans **le troisième chapitre** nous avons présenté La simulation sur un cycle thermodynamique de Brayton en utilisant le code EES tels que le rapport de compression ($4 \leq r_p \leq 12$), la température d'entrée ($273 \leq T_1 \leq 313\text{K}$), la température d'entrée de la turbine ($1100 \leq T_3 \leq 1500\text{ K}$), le la pression d'entrée du compresseur ($55 \leq p_1 \leq 85\text{Kpa}$). Cette étude théorique suivi d'une simulation sur la turbine à gaz avec régénération, afin de déterminer les indicateurs de performances de la turbine à gaz étudié.

Le quatrième chapitre présente l'étude et l'analyse statistique de la variance (ANOVA) des résultats de simulation afin de développer les modèles mathématiques des facteurs de réponse (le rendement et la puissance) en fonction les caractéristiques de de la turbine à gaz, la température ambiante (T_1), la température d'entrée de la turbine (T_3), le rapport de compression (r_p) et le la pression d'entrée du compresseur (p_1) en utilisant la méthodologie des surfaces de réponse (MSR).

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I : Généralités à propos des cycles de puissance à gaz

I.1 Introduction

Les turbines à gaz sont des machines très utilisées dans le monde de l'énergie et du transport. Elles convertissent l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique en utilisant un processus thermodynamique. Les turbines à gaz peuvent être trouvées dans de nombreux domaines, des centrales électriques aux avions en passant par les navires et les locomotives. Leur popularité est due à leur rendement élevé, à leur capacité à fonctionner à des températures élevées et à leur faible niveau d'émissions. Elles sont également capables de produire une grande quantité d'énergie en peu de temps, ce qui en fait un choix idéal pour les applications qui nécessitent une puissance instantanée. Dans ce chapitre, nous allons explorer les généralités sur les turbines à gaz, leur fonctionnement, les différents types de turbines à gaz disponibles, leurs avantages et inconvénients, ainsi que leurs applications, nous allons par la suite explorer les notions fondamentales de thermodynamique utilisée pour les calculs des turbines à gaz.

I.2 Turbine à gaz

I.2.1 Rappel historique sur les turbines à gaz [1]

- En 1900 l'Allemand Frensz Stolze proposa une turbine à air chaud comportant un compresseur axial multi-étage et une turbine axiale mais la machine ne tourna jamais. En 1905 Stolze a fait la première conception complètement axiale avec une chambre de combustion sous forme de silo.
- En 1903 l'ingénieur norvégien Egil Elling a réussi à construire la première turbine à gaz simple. Durant la même période où les travaux d'Elling étaient en progrès, les Français Armengaud et Lemale (1901-1906) aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global de 3%.
- Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941. En 1939, la société Suisse Brown Boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans von Ohain a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avion en service. Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultat des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique.

- En 1950 utilisation du TAG pour la production d'électricité avec un rendement de 30%.
- En 1960 diminution du coût du gaz, l'utilisation des turbines à gaz se multiplie dans le domaine industriel notamment dans l'industrie pétrolière et de gaz.

I.2.2 Définition de la turbine à gaz

La turbine à gaz est, à tous égards, un moteur à combustion interne. Elle peut être considérée comme un système autonome. Elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de cet air dans sa chambre de combustion, puis convertit cette énergie en énergie mécanique utile lors des processus de détente qui se déroulent dans la section turbine. L'énergie mécanique produite est ensuite transmise par un accouplement à une machine réceptrice, qui génère la puissance utile nécessaire pour le processus industriel.

Dans sa forme la plus simple, une turbine à gaz se compose d'un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique, d'une chambre de combustion où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'un combustible (tel que le gaz naturel, le gasoil ou le kérosène), et enfin d'une turbine qui détend les gaz jusqu'à la pression atmosphérique [2].

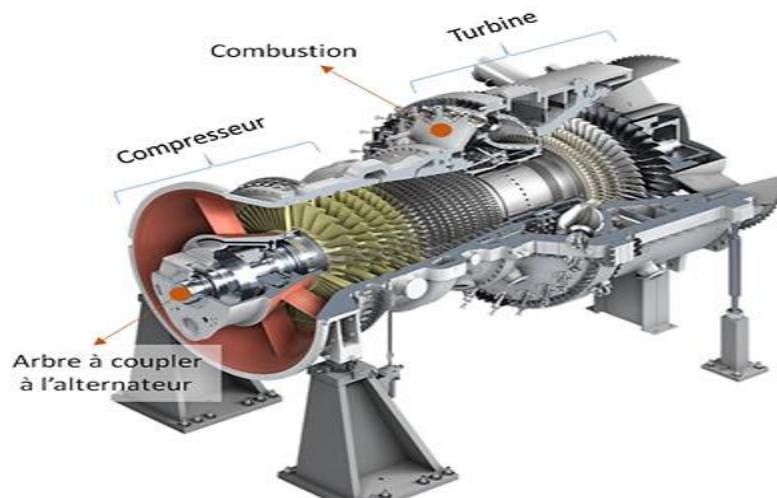


Figure I.1 : Turbine à gaz.

I.2.3 Principe du fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Extrait de l'air du milieu environnant par un système d'admission, l'air acheminé vers le compresseur qui le comprime à une pression plus élevée.
- Des combustibles gazeux ou liquide (gaz naturel, kérosène...) atomisés sont injectés dans la chambre de combustion où il est mélangé à l'air comprimé ce qui augmente son énergie.

- L'air détente a pression et température très élevée vers la section de la turbine qui convertit son énergie thermique en énergie mécanique, pour faire tourner l'arbre, et s'échappent les gaz à basse pression et température résultant de la transformation dans l'atmosphère.

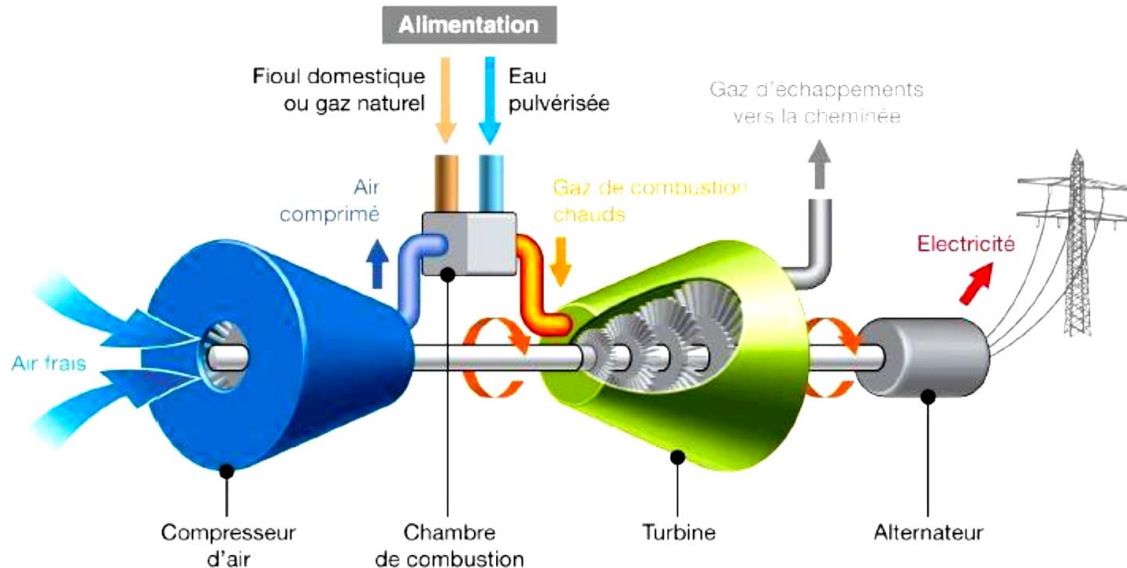


Figure I.2 : Principe d'une turbine à gaz. [3]

La **Figure [I.3]** montre les composantes ainsi les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine à gaz correspondant aux phases de fonctionnement.

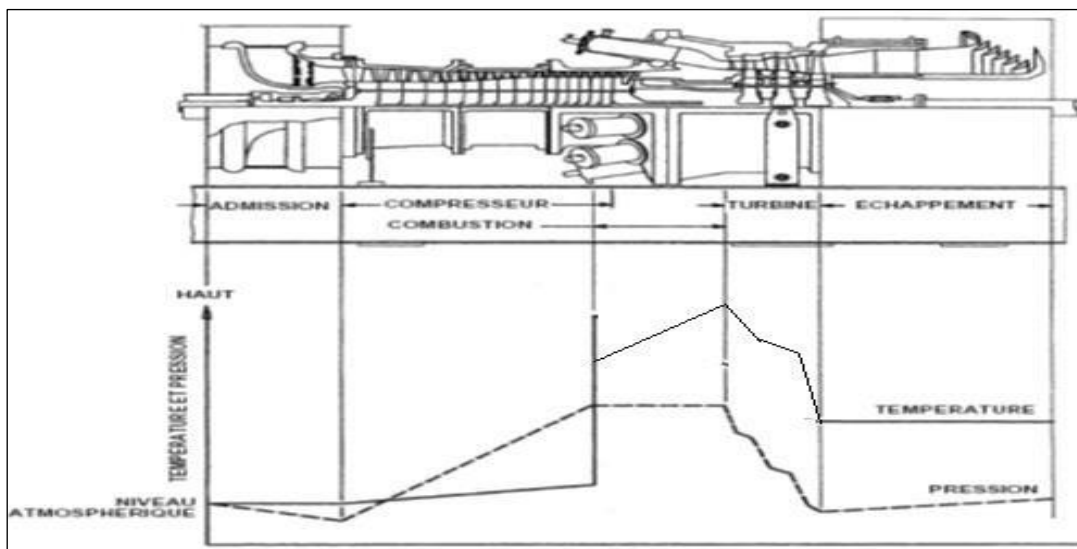


Figure I.3 : Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz.

I.2.4 Les composants d'une turbine à gaz

Dans le cas le plus simple, une turbine à gaz est constituée par un filtre d'entrée d'air, un compresseur, une chambre de combustion, une turbine à détente et un système d'échappement vers l'atmosphère (cheminée) :

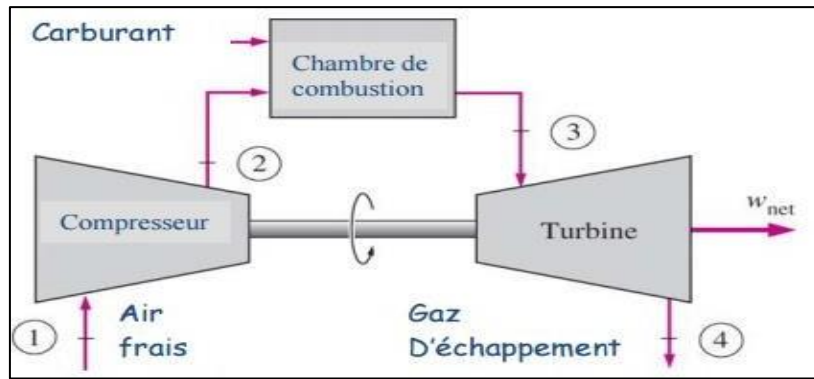


Figure I.4 : Différents composants d'une turbine à gaz [4]

1. Système d'admission « entrée d'air » [5]

Le système de prise d'air fournit de l'air filtré au compresseur de la turbine à gaz, en quantité et qualité nécessaire au fonctionnement de cette dernière dans les conditions ambiantes locales. Aux égards des conditions du site, le système sera équipé d'un dispositif de filtration statique multi-étage. A l'admission au compresseur, un silencieux réduit le niveau acoustique à la limite requise. Le système est accessible pour les révisions et la maintenance.

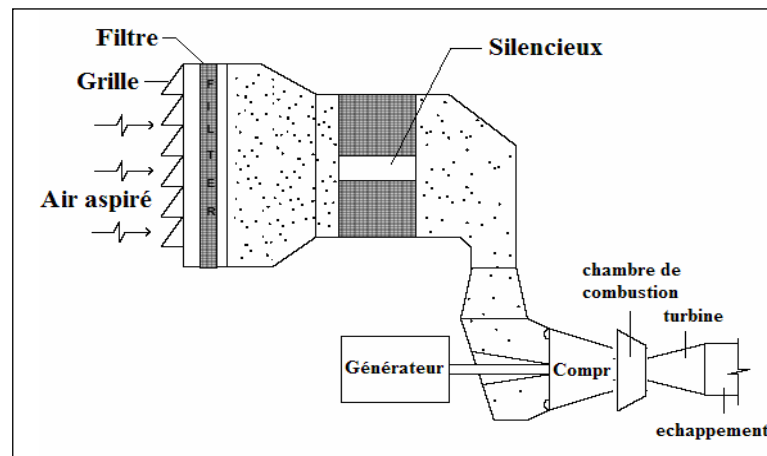


Figure I.5 : Coupe du système de prise d'air

2. Le Compresseur

Les compresseurs sont des appareils mécaniques qui compriment l'air et le refoulent à une pression supérieure, généralement le compresseur d'une TAG est de type axiale son principales équipement est un rotor enveloppé par un stator, chaque niveau de compression est constitué d'une rangée des ailettes mobiles suivies d'aubages fixes l'association de ses deux représente un niveau de pression.

Son rôle principal est de comprimer efficacement la masse d'air nécessaire et de le former à l'étage de combustion.



Figure I.6 : Section compresseur.

3. La Chambre de combustion

La chambre de combustion est une des pièces les plus importantes du TAG, sert à transformer l'énergie chimique du carburant en énergie calorifique. Son rôle initial est d'augmenter la température du fluide moteur et produit une très grande poussée par l'inflammation du mélange d'air comprimé et le carburant injecté dans la chambre à combustion.

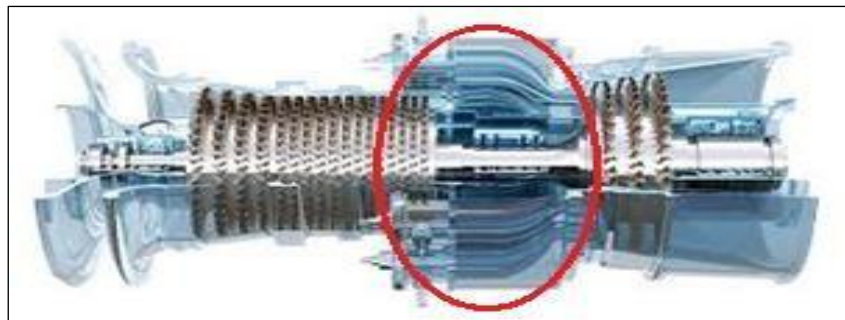


Figure I.7 : Section chambre de combustion.

4. Turbine

Appelée aussi turbine à détente, transforme l'énergie cinétique en énergie mécanique pour entraîner le compresseur et l'alternateur ou d'autre support.

Les turbine à détente sont généralement axial comportent une partie mobile « rotor » et une partie fixe « stator » et des aubages.

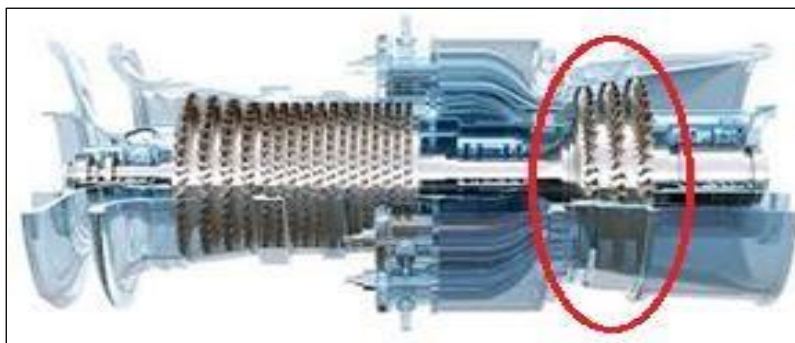


Figure I.8 : Section turbine

5. Echappement de la turbine à gaz

Influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement, grille de tranquillisation, système de réchauffe des gaz, chaudière, vanne, coude et cheminée

I.2.5 Les différents types de turbine à gaz

Une turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants.

- **Une ligne d'arbre**

Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une certaine vitesse ensuite c'est la turbine HP que continue l'entraînement de l'ensemble des éléments

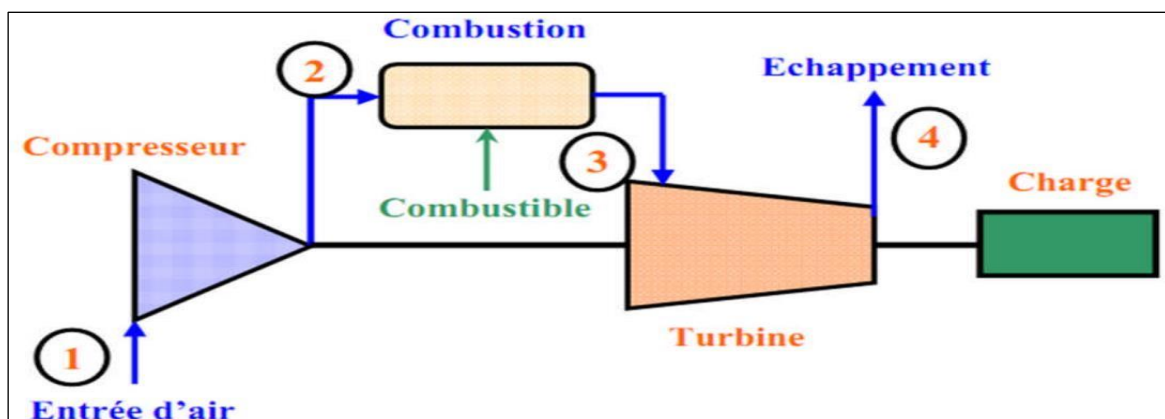


Figure I.9 : Turbine à gaz à une ligne d'arbre [6]

- **Deux lignes arbre**

Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP en bout d'arbre séparé mécaniquement.

La conception à deux lignes d'arbre représente le maximum de souplesse, retenue pour les applications de grandes puissances.

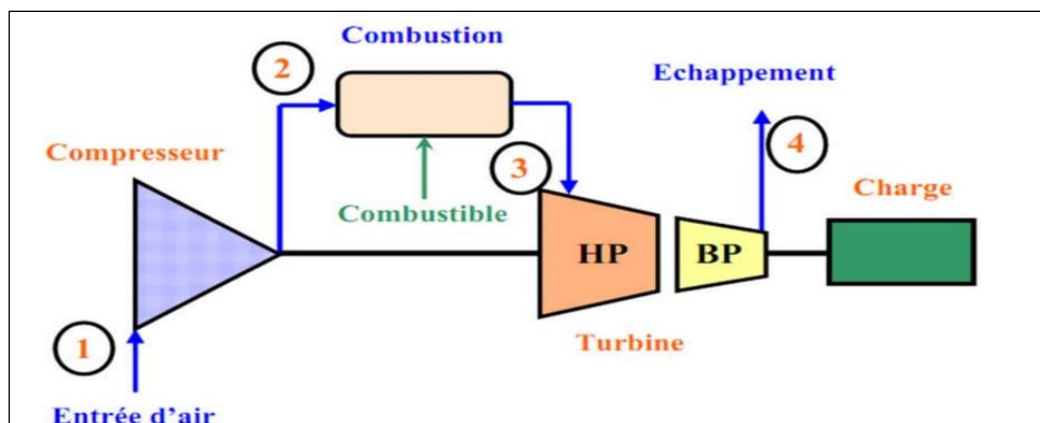


Figure I.10 : Turbine à gaz à deux lignes d'arbre [6]

I.2.6 Cycle thermodynamique de la turbine à gaz

Le cycle thermodynamique selon lequel fonctionne une turbine à gaz est appelé cycle de Brayton. Les quatre phases du cycle de Brayton sont représentées sur Figure I.8 par un schéma température-enthalpie (T-H). Le schéma T-H est un moyen commode pour illustrer et analyser le comportement d'une centrale. La température (T) est placée sur l'axe vertical et l'enthalpie (H) sur l'axe horizontal. L'enthalpie est la propriété des corps à transformer l'énergie disponible en travail.

Chaque processus du cycle de Brayton peut être tracé sur le schéma T-H.

- Le premier processus est celui de la compression de l'air dans le compresseur qui est représentée par la ligne 1-2. La compression de l'air est accompagnée d'une augmentation de la température et de la pression ce qui cause une augmentation correspondante d'enthalpie. Au fur et à mesure du travail exercé sur l'air, ce dernier emmagasine l'énergie sous forme de température et de pression. La puissance (l'énergie) nécessaire à ce travail provient de la turbine qui est directement couplée au compresseur de la turbine à gaz par un arbre commun.
- Le deuxième processus, représenté par la ligne 2-3, consiste à ajouter de la chaleur au cycle, à pression constante, en brûlant du combustible. La température du gaz résultant de la combustion s'élève fortement par rapport à la température de l'air en sortie du compresseur.
- Le troisième processus, représenté par la ligne 3-4, correspond à la détente et au refroidissement du gaz qui traverse la turbine. L'énergie du gaz chaud sous pression est utilisée pour effectuer le travail.
- Le dernier processus du cycle de Brayton, représenté par la ligne 4-1, est le refroidissement du gaz chaud qui s'échappe dans l'atmosphère. Le gaz se mélange à l'air ambiant et sa température diminue.
- La quantité de chaleur nécessaire au cycle de Brayton est représentée par la zone située sous la ligne 2-3. La zone, sous la ligne 4-1, représente la fraction de chaleur qui est rejetée. La zone séparant ces deux lignes représente la chaleur convertie en une énergie mécanique utile

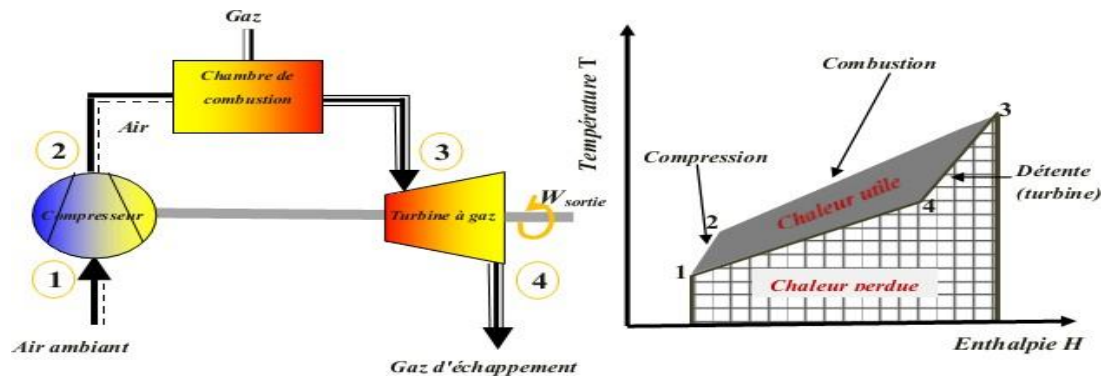


Figure I.11 : Schéma d'une turbine à gaz [7]

I.3 Le cycle de Brayton

Les turbines à gaz fonctionnent habituellement selon un cycle ouvert (voir la figure I.12). L'air atmosphérique s'engage dans le compresseur, où il est comprimé à haute pression et à haute température. Il est ensuite admis dans la chambre de combustion. Les gaz chauds résultant de la combustion se détendent alors dans une turbine qui produit du travail mécanique. À la sortie de la turbine, les gaz sont évacués dans l'atmosphère. Le cycle ouvert est complété.

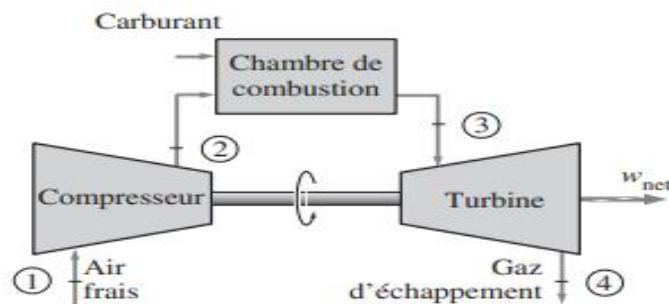


Figure I.12 : Cycle ouvert d'une turbine à gaz.

Le cycle ouvert de la turbine à gaz peut néanmoins être modélisé comme un cycle fermé si on admet les hypothèses d'air standard (voir la figure I.13). Les évolutions de compression et de détente demeurent inchangées. Toutefois, le phénomène de combustion est remplacé par une évolution de transmission de chaleur à pression constante d'une source externe au système, et l'évacuation des gaz à la sortie de la turbine est remplacée par une évolution de transmission de chaleur à pression constante du système au milieu extérieur. Ce cycle idéal est connu sous le nom de « cycle de Brayton », en l'honneur de George Brayton (1830–1892) qui l'a conçu dans les années 1870 alors qu'il étudiait les moteurs à piston.

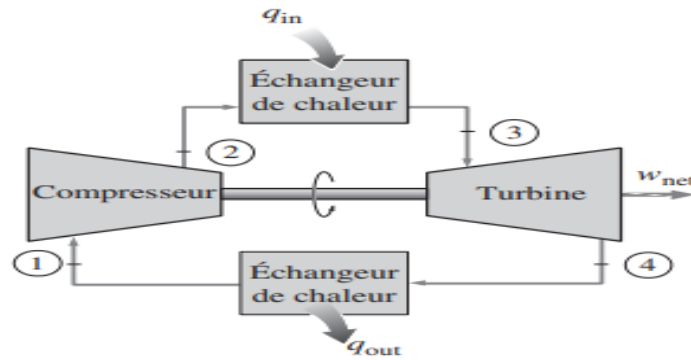


Figure I.13 : Cycle fermé d'une turbine à gaz.

Le cycle de Brayton idéal comprend quatre évolutions réversibles intérieurement qui sont illustrées dans les diagrammes T-s et P-v de la figure I.14 :

1. la compression isentropique (dans le compresseur) 1-2 ;
2. l'apport de chaleur à pression constante 2-3 ;
3. la détente isentropique (dans la turbine) 3-4 ;
4. l'évacuation de chaleur à pression constante 4-1. [8]

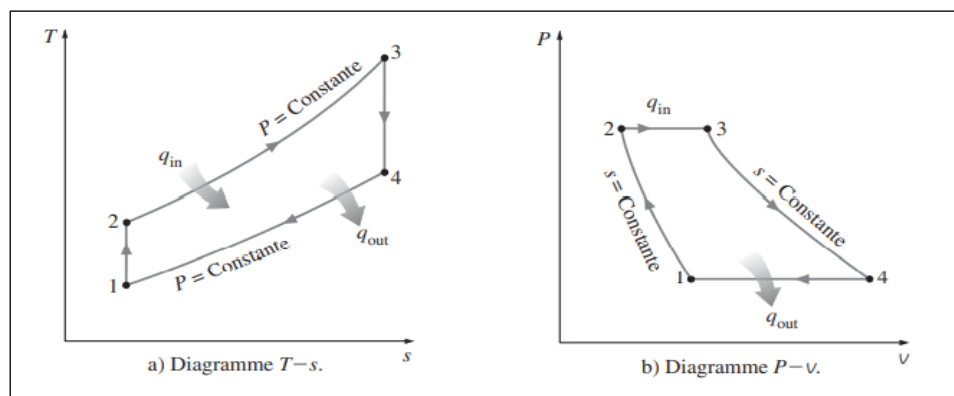


Figure I.14 : Diagrammes T-s et P-v du cycle de Brayton idéal.

I.3.1 Le développement des turbines à gaz

Dans les années 1940 et 1950, le rendement des turbines à gaz était inférieur à 20 %. Le rendement isentropique des compresseurs et des turbines était faible, et les matériaux utilisés dans les turbines ne pouvaient tolérer des températures élevées. Le développement technologique des turbines à gaz s'est donc concentré dans les trois secteurs suivants :

1. **L'accroissement de la température des gaz à l'entrée de la turbine.** En 1940, la température des gaz à l'entrée de la turbine était limitée à environ 540 8C. Aujourd'hui, grâce au développement de nouveaux matériaux (le revêtement céramique) et de

techniques innovatrices de refroidissement des aubages, cette température est passée à environ 1 425 8C.

2. **L'accroissement du rendement isentropique des composants.** Le rendement des premières turbines était compromis à cause des irréversibilités au sein du compresseur et de la turbine. Aujourd'hui, on atténue de plus en plus ces pertes en recourant à des outils de conception et de simulation aérodynamique sophistiqués.
3. **La modification du cycle de base.** Le rendement du cycle de base peut être considérablement accru si on récupère une partie de la chaleur des gaz expulsés de la turbine (la régénération) et si on comprime l'air par étage avec refroidissement entre les étages. Ces techniques sont traitées dans les prochaines sections.

I.3.2 L'écart entre le cycle réel de la turbine à gaz et le cycle idéal

Le cycle réel de la turbine à gaz s'écarte du cycle idéal tant par les irréversibilités dans le compresseur et la turbine que par la chute de pression dans les conduits, la chambre de combustion et les échangeurs de chaleur.

Les irréversibilités dans le compresseur et la turbine peuvent être prises en compte grâce aux rendements isentropiques définis comme :

$$\eta_c = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (1.1)$$

Et

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (1.2)$$

Les états 2a et 4a correspondent respectivement aux états réels du fluide moteur à la sortie du compresseur et de la turbine, alors que les états 2s et 4s correspondent respectivement aux états résultant de l'évolution isentropique dans le compresseur et la turbine (voir la figure I.15). [9]

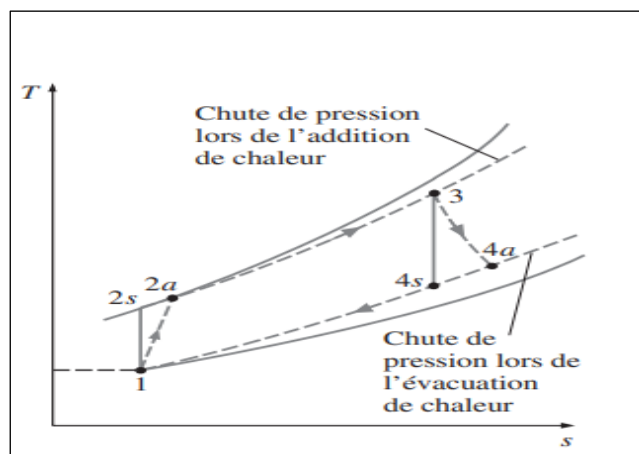


Figure I.15 : Écart entre le cycle de Brayton idéal et le cycle réel de la turbine à gaz résultant des irréversibilités.

I.4 Le cycle de Brayton avec régénération

La régénération est une méthode utilisée pour récupérer les pertes thermiques des gaz d'échappement rejetées à haute température. La température des gaz d'échappement (la sortie de la turbine) est plus élevée (de l'ordre de 500°C) que la température de l'air comprimé, elle est considérée comme une grande perte d'énergie, pour cela on utilise la méthode de régénération, cette méthode basée sur le réchauffage de l'air comprimé avant entrée dans la chambre de combustion par un échangeur de chaleur placé entre la sortie de la turbine et l'air comprimé. Cette méthode permet de réduire la consommation de carburant et ainsi d'améliorer le rendement. [10]

I.5 Le cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffage intermédiaire et régénération

Le travail net que produit la turbine à gaz est la différence entre le travail produit par la turbine et le travail consommé par le compresseur. Le travail net produit peut être accru si on augmente le travail produit par la turbine et/ou si on diminue le travail consommé par le compresseur.

On a vu précédemment que le travail requis pour comprimer un gaz peut être réduit en le comprimant par étages et en le refroidissant entre chaque étage (voir la figure I.16). À mesure que le nombre d'étages croît, la compression tend vers une évolution isotherme à la température d'admission dans le compresseur, et le travail requis pour la compression diminue.

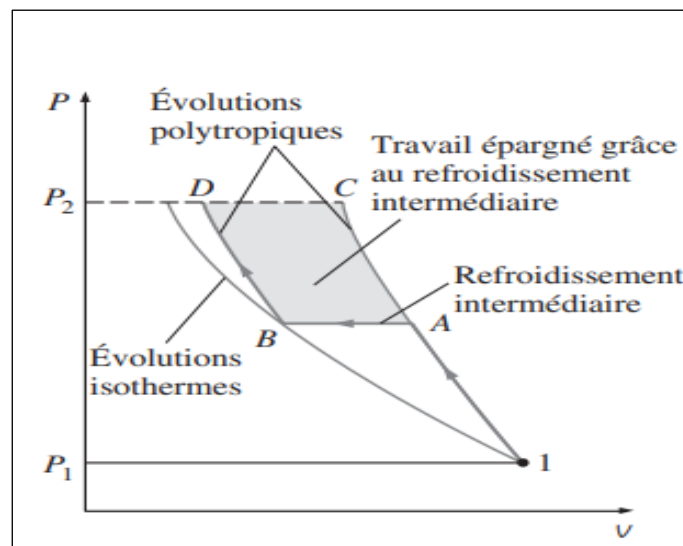


Figure I.16 : Comparaison entre un compresseur à un seul étage (le parcours 1AC) et un compresseur à deux étages (le parcours 1ABD).

De même, le travail que produit une turbine fonctionne entre deux niveaux de pression peut

être accru si on détend le gaz par étages et qu'on le réchauffe entre chaque étage. Cette détente étagée avec réchauffage intermédiaire est réalisée sans augmenter la température maximale du cycle. À mesure que le nombre d'étages croît, la détente se rapproche d'une évolution isotherme.

Ces deux stratégies s'appuient sur le fait que le travail de compression et de détente avec écoulement en régime permanent est proportionnel au volume massique du fluide. Par conséquent, durant la compression, le volume massique du fluide moteur devrait être minimisé, alors qu'au cours de la détente, il devrait être maximisé. C'est le but recherché avec le refroidissement et le réchauffage.

Dans les turbines à gaz, la combustion est réalisée avec un excès d'air afin d'éviter les dommages que des températures trop élevées pourraient infliger aux composants de la turbine. Par conséquent, entre les étages de la turbine, le mélange gazeux est toujours riche en oxygène, et le réchauffage peut être réalisé simplement avec la pulvérisation de carburant.

Lorsque le refroidissement et le réchauffage sont employés, le fluide moteur émerge du compresseur à plus basse température et sort de la turbine à plus haute température. L'intérêt de recourir à la régénération n'en est que renforcé. De surcroît, avant d'être admis dans la chambre de combustion, l'air comprimé peut être chauffé davantage avec les gaz d'échappement plus chauds.

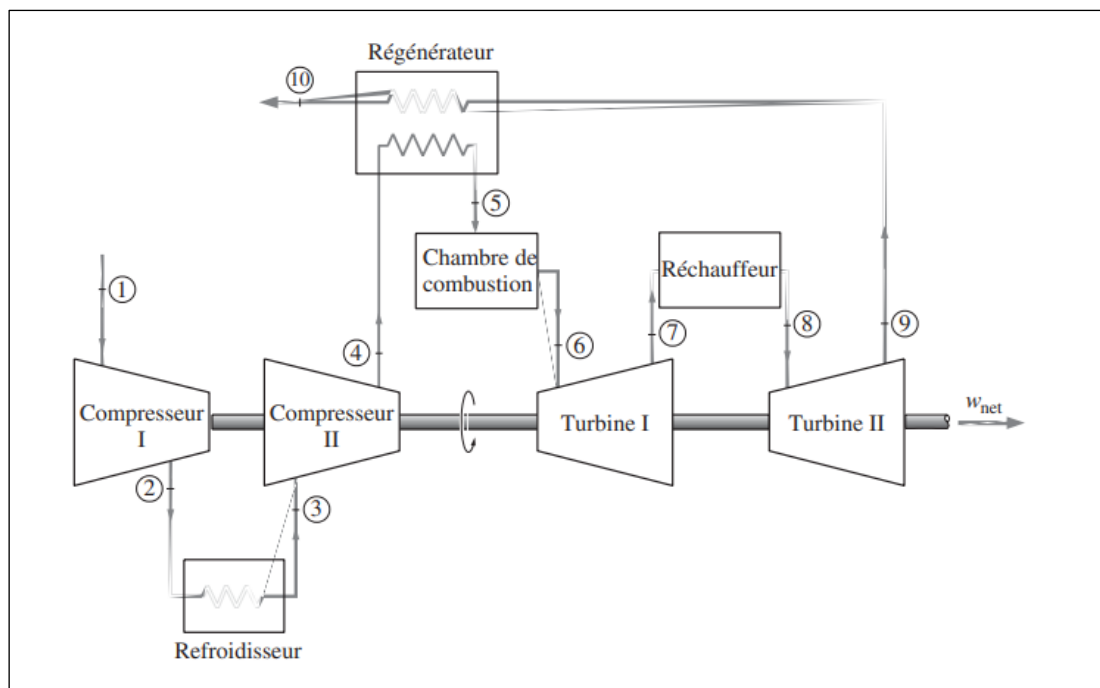


Figure I.17 : Turbine à gaz munie d'un compresseur à deux étages avec refroidissement intermédiaire, d'une turbine à deux étages avec réchauffage intermédiaire et d'un

régénérateur.

La figure I.17 représente un cycle de la turbine à gaz muni de deux étages de compression avec refroidissement intermédiaire, de deux étages de détente avec réchauffage intermédiaire et d'un régénérateur.

Le diagramme T-s correspondant à ce cycle est donné à la figure I.18. Le gaz, admis dans le premier étage du compresseur à la pression P_1 et à la température T_1 (l'état 1), est comprimé de façon isentropique à la pression intermédiaire P_2 (l'état 2), puis refroidi à pression constante à la température T_3 (l'état 3). Il entre dans le deuxième étage du compresseur et est comprimé de façon isentropique à la pression finale P_4 (l'état 4). Il traverse le régénérateur à pression constante et voit sa température monter à T_5 (l'état 5). Si le rendement du régénérateur est de 100 %, T_5 à T_9 . Le gaz est alors admis dans la première chambre de combustion, où de la chaleur est ajoutée. Il ressort à la température de T_6 (l'état 6) et se détend de façon isentropique dans le premier étage de la turbine (l'état 7). Il est réchauffé (l'état 8), puis détendu de façon isentropique dans le deuxième étage de la turbine (l'état 9). Il traverse ensuite le régénérateur à pression constante, et sa température descend à T_{10} (l'état 10). Le cycle est complété alors que le gaz se refroidit à la température de T_1 , qui est son état initial (l'état 1) (ou si les gaz d'échappement sont rejetés dans le milieu extérieur).

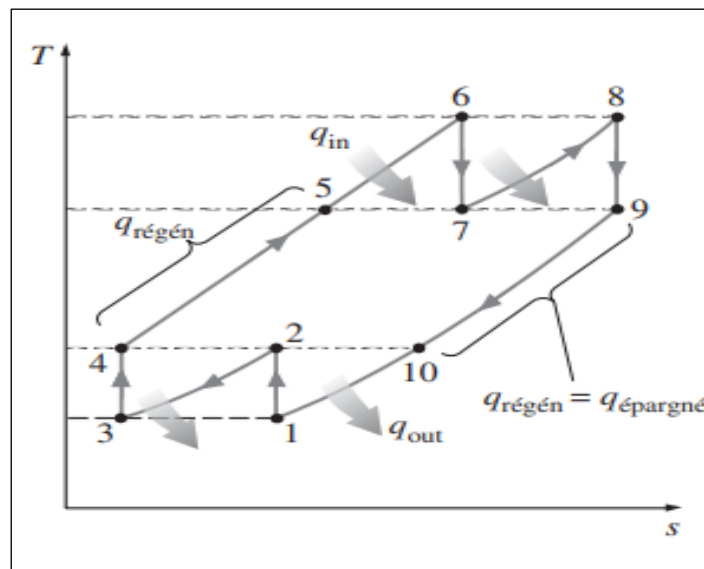


Figure I.18 : Diagramme T-s de la turbine à gaz avec refroidissement, réchauffage et régénération.

Il a été démontré auparavant que le travail de compression étagée est minimisé lorsque les rapports de pression de chaque étage sont égaux. De même, on peut démontrer que le travail produit au cours d'une détente étagée est maximisé lorsque les rapports de pression de chaque

étage sont égaux. Par conséquent, le meilleur rendement de la turbine à gaz est obtenu pour :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \quad (1.3)$$

À mesure que le nombre d'étages de compression et de détente croît, le cycle de la turbine à gaz avec refroidissement, réchauffage et régénération se rapproche du cycle d'Ericsson (voir la figure I.18), et son rendement thermique tend vers le rendement théorique de Carnot. En pratique, toutefois, le nombre d'étages dépasse rarement trois ; la complexité et les coûts qui en découleraient seraient difficilement justifiables. [9]

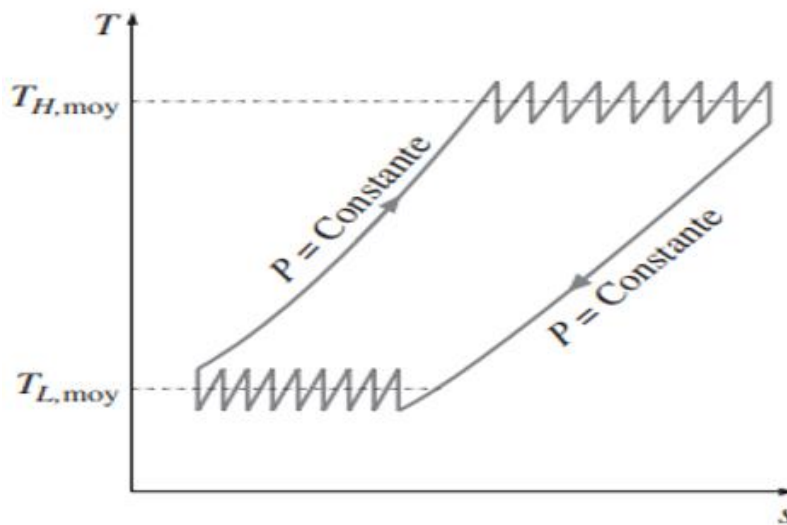


Figure [I.19] : À mesure que le nombre d'étages de compression et de détente augmente, le cycle de la turbine à gaz avec refroidissement, réchauffage et régénération se rapproche du cycle d'Ericsson.

I.6 Les avantages et les inconvénients de la turbine à gaz

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielles présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

Avantages :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait être logé
- A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue
- Démarrage facile même à grand froid
- Diversité de combustible pour le fonctionnement
- Possibilité de fonctionnement à faible charge

Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel, à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.[11]

I.7 Conclusion

La turbine à gaz est une machine thermique essentielle dans de nombreuses industries, offrant une grande flexibilité et une puissance importante. Malgré ses inconvénients, elle reste un choix populaire pour la production d'électricité et la propulsion des véhicules.

Avec les progrès technologiques et les changements dans le paysage énergétique mondial, la turbine à gaz continuera probablement d'évoluer pour répondre aux besoins futurs en matière de production d'énergie et de transport.

Chapitre II : Méthodologie Des Plans D'expériences

II.1 Introduction

Les plans d'expériences bénéficient aujourd'hui d'une large audience et leur pratique se développe dans plusieurs domaines de recherche. La méthodologie expérimentale classique consiste à fixer le niveau de toutes les variables sauf une et à mesurer la réponse du système pour différentes valeurs de cette variable, elle conduit en général à de nombreux essais inutiles et à un volume de résultats difficiles à exploiter. L'utilisation des plans d'expériences sert à optimiser cette organisation afin d'obtenir le maximum de renseignements avec le minimum d'expériences. Dans ce chapitre, nous allons donc à présenter les plans d'expériences, afin de montrer leur utilité et ce qu'ils peuvent apporter dans le domaine du traitement des données expérimental. Nous présenterons ensuite les plans qui ont été utilisés lors de nos travaux de recherche. Suivie par la description de l'approche théorique proposée pour la résolution de problèmes d'optimisation multi-objectifs, nous avons utilisé la technique de désirabilité pour la recherche de la solution « optimale ». Ainsi, les bases théoriques de cette approche seront également présentées dans ce chapitre.

II.2 Méthodologie des plans d'expériences

II.2.1 Historique

Les plans d'expériences sont le fruit de l'application rigoureuse de méthodes mathématiques et statistiques à l'expérimentation scientifique. Les pionniers dans ce domaine étaient des agronomes, qui devaient gérer de nombreux paramètres dans leurs études tout en étant limités par des contraintes de temps et de ressources, rendant impossible la multiplication des expériences. En 1925, le statisticien britannique Ronald A. Fisher révolutionna le domaine en proposant une méthode novatrice pour l'étude simultanée de plusieurs facteurs, marquant ainsi un tournant décisif dans la conception des essais expérimentaux. Cette approche fut rapidement adoptée et perfectionnée par d'autres statisticiens et mathématiciens, qui développèrent des tableaux d'expériences. Ces tableaux permettaient de réduire de manière significative le nombre d'essais nécessaires, tout en maintenant une grande pertinence et fiabilité des résultats obtenus. La Méthodologie des Plans d'Expériences (MPE) s'est révélée extrêmement précieuse pour divers domaines scientifiques et industriels, offrant une structure systématique pour l'optimisation des processus et des produits. La MPE est particulièrement utile pour les phénomènes de type "boîte noire" (Figure II-1), où l'objectif est d'optimiser les réponses en modifiant les facteurs d'entrée. Les facteurs d'entrée, appelés également variables indépendantes ou prédictives, sont les éléments sur lesquels l'expérimentateur peut intervenir. Cependant, dans de nombreux contextes, il existe également des facteurs incontrôlables, connus

sous le nom de facteurs de bruit, qui peuvent affecter les résultats de manière imprévisible. La capacité de la MPE à gérer ces deux types de facteurs – contrôlables et non contrôlables – en fait un outil indispensable pour les chercheurs et les ingénieurs, leur permettant de concevoir des expériences efficaces et robustes, même face à l'incertitude et à la variabilité inhérentes à de nombreux systèmes réels.

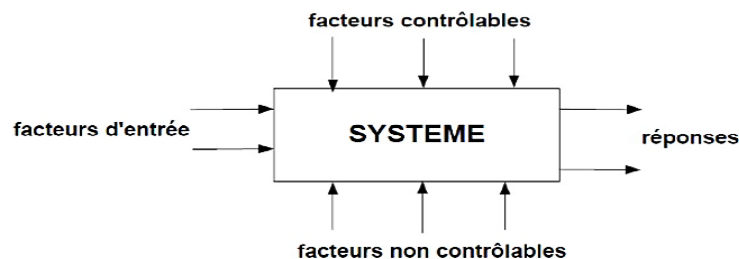


Figure II.1 Boîte noire du processus

II.2.2 Principe

La méthode des plans d'expériences offre une solution adaptée à nos besoins. Elle repose sur le principe de faire varier simultanément les niveaux d'un ou plusieurs facteurs (qui peuvent être des variables discrètes ou continues) à chaque essai. Cette approche permet de réduire considérablement le nombre d'expériences nécessaires tout en augmentant le nombre de facteurs examinés. De plus, elle permet de détecter les interactions entre les facteurs et d'identifier les conditions optimales en fonction d'une réponse spécifique, c'est-à-dire une mesure utilisée comme critère d'évaluation. La technique facilite également la modélisation des résultats. Le principal défi réside donc dans la minimisation du nombre d'expériences à réaliser, tout en maintenant une précision élevée des résultats obtenus.

II.2.3 Modélisation de la réponse

Lorsqu'on mène une étude expérimentale ou des simulations numériques sur un phénomène ou un processus, on caractérise cette étude par des réponses qui varient en fonction de divers paramètres influents (facteurs). En général, les résultats sont illustrés à l'aide de représentations graphiques montrant la réponse (surface de réponse) en fonction de deux paramètres, ce qui se traduit par une visualisation dans un espace tridimensionnel. Si on considère une réponse théorique Y_{th} , dépendant de n paramètres (facteurs) $x_1, x_2, \dots, x_n$ on peut écrire :

$$Y_{th} = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (II.1)$$

Mais la réponse théorique est différente de la réponse obtenue par voie expérimentale ou numérique Y_{exp} à cause des erreurs expérimentales (ou numériques) inhérentes. L'expression précédente devient :

$$Y_{\text{exp}} = Y_{\text{th}} + \varepsilon = F(x_1, x_2, \dots, x_n) + \varepsilon \quad (\text{II.2})$$

D'une manière générale pour la modélisation d'un système n'ayant que deux variables, on peut écrire le modèle comme suit :

$$Y = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_1 + \beta_2 \cdot x_2 + \beta_3 \cdot x_3 \quad (\text{II.3})$$

Ce modèle décrit la variation de la réponse Y en fonction des deux variables x1 et x2, en supposant une relation linéaire entre elles. Cette hypothèse conduit à l'utilisation de la régression linéaire [18, 19] pour déterminer les coefficients du modèle, dont la représentation géométrique prend la forme d'un plan de régression (Figure II-2)

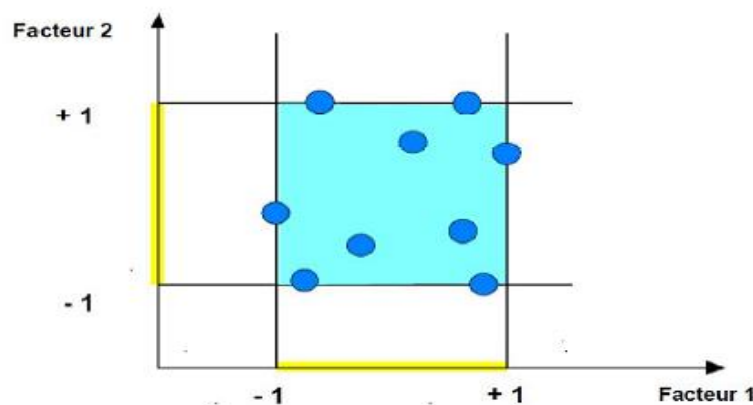


Figure II.2 Plan de régression pour deux variables.

Le plan est ajusté selon le principe des moindres carrés où les sommes des carrés des erreurs d'estimation de la variable dépendante sont minimisées (Figure II-2). S'il y a plus de deux variables, on peut étendre la méthode en ajoutant les variables et leurs paramètres :

$$Y = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_1 + \beta_2 \cdot x_2 + \dots + \beta_p \cdot x_p \quad (\text{II.4})$$

Cette équation est celle d'un hyperplan à p dimensions. Les paramètres β_i sont **les pentes** de l'hyperplan dans les dimensions considérées, et sont appelés **coefficients de régression**.

II.2.4 Intérêt du codage des variables

Le codage des variables présente l'avantage d'homogénéiser l'équation polynomiale (modèle) utilisée pour la représentation mathématique de la réponse. En général, les paramètres ou variables d'origine d'un modèle donné, notés P_k , n'ont pas nécessairement les mêmes dimensions, rendant la comparaison de leurs coefficients difficile. En revanche, lorsque les variables sont codées, elles varient toutes entre des valeurs minimales et maximales uniformes (respectivement -1 et +1, notation largement acceptée pour deux niveaux par facteur), éliminant ainsi les dimensions, et les coefficients β_i prennent la dimension de la réponse.

Selon [20], attribuer la valeur -1 au niveau bas et la valeur +1 au niveau haut implique deux modifications importantes :

- Un changement d'unité de mesure,
- Un déplacement de l'origine des mesures.

Ces modifications introduisent de nouvelles variables, appelées variables centrées réduites ou variables codées (centrées pour indiquer le changement d'origine et réduites pour signaler la nouvelle unité). Le passage des variables d'origine P_k aux variables centrées réduites x_k , et inversement, est donné par la relation suivante [21]:

$$x_k = \frac{P_k - P_k^0}{\Delta P_k} \quad (\text{II.5})$$

avec :

- x_k : la valeur de la variable codée k ;
- P_k : la valeur de la variable naturelle k ;
- P_k^0 : la valeur de la variable naturelle k au centre du domaine d'étude.
- ΔP_k : est appelé pas de variation et il mesure la variation de la variable réelle k associée à une variation d'une unité de la variable codée correspondante.

Les variables x_k , connues sous le nom de variables centrées réduites, sont employées pour simplifier les comparaisons et l'analyse des variations. En utilisant ces variables codées, il devient possible de comparer directement leurs effets respectifs sans se préoccuper de leurs unités de mesure.

II.2.5 Méthodologie des Surfaces de Réponse

L'optimisation de procédé vise à identifier l'ensemble des conditions de fonctionnement optimales pour les variables du procédé, aboutissant à la meilleure performance possible. La Méthodologie des Surfaces de Réponse (MSR) est un ensemble de stratégies expérimentales combinant des méthodes mathématiques et statistiques, permettant à un expérimentateur de déterminer la meilleure combinaison des niveaux de paramètres pour optimiser un processus [22]. Développée au début des années 1950 par Box et Wilson [23], la MSR a été enrichie par de nombreux chercheurs et introduite en Europe vers l'année 1990.

Les objectifs de cette méthodologie sont multiples :

- ✓ Déterminer les conditions de fonctionnement optimales pour un système ou un processus,
- ✓ Identifier une région de l'espace des facteurs où les caractéristiques de fonctionnement (réponses) sont satisfaites,

- ✓ Modéliser et analyser un processus influencé par plusieurs variables,
- ✓ Établir une relation (équation de la surface de réponse) entre la réponse et les variables indépendantes, souvent inconnue au départ.

Cette technique, dérivée des plans d'expériences, quantifie les variations de la réponse par rapport aux facteurs influents d'un processus ou système donné. La MSR repose sur une relation d'approximation entre la réponse mesurée y et plusieurs variables aléatoires (facteurs étudiés), en utilisant les données observées d'un processus ou système. La réponse est généralement obtenue par des essais réels ou des simulations numériques. Dans la plupart des cas, la fonction Y , approximation de la réponse mesurée y , est un modèle polynomial de premier ou de deuxième degré. Généralement, le modèle est formulé ainsi :

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i x_i + \sum_{i=1}^k a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k a_{ij} x_i x_j \quad (\text{II.6})$$

Ce modèle est appelé surface de réponse (Figure II.3) et il est très classique pour décrire des phénomènes physiques. Afin de prévoir plus exactement la réponse, un modèle de second

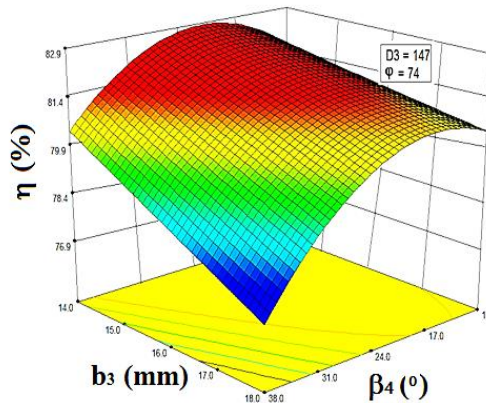


Figure II.3 Surface de Réponse.

ordre est utilisé pour chercher le caractère non linéaire du phénomène étudié. De même la fonction Y d'approximation, peut être écrite sous la forme matricielle comme suit :

$$Y = X \cdot \beta + \varepsilon \quad (\text{II.7})$$

Dans la relation ci-dessus X est la matrice de calcul des effets ou la matrice d'expériences, le vecteur β est le vecteur des coefficients du modèle qui contient seulement les coefficients du modèle qui ne sont pas connus, mais qui sont déterminés généralement en minimisant la somme des carrés des résidus ε .

II.2.6 Plans Composite Centraux

Les Plans Composites Centraux (PCC) sont un complément efficace aux plans orthogonaux, non seulement en raison de leurs propriétés statistiques, mais aussi parce qu'ils surpassent les plans orthogonaux pour certains types de problèmes [19]. Ces plans sont particulièrement développés dans le cadre de la Méthodologie des Surfaces de Réponse (MSR) et permettent l'étude de modèles quadratiques, ce qui est souvent nécessaire pour les phénomènes non linéaires. Les PCC sont conçus pour évaluer l'influence quadratique des facteurs, chacun étant testé à cinq niveaux différents. Ils se composent de trois parties, facilitant une approche séquentielle [24] :

1. Le point central du domaine expérimental (Figure II.4), habituellement noté 0, répété plusieurs fois (n_0) pour estimer la variance de répétabilité.
2. Un plan orthogonal en N_F essais, généralement un plan factoriel ou un plan de Box-Hunter, qui combine des facteurs à 2 niveaux, notés +1 et -1.
3. Les points en étoile (Figure II.4), représentant 2 essais par facteur, notés $+\delta$ et $-\delta$.

Ces trois composants permettent une exploration approfondie et flexible des interactions et des effets quadratiques des facteurs étudiés, offrant ainsi une meilleure compréhension et optimisation des processus complexes.

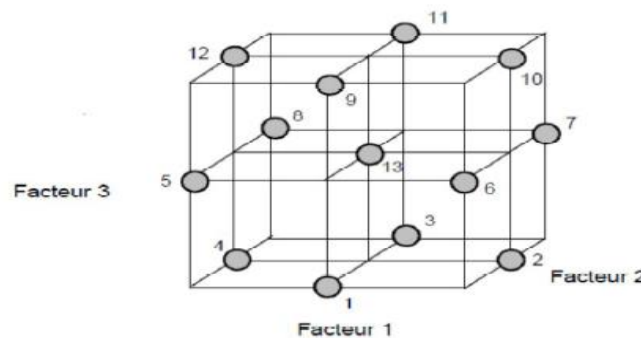


Figure II.4 Plan composite centré pour 3 facteurs.

Le paramètre δ est supérieur à 1 et est calculé grâce à la formule :

$$\delta = \sqrt[4]{N_F} \quad (\text{II.8})$$

– N_F est le nombre d'essais du plan orthogonal

Le nombre total des essais N peut être calculé grâce à la formule :

$$N = N_F + N_\delta + n_0 = 2^k + 2 \cdot k + n_0 \quad (\text{II.9})$$

– $N_F = 2^k$ est le nombre des essais pour le plan factoriel $2k$ (figure II.4 – les points en rouge).

– $N_\delta = 2k$ est le nombre des essais appelé en étoile (figure II.4).

– n_0 est le nombre des essais au centre du domaine pour estimer la variance de répétabilité. (Figure II.4 - le point en bleu ou le point central).

II.3 Optimisation multicritères

II.3.1 introduction

Dans l'analyse des données industrielles, il est courant de devoir étudier simultanément de nombreuses réponses (variables). Lorsqu'on cherche à optimiser ces réponses individuellement, des contradictions peuvent surgir concernant les différents niveaux de facteurs acceptables pour une réponse mais pas pour les autres. L'objectif de l'optimisation multicritères est de minimiser au mieux les divers objectifs [25]. La solution obtenue est alors un compromis, qui réduit certains objectifs tout en dégradant légèrement les performances sur d'autres. Cependant, la solution finale assurera une satisfaction globale du processus, car elle répondra à plusieurs objectifs simultanément.

II.3.2 Méthode de Ch'ng

D'une façon générale, le coût de production est exprimé comme une somme du non qualité et du coût de fabrication. L'optimisation multicritères mesure la sensibilité des réponses pour la qualité finale des produits. Cette méthode propose pour chaque réponse $Y_j(x)$, $j = 1, 2, \dots, p$, une fonction $d_j(Y_j(x))$ qui peut prendre des valeurs entre 0 et 1, valeurs qui mesurent la sensibilité de la réponse et qui s'appelle fonction de désirabilité. Ici x signifie le vecteur des facteurs ou des variables indépendantes $x^T = (x_1, x_2, \dots, x_n)$. Après avoir défini les fonctions pour chaque réponse individuellement, une fonction objective globale est définie comme une moyenne géométrique des différentes désirabilités.

$$D(x) = \left[d_1(Y_1(x)) \cdot d_2(Y_2(x)) \cdot \dots \cdot d_p(Y_p(x)) \right]^{\frac{1}{p}} \quad (\text{II.10})$$

La fonction de désirabilité $d_j(Y_j(x))$ a été proposée originalement par [35] de deux façons :

$$d_j(Y_j(x)) = e^{\frac{Y_j(x)}{Y_j^*}} \quad (\text{II.11})$$

$$d_j(Y_j(x)) = e^{-\left| \frac{Y_j(x) - T_j}{Y_j^* - T_j} \right|} \quad (\text{II.12})$$

Puisque les transformations (II.11 ou II.12) ne sont pas très flexibles dans le sens où ces fonctions ne peuvent pas assumer une variété de formes.

Dans les équations (II.13) et (II.14), r , s et t sont des variables définies par l'utilisateur fonction de leur expérience permettant à celui-ci d'indiquer les limites de la fonction de désirabilité autour de la valeur cible (T_j) pour une réponse j .

$$d_j(Y_j(x)) = \begin{cases} 0 & \text{si } Y_j(x) \leq Y_{\min j} \\ \left(\frac{Y_j - Y_{\min j}}{Y_{\max j} - Y_{\min j}} \right)^r & \text{si } Y_{\min j} \leq Y_j(x) \leq Y_{\max j} \\ 1 & \text{si } Y_j(x) \geq Y_{\max j} \end{cases} \quad (\text{II.13})$$

$$d_j(Y_j(x)) = \begin{cases} \left(\frac{Y_j - Y_{\min j}}{T_j - Y_{\min j}} \right)^s & \text{si } Y_{\min j} \leq Y_j(x) \leq T_j \\ \left(\frac{Y_j - Y_{\max j}}{T_j - Y_{\max j}} \right)^t & \text{si } T_j \leq Y_j(x) \leq Y_{\max j} \\ 0 & \text{si } Y_j(x) \notin [Y_{\min j}; Y_{\max j}] \end{cases} \quad (\text{II.14})$$

Les quantités $Y_{\min j}$ et $Y_{\max j}$ représentent les limites de désirabilité pour la réponse j . L'approche de la fonction de désirabilité repose en effet sur l'utilisation de la méthodologie de la surface de réponse pour la modélisation polynomiale de chaque réponse $Y_j(x)$, par une substitution des polynômes dans les équations (II.13), (II.14), afin de faire encore une substitution par les désirabilités individuelles dans l'équation (II.10). Finalement, il reste une seule fonction objective pour chercher la solution x , tout en maximisant la désirabilité totale $D(x)$.

$$Desirabilite\ Totale = \frac{\sum_{i=1}^p e_i \cdot |d_i(Y_i) - d_i(T_i)|}{p} \quad (\text{II.15})$$

Pour laquelle :

- $d_i(Y_i)$ est la désirabilité individuelle pour la réponse Y_i
- $d_i(T_i)$ est la désirabilité individuelle ciblée T_i pour chaque réponse
- e_i est le degré d'importance pour chaque réponse individuelle, avec la relation :

$$\sum_{i=1}^p e_i = 1 \quad (\text{II.16})$$

Chapitre III : Calculs et simulation

III .1. Introduction

Dans le but d'étudier L'efficacité d'une turbine à gaz est déterminée par plusieurs facteurs thermodynamiques nous avons présenté un travail se rapportant à un cycle de base utilisé dans la plupart des turbines à gaz est connu sous le nom de cycle Brayton, du nom de l'ingénieur américain George Brayton. Ce cycle se compose de quatre processus principaux : la compression, la combustion, l'expansion et le rejet des gaz d'échappement. L'efficacité d'une turbine à gaz est déterminée par plusieurs facteurs thermodynamiques, tels que le rendement de compression, le rendement de combustion et le rendement de la turbine. Le rendement de compression est influencé par le taux de compression du compresseur, tandis que le rendement de combustion dépend de l'efficacité de la combustion du combustible. Le rendement de la turbine est lié à la conception des pales de la turbine et à la manière dont elles captent l'énergie cinétique des gaz en expansion. L'analyse thermodynamique de la turbine à gaz permet d'évaluer et d'optimiser les performances du cycle de Brayton. Les ingénieurs cherchent constamment à améliorer l'efficacité des turbines à gaz en développant des techniques de combustion avancées, des matériaux plus performants pour les pales de la turbine et en explorant de nouveaux cycles thermodynamiques.

III .1.1 Tableau représentant les paramètres de circuit

Les données de départ de certain données pour cette analyse thermodynamique de la turbine à gaz sont indiquées dans le tableaux suivant :

Tableau III.1 : Composition du gaz biométhane

Composant	Symbole	Fraction molaire (%)
Méthane	CH ₄	90.373%
Dioxyde de carbone	CO ₂	0.002%
Azote	N ₂	7.12%
Eau	H ₂ O	2.48%

Tableau III.2 : Composition du gaz biométhane

Conditions	Valeurs	Unités
Température (T)	428	K
Pression (P)	323.266	kPa
Capacité calorifique (Cp)	37260	kJ/m ³
Débit massique ($\dot{m}$)	0.222524	kg/s
Débit volumétrique ($\dot{V}$)	1119.35	m ³ /h
Enthalpie (h)	695.298	kJ/kg
Entropie (s)	-4.603	kJ/kg K
Masse molaire (n)	0.013	kmol/s

Tableau III.3 Conditions d'entrée du compresseur

Conditions	Valeurs	Unités
Température (T_1)	298	K
Pression (P_1)	92	kpa
Capacité calorifique (C_p)	1.005	kJ/kgK
Débit massique ($\dot{m}_1$)	18,14	kg/s
Enthalpie (h_1)	298,4	kJ/kg
Entropie (s_1)	5,723	kJ/kgK

Tableau III.4 Conditions de sortie du compresseur

Conditions	Valeurs	Unités
Température (T_{2s})	539,8	K
Pression (P_{2s})	736	kpa
Capacité calorifique ($C_{p_{2s}}$)	1,037	kJ/kgK
Enthalpie (h_{2s})	544,5	kJ/kg

Tableau III.5 Conditions d'entrée de la turbine

Conditions	Valeurs	Unités
Température (T_{4s})	711,1	K
Pression (P_4)	100	kpa
Capacité calorifique ($C_{p_{4s}}$)	1,053	kJ/kgK
Enthalpie (h_{4s})	725,6	kJ/kg

Le taux de compression r_c est un paramètre de conception utilisé comme entrée dans les calculs de performances. Ce taux est généralement de 10, mais dans ce cas, il est calculé comme indiqué dans l'équation suivante :

$$r_c = \frac{P_2}{P_1}$$

La température de sortie du compresseur et son enthalpie respective sont calculées comme suit :

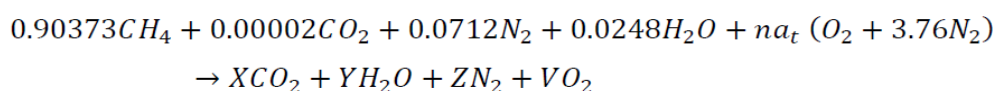
$$T_{2s} = T_1 * (r_c)^{\frac{k-1}{k}}$$

Avec $k = 1,4$, tandis que la relation pour les enthalpies pour h_2 s'écrit comme suit :

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c}$$

Processus 2 – 3 : Combustion

On réalise une analyse de combustion théorique dans laquelle l'air et le carburant entrent à une température T_{2s} et un mélange de gaz sort à T_3 , l'équation du bilan est :



La température T_{4s} est déterminée comme :

$$T_{4s} = \frac{T_3}{(r_c)^{\frac{k-1}{k}}}$$

Pour h_4 , cela se fait comme suit et ensuite T_4 et s_4 sont déterminés :

$$h_4 = -h_3 + (h_3 + h_{4s}) * \eta_t$$

BILAN ÉNERGÉTIQUE:

$$-\dot{W}_c = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$$

$$-\dot{W}_t = \dot{m}_3(h_4 - h_3)$$

$$\dot{W}_{util_t} = \dot{W}_t + \dot{W}_c$$

$$\dot{W}_{elec} = \dot{W}_{util_t} * \eta_{gen}$$

Avec un rendement typique du générateur de 0,96

Efficacité énergétique du cycle utilisant le biométhane:

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{elect}}{\dot{m}_{biom} * PCI_{mas}}$$

Pour développer l'analyse exergétique, un bilan énergétique est dans un premier temps réalisé pour chacun des équipements du cycle et ainsi retrouver la chaleur respective du système. Ce bilan énergétique est représenté par :

$$\sum N_{ent} * h_{ent} - \sum N_{sal} * h_{sal} + \dot{Q} - \dot{W} = 0$$

Pour cette efficacité, l'exergie du biométhane est prise comme exergie d'entrée, car l'air entrant dans le cycle est aux conditions ambiantes.

$$\eta_{ex\ cycle} = \frac{\dot{W}_{elec} + (\dot{m}_{biom} * ((h_{biom} - h_0) - T_{amb} * (s_{biom} - s_0)) + \text{equim entrée})}{\dot{W}_{elec} + (\dot{m}_{biom} * ((h_{biom} - h_0) - T_{amb} * (s_{biom} - s_0)) + \text{equim entrée})}$$

III .2 Simulations avec logiciel EES

III .2.1 Définition de logiciel EES

Le logiciel EES (Engineering Equation Solver) a été développé par le professeur Sandy Klein de l'Université du Wisconsin à Madison [35]. Ce logiciel permet aux étudiants de se concentrer sur la mise en équation des problèmes sans avoir à rechercher les propriétés dans des tables ou à se soucier de la méthode de solution. EES, acronyme de Engineering Equation Solver, permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles et des équations à variables complexes. De plus, EES permet d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, et de générer des courbes de haute qualité.

EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques. Cependant, il est impossible de prévoir tous les besoins des utilisateurs. Ainsi, EES offre trois méthodes pour permettre aux utilisateurs d'entrer leurs propres fonctions :

Saisie et interpolation des données numériques dans une table, utilisables directement dans la résolution des systèmes d'équations [36].

Utilisation du langage de programmation intégré à EES, similaire au PASCAL et FORTRAN, permettant aux utilisateurs de développer et sauvegarder leurs propres fonctions et procédures dans des fichiers de librairie, qui seront accessibles à chaque session du logiciel.

Utilisation de fonctions et procédures compilées écrites dans des langages de haut niveau tels que PASCAL, C ou FORTRAN, par le biais de librairies dynamiques (DLL).

Ainsi, il est possible d'étendre les capacités du logiciel selon les besoins spécifiques des utilisateurs [36].

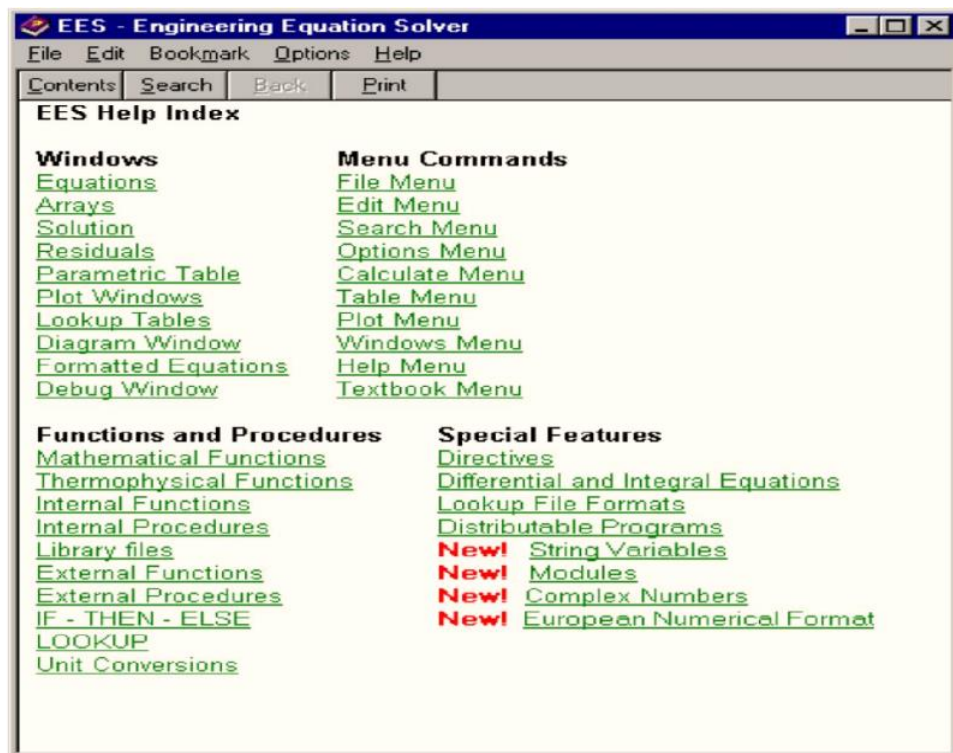


Figure III.1: Fenêtre des Informations général. [36]

Les commandes de EES sont réparties suivant 9 menus.



Figure III.2 : Les commandes de EES. (Engineering Equation Solver Pour Microsoft Windows 'F-Chart Software' PDF)

Sous la barre de menu se trouve une barre d'outils avec plusieurs icônes permettant un accès rapide aux commandes les plus fréquemment utilisées dans EES. En plaçant le curseur sur une icône et en attendant quelques secondes, une fenêtre apparaîtra pour décrire la fonction du bouton. La barre d'outils peut être masquée en cliquant sur Préférences dans le menu Options. L'icône EES en haut à gauche de l'écran offre, par un clic droit, des options de présentation de la fenêtre du programme. Vous pouvez redimensionner la fenêtre, mettre le logiciel en arrière-plan ou fermer l'application.

Le menu Fichier permet d'ouvrir, fermer, sauvegarder, fusionner des fichiers, charger des bibliothèques, configurer l'imprimante et imprimer.

Le menu Éditer donne accès aux commandes d'annulation, de copie, de coupe, de collage, de suppression et de sélection de tout le document actif.

Le menu Recherche contient les commandes de recherche et de remplacement d'expressions dans le document actif.

Le menu Options permet de visualiser les informations relatives aux variables et aux fonctions. Vous pouvez configurer le système d'unités, les limites de calcul et les plages de valeurs. La commande Préférences permet de configurer les formats de présentation des données, les échelles pour les tracés, etc., ainsi que les fonctions utilisateur.

Le menu Calculer offre les commandes de vérification, de formatage des données et de lancement de la résolution des équations.

Le menu Tables permet d'ajouter, modifier et supprimer des tables paramétriques, de réaliser des régressions linéaires sur les données de ces tables, similaires à des feuilles de tableur. Les équations peuvent être résolues en utilisant ces tables, et les utilisateurs peuvent faire varier les données pour de nouvelles résolutions. Ce menu permet également de visualiser et de configurer les tables saisies par les utilisateurs.

Le menu Plot contient les commandes pour afficher un tracé, modifier son échelle, préparer des tracés pour les tables paramétriques, les tables de recherche (Lookup) et les variables tableaux. Une fonction de courbe d'ajustement (Curve-fitting) est également disponible.

Le menu Fenêtres permet d'organiser la disposition de toutes les fenêtres ouvertes, et le menu Aide permet d'accéder à l'aide en ligne.

III.2.3 Exploration du menu principal

Les commandes du logiciel EES sont réparties selon 9 menus déroulants accessibles à partir du menu principal. Une barre d'outils, contenant plusieurs icônes permet à l'utilisateur

d'accéder plus rapidement aux commandes les plus utilisées du menu principal. Au démarrage du logiciel, cette barre d'outils est située en dessous de la barre de menu. [36]

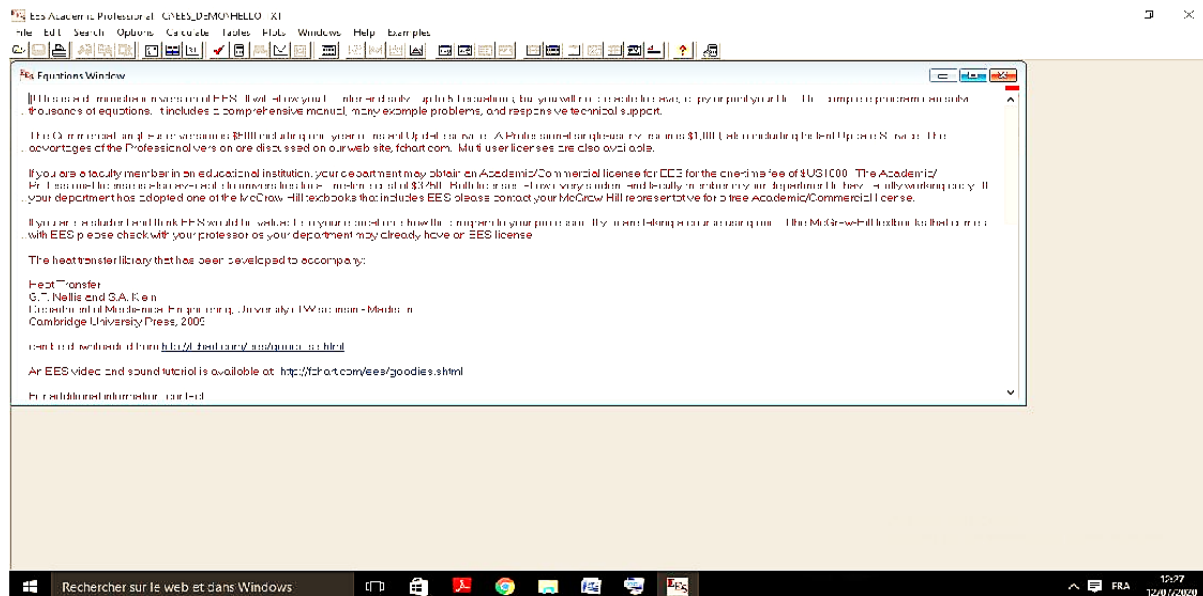


Figure III.3: Interface du logiciel EES. [36]

III.2.4 Fenêtres de EES

a. Fenêtre de Solution

La fenêtre de Solution s'affichera automatiquement en avant plan une fois les calculs effectués. Les valeurs et les unités de chacune des variables de la fenêtre d'Equations apparaîtront dans l'ordre alphabétique. Par ailleurs, il est possible de réajuster la taille des colonnes dans cette fenêtre. Le format des variables et leurs unités peuvent être modifiés à l'aide de la commande "Information" sur les variables du menu 'Option'.

En double cliquant sur une variable, la boîte de dialogue de mise en forme de variables s'affiche. Vous pouvez donc modifier l'ensemble des paramètres. Les changements opérés dans la boîte de dialogue seront appliqués à l'ensemble des variables sélectionnées. (Rem : l'appuie sur la touche « Entrée » entraînera l'ouverture de cette même boîte de dialogue).

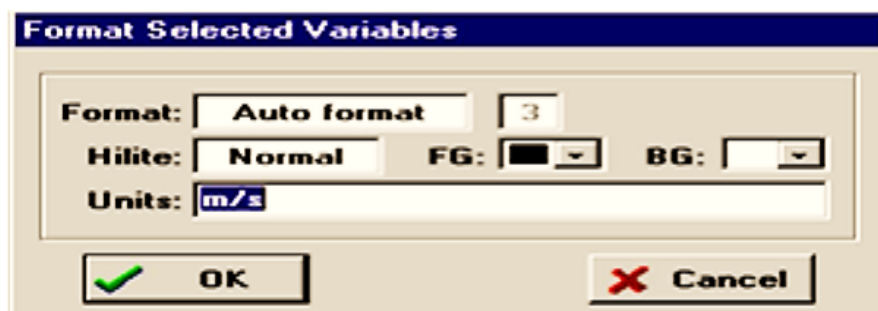


Figure III.4: Façade de la fenêtre de solution [36]

b. Fenêtre Tableaux

EES permet l'usage de variables de type tableaux. Ces variables possèdent un index figurant entre crochets [] ; par exemple, X [5] signifie que X est une variable de type tableaux à une dimension ; et Y [6,2] dans ce cas Y est une variable de type tableaux à deux dimensions. Ces variables se comportent comme des variables ordinaires. Elles comportent une valeur initiale, des valeurs limites hautes et basses et des propriétés d'affichage.

	1 t_i [sec]	2 y_i [observed]	3 $y_{p,i}$ [predicted]
[1]	1.1	3	2.998
[2]	1.2	2.9	3.16
[3]	1.3	3.6	3.322
[4]	1.9	4.2	4.297
[5]	2.3	5.1	4.948
[6]	3.1	5.9	6.257
[7]	3.3	7	6.586
[8]	4.1	7.8	7.903
[9]	4.4	8	8.399
[10]	4.6	9.1	8.73

Figure III.5: Interface de La fenêtre Tableaux. [36]

c. Fenêtre de la table paramétrique

	1 P2 [kPa]	2 T2 [C]	3 Vel2 [m/s]	4 h2 [kJ/kg]
Run 1	100	31.46	109.9	278.9
Run 2	150	36.32	73.79	282.2
Run 3	200	38.7	55.29	283.4
Run 4	250	40.34	44.08	284
Run 5	300	41.67	36.57	284.3

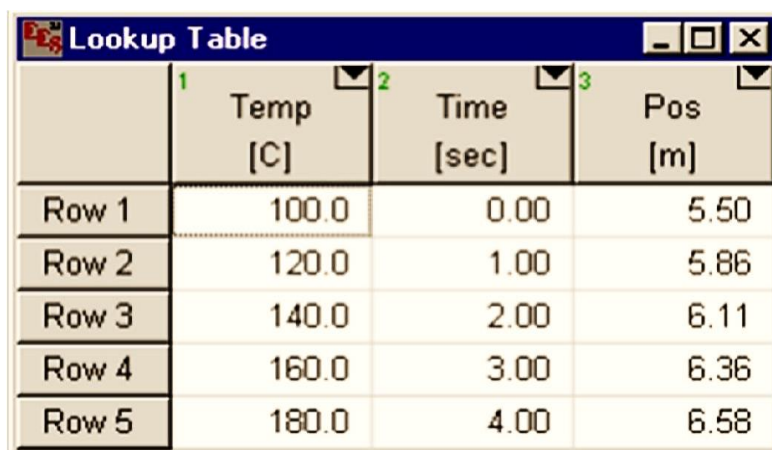
Figure III.6 : Fenêtre de la table paramétrique. [36]

La fenêtre "Parametric Table" contient une table paramétrique. Les valeurs numériques peuvent être saisies dans n'importe quelle cellule. Les valeurs entrées, ex., les valeurs dans la colonne P2 de la table mentionnée ci-dessus, sont supposées être des variables indépendantes et sont affichées. Ces valeurs sont affichées selon le jeu de caractères par défaut (il est possible de le modifier dans la commande préférences du menu Options). Si vous entrez une valeur d'une variable dans la Table Paramétrique cela produira le même effet que si celle-ci avait été assignée dans la fenêtre d'Equations. Les variables dépendantes seront déterminées et seront affichées dans la table en bleu, en gras ou en italique (suivant les paramètres du menu OPTIONS) quand la commande Resolve table (résoudre la table) ou Min/Max Table du menu Calculate a été activée. [36]

d. Fenêtre 'Lookup Table'

La table 'Lookup' fonctionne comme une base de données à partir de laquelle on peut extraire des informations pour les utiliser dans des équations. Une table 'Lookup' est créée via la

commande "New Lookup Table" dans le menu Tables. Le nombre de lignes et de colonnes est défini lors de la création de la table, mais il peut être modifié ultérieurement à l'aide des commandes "Insert/Delete Rows" pour les lignes et "Insert/Delete Cols" pour les colonnes. Une table 'Lookup' peut être sauvegardée indépendamment du fichier EES en utilisant la commande "Save Lookup". Deux types de fichiers sont disponibles pour la sauvegarde : un fichier avec l'extension .LKT (fichier binaire utilisé pour concevoir la table) et un fichier .TXT (fichier ASCII contenant uniquement les données). Ces deux types de fichiers peuvent être ouverts indifféremment dans une session EES [36].



	1 Temp [C]	2 Time [sec]	3 Pos [m]
Row 1	100.0	0.00	5.50
Row 2	120.0	1.00	5.86
Row 3	140.0	2.00	6.11
Row 4	160.0	3.00	6.36
Row 5	180.0	4.00	6.58

Figure III.9: Fenêtre 'Lookup Table'

III.3 Simulations

III.3.1 Introduction

Pour élaborer les modèles thermodynamiques des cycles mentionnés ci-dessus, nous utilisons une composition du biométhane obtenue par le traitement du biogaz extrait d'une décharge, simulée à l'aide du logiciel PROMAX, ainsi que certaines des propriétés de ce biocarburant. La composition et les conditions suivantes du biométhane sont présentées :

Le modèle du cycle de Brayton est développé à travers la relation qui peut être établie point par point dans le processus, ou entre l'entrée et la sortie de chaque dispositif. Cela est développé élément par élément, comme illustré dans la Figure III.10, de la manière suivante : De l'air frais aux conditions ambiantes est introduit dans le compresseur (État 1), où sa température et sa pression sont augmentées (État 2). L'air à haute pression continue dans la chambre de combustion, où le carburant est injecté et brûle à pression constante (État 3). Les gaz d'échappement sortant de la turbine sont ensuite expulsés vers l'extérieur (État 4), sans recirculation.

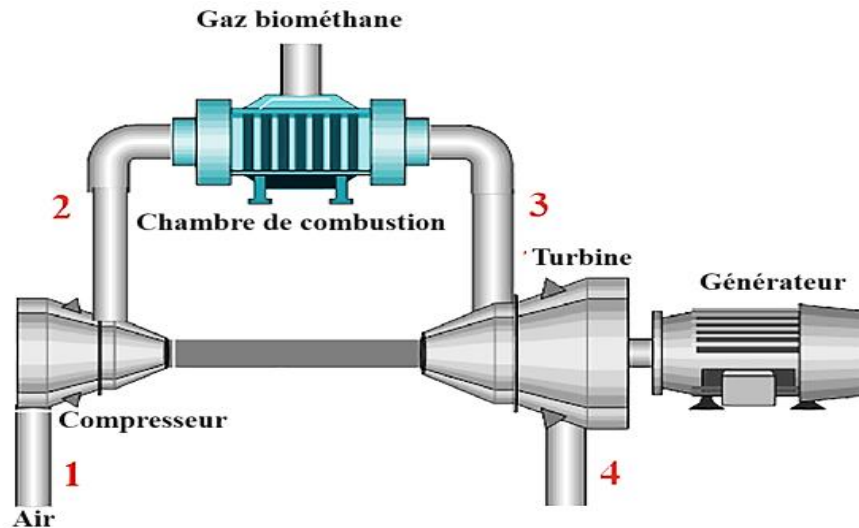


Figure III.10: Schéma de turbine à gaz

III.3.2 Etude des performances du cycle de Brayton idéal avec régénération avec le logiciel EES

A partir du logiciel EES nous avons réalisé une simulation thermodynamique des performances du cycle de Brayton idéal avec régénération.

"ANALYSE THERMODYNAMIQUE ET EXERGÉTIQUE"

"COMPRESSEUR"

"Bilan énergétique"

"CONDITIONS ENVIRONNEMENTALES"

$T_{amb}=298$

$P_{amb}=100$

$h_{amb}=\text{enthalpy}(\text{Air}; T=T_{amb})$

$s_{amb}=\text{entropy}(\text{Air}; T=T_{amb}; P=P_{amb})$

"Données"

$T_1=298$ [K]

$P_1=92$ [kPa]

$\dot{m}_1=(AC)*\dot{m}_{\text{Biométhane}}$

$\dot{m}_{\text{Biométhane}}=0,21277$ [kg/s]

$AC=(n*1,807*4,76*M_{\text{aire}})/(1*M_{\text{Biométhane}})$ "Rapport air-carburant obtenu pour la combustion"

$h_1=\text{enthalpy}(\text{Air}; T=T_1)$

$cp_1=\text{cp}(\text{Air}; T=T_1)$

$s_1=\text{entropy}(\text{Air}; T=T_1; P=P_1)$

$-\dot{W}_c=\dot{m}_1*(h_2-h_1)$ " loi d'équilibre "

$rp=8$

$k=1,4$

$\eta_c=0,8$

"sortie du compresseur"

$T_{2s}=(T_1)*(rp)^{((k-1)/k)}$

$P_{2s}=(rp)*P_1$

$h_{2s}=\text{enthalpy}(\text{Air}; T=T_{2s})$

$cp_{2s}=\text{cp}(\text{Air}; T=T_{2s})$

$h_2=(h_1)+((h_{2s}-h_1)/(\eta_c))$

$T_2=\text{temperature}(\text{Air}; h=h_2)$

$cp_2=\text{cp}(\text{Air}; T=T_2)$

$s_2=\text{entropy}(\text{Air}; T=T_2; P=P_{2s})$

"Bilan exergétique du compresseur"

```

Ex_ent_c-Ex_sal_c=l_comp
Ex_ent_c=m_dot_1*e_ent_c+(-W_dot_c)
Ex_sal_c=m_dot_1*e_sal_c
e_ent_c=(h_1-h_amb)-T_amb*(s_1-s_amb)
e_sal_c=(h_2-h_amb)-T_amb*(s_2-s_amb)
"bilan exergétique de la chambre de combustion"
"Combustible"
T_Biométhane=428 [K]
P_Biométhane=1000 [kPa]
v_dot_Biométhane=1119,35 [m^3/h]
h_Biométhane=1033 "entropie du biométhane"
h_0_Biométhane=610,3
s_Biométhane=10,49
s_0_Biométhane=11,6
e_chimique_entrée=((Y_CO2*e_CO2)+(Y_N2*e_N2)+(Y_CH4*e_CH4)+(Y_H2O*e_H2O))/M_Biométhane
ane "biométhane"
R=8,314
M_Biométhane=16,9
e_CO2=e_CO2o+R*T_amb*ln(Y_CO2)
e_CO2o=20140 [kJ/kmol]
e_N2=e_N2o+R*T_amb*ln(Y_N2)
e_N2o=720 [kJ/kmol]
e_CH4=e_CH4o+R*T_amb*ln(Y_CH4)
e_CH4o=836510 [kJ/kmol]
e_H2O=e_H2Oo+R*T_amb*ln(Y_H2O)
e_H2Oo=11710 [kJ/kmol]
Y_CO2=0,00002
Y_N2=0,0712
Y_CH4=0,90373
Y_H2O=0,00248
"sortie de chambre de combustion"
T_3=1073
P_3=1000
cp_3=cp(Air;T=T_3)
h_3=cp_3*T_3 "sensibilité d'enthalpie"
s_3=entropy(Air;T=T_3;P=P_3)
m_dot_3=m_dot_1+m_dot_Biométhane
M_gaz=M_aire
M_aire=28,84
"Equilibre exergétique"
Ex_ent_cc-Ex_sal_cc=l_cc
Ex_ent_cc=(m_dot_1*e_sal_c)+(m_dot_Biométhane*((h_Biométhane-h_0_Biométhane)-
T_amb*(s_Biométhane-s_0_Biométhane))+e_chimique_entrée)
"Ex_sal_cc est calculé avec la composition des fumées de combustion réelles"
e_CO2_fumées=e_CO2o+R*T_amb*ln(Y_CO2_fumées)
e_N2_fumées=e_N2o+R*T_amb*ln(Y_N2_fumées)
e_O2_fumées=e_O2o+R*T_amb*ln(Y_O2_fumées)
e_H2O_fumées=e_H2Oo+R*T_amb*ln(Y_H2O_fumées)
e_O2o=3970 [kJ/kmol]
e_chimique_sortie=((Y_CO2_fumées*e_CO2_fumées)+(Y_H2O_fumées*e_H2O_fumées)+(Y_N2_fumées*e_N2_fumées)+(Y_O2_fumées*e_O2_fumées))/M_aire "la ""gaz de combustion"
Ex_sal_cc=m_dot_3*((h_3-h_amb)-T_amb*(s_3-s_amb))+e_chimique_sortie)
"-----"
"ANALISIS DE COMBUSTION"
"Modèle Théorique"
"(0,90373CH4+0,0712N2+0,0248H2O+0,00002CO2) + at*(O2+3,76N2) -----> XCO2+YH2O+ZN2"
"at=1,807 ----- EquilibreThéorique"
"Modèle Réel"
"(0,90373CH4+0,0712N2+0,0248H2O+0,00002CO2) + n*at*(O2+3,76N2) ----->XCO2+YH2O+ZN2+VO2"

```

"ÉQUILIBRE C"

0,90373+0,00002=x

"ÉQUILIBRE H"

3,61492+0,0496=2*y

"ÉQUILIBRE O"

0,00004+0,0248+1,807*n*2=(2*x)+y+2*v

"ÉQUILIBRE N"

0,1424+(1,807*n*3,76*2)=2*z

Y_CO2_fumées=x/(x+y+z+v)

Y_H2O_fumées=y/(x+y+z+v)

Y_N2_fumées=z/(x+y+z+v)

Y_O2_fumées=v/(x+y+z+v)

SIGMA_Y=Y_CO2_fumées+Y_H2O_fumées+Y_N2_fumées+Y_O2_fumées

"Équation "

T_flamme=T_3 "Une température de 800 °C est prise pour les gaz de combustion, typique des turbines à gaz."

cp_CO2p=cp(CO2;T=T_flamme)

cp_H2Op=cp(H2O;T=T_flamme)

cp_N2p=cp(N2;T=T_flamme)

cp_O2p=cp(O2;T=T_flamme)

H_p=x*enthalpy(CO2;T=T_flamme)+y*enthalpy(H2O;T=T_flamme)+z*enthalpy(N2;T=T_flamme)+v*enthalpy(O2;T=T_flamme)

"équation de Réactifs"

T_aire=T_2

cp_CH4r=cp(CH4;T=T_aire)

cp_CO2r=cp(CO2;T=T_aire)

cp_N2r=cp(N2;T=T_aire)

cp_H2Or=cp(H2O;T=T_aire)

cp_O2r=cp(O2;T=T_aire)

H_R=Y_CH4*enthalpy(CH4;T=T_Biométhane)+Y_CO2*enthalpy(CO2;T=T_Biométhane)+Y_N2*enthalpy(N2;T=T_Biométhane)+Y_H2O*enthalpy(H2O;T=T_Biométhane)+1,807*n*enthalpy(O2;T=T_2)+1,807*n*3,76*Enthalpy(N2;T=T_2)

H_p=H_R

"-----"

"Equilibre exergétique de la turbine"

"Les conditions d'entrée dans la turbine sont les conditions 3"

"Conditions de départ"

eta_t=0,8

T_4s=(T_3)*(1/rp)^((k-1)/k)

P_4=P_1

h_4s=enthalpy(Air;T=T_4s)

h_3=(h_4)+((h_3-h_4s)*(eta_t))

T_4=temperature(Air;h=h_4)

s_4=entropy(Air;T=T_4;P=P_4)

-W_dot_t=m_dot_3*(h_4-h_3) "Premier loi d'équilibre"

Ex_ent_t-Ex_sal_t=I_t

Ex_ent_t=m_dot_3*e_ent_t

Ex_sal_t=m_dot_3*e_sal_t+(W_dot_t)

e_ent_t=(h_3-h_amb)-T_amb*(s_3-s_amb)

e_sal_t=(h_4-h_amb)-T_amb*(s_4-s_amb)

W_util_t=W_dot_t+W_dot_c

"-----"

// Bilan exergétique du générateur électrique"

Ex_ent_g-Ex_sal_g=I_g

Ex_ent_g=W_util_t

Ex_sal_g=W_util_t*eta_g

eta_g=0,96

W_elec=CHARGE*(W_util_t*eta_g)

CHARGE=1

"-----"

"efficacité énergétique de cycle"

$\eta_{\text{a_cycle}} = W_{\text{elec}} / Q_{\text{en}}$

$Q_{\text{en}} = (m_{\text{dot_Biométhane}} \cdot \text{PCI}_{\text{mas}})$

$\text{PCI}_{\text{mas}} = 42912$ "combustion théorique"

"-----"

"Efficacité exergetique rationnelle du cycle"

$\eta_{\text{a_ex_cycle}} = W_{\text{elec}} / ((m_{\text{dot_1}} \cdot e_{\text{ent_c}}) + (m_{\text{dot_Biométhane}} \cdot ((h_{\text{Biométhane}} - h_{0_Biométhane}) - T_{\text{amb}} \cdot (s_{\text{Biométhane}} - s_{0_Biométhane}) + e_{\text{chimique_entrée}})))$

"-----"

"Efficacité exergetique générale du cycle"

$\eta_{\text{a_ex_general}} = \text{SIGMA_EX_sal} / \text{SIGMA_EX_en}$

$\text{SIGMA_EX_en} = (m_{\text{dot_1}} \cdot e_{\text{ent_c}}) + (m_{\text{dot_Biométhane}} \cdot ((h_{\text{Biométhane}} - h_{0_Biométhane}) - T_{\text{amb}} \cdot (s_{\text{Biométhane}} - s_{0_Biométhane}) + e_{\text{chimique_entrée}}))$

$\text{SIGMA_EX_sal} = W_{\text{elec}} + m_{\text{dot_3}} \cdot e_{\text{sal_t}}$

"Somme des irréversibilités"

$I_{\text{total}} = I_{\text{comp}} + I_{\text{cc}} + I_{\text{t}}$

"pourcentages d'irréversibilités"

$\text{PORCENT_I_c} = (I_{\text{comp}} / I_{\text{total}}) \cdot 100$

$\text{PORCENT_I_cc} = (I_{\text{cc}} / I_{\text{total}}) \cdot 100$

$\text{PORCENT_I_t} = (I_{\text{t}} / I_{\text{total}}) \cdot 100$

III.3.3 Résultats de simulation

Le tableau (III.1) présente les résultats de simulation des performances de cycle de Brayton idéal avec régénération depuis logiciel EES

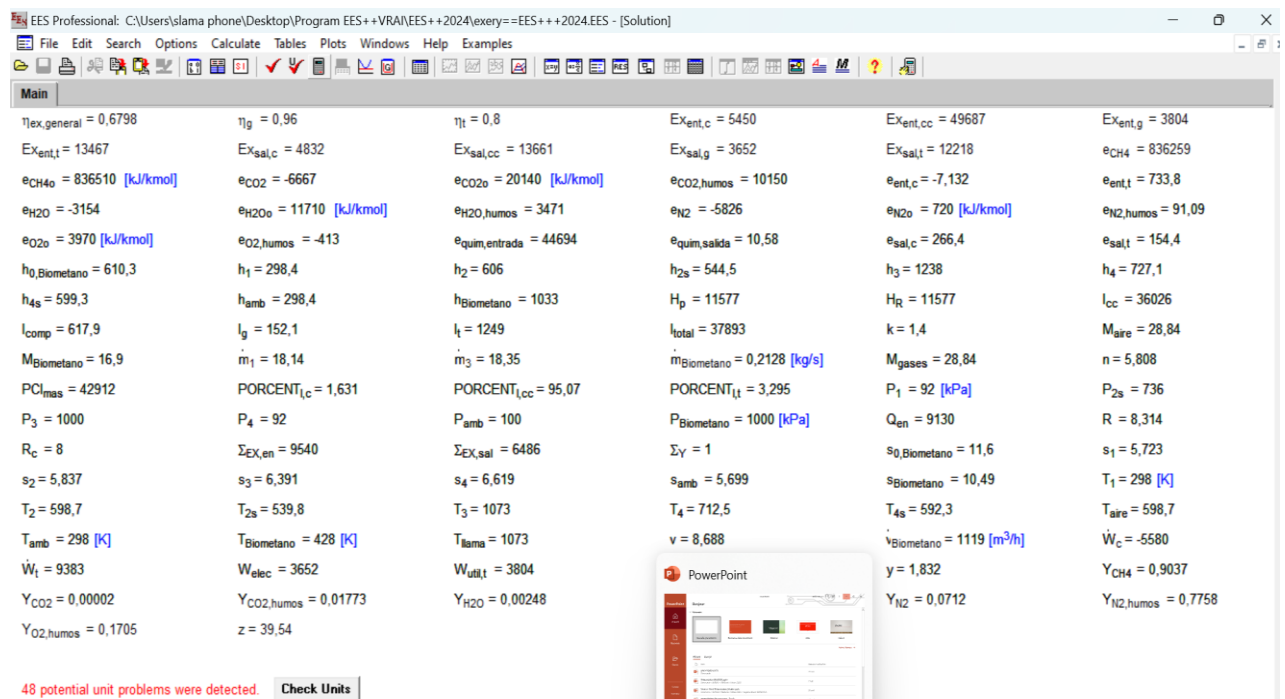


Figure III.12 : Résultats de simulation sur EES

Chapitre IV : Modélisation et Optimisation

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, une analyse thermodynamique des performances d'une turbine à gaz avec régénération. La procédure d'optimisation des paramètres de conception est réalisée par la méthodologie de surface de réponse (RSM). Les simulations thermodynamiques sont réalisées par le code EES pour différents paramètres tels que le rapport de compression ($4 \leq r_p \leq 20$), la température d'entrée ($283 \leq T_1 \leq 298$ K), la température d'entrée de la turbine ($1000 \leq T_3 \leq 1400$ K), la pression d'entrée compresseur ($80 \leq P_1 \leq 110$ kpa). Une analyse de variance (ANOVA) a été réalisée pour identifier les paramètres de conception qui influencent le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}). Ensuite, un modèle de régression de second ordre a été développé pour corréler les paramètres de processus avec η_{th} et η_{ex} . Par conséquent, des optimisations numériques et graphiques ont été effectuées pour obtenir une optimisation multi-objectifs pour les critères désirés.

IV.2. Les données de départ

Les valeurs de certain paramètres utilisés dans cette étude ont été présentées dans le Tableau IV.1, IV.2 et IV.3

Tableau IV.1 Conditions d'entrée du compresseur

Conditions	Valeurs	Unités
Température (T_1)	298	K
Pression (P_1)	92	kpa
Capacité calorifique (C_p)	1.005	kJ/kgK
Débit massique ($\dot{m}_1$)	18.14	kg/s
Enthalpie (h_1)	298.4	kJ/kg
Entropie (s_1)	5.723	kJ/kgK

Tableau IV.2 Conditions de sortie du compresseur

Conditions	Valeurs	Unités
Température (T_{2s})	539,8	K
Pression (P_{2s})	736	kpa
Capacité calorifique ($C_{p_{2s}}$)	1.037	kJ/kgK
Enthalpie (h_{2s})	544,5	kJ/kg

Tableau IV.3 Conditions d'entrée de la turbine

Conditions	Valeurs	Unités
Température (T_{4s})	711.1	K
Pression (P_4)	100	kpa
Capacité calorifique ($C_{p_{4s}}$)	1.053	kJ/kgK
Enthalpie (h_{4s})	725,6	kJ/kg

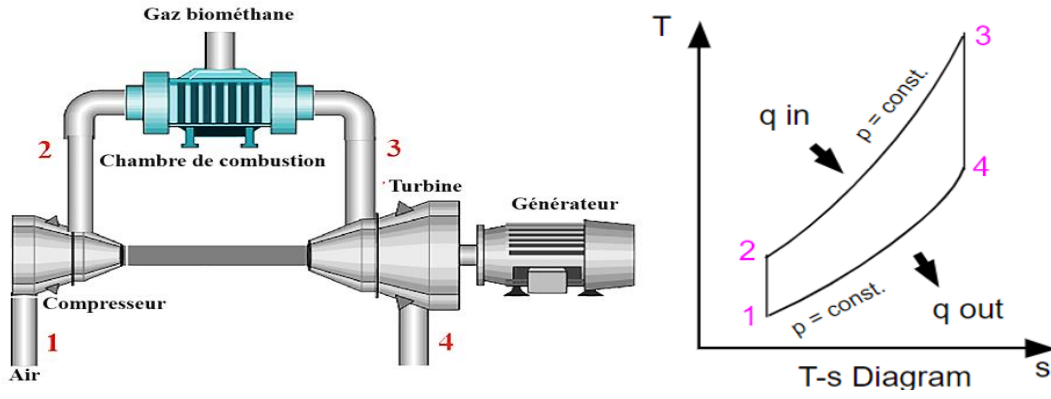


Figure IV.1 Schéma et diagramme TS d'une turbine à gaz

IV.3 Planification la simulation

La planification de l'expérience joue un rôle très important en exécutant les expériences avec la ressource disponible à l'aide du logiciel « **DESIGN-EXPERT 13.0.5.0** ». Nous proposons l'optimisation d'un système de réponses multiples (le rendement et la consommation) en fonction des quatre (04) principales caractéristiques de turbine, Température (T_1), Température (T_3), rapport de compression (r_p) et Pression d'entrée compresseur (P_1). La *Méthodologie des Surfaces de Réponse* (MSR) a été utilisée pour modéliser et analyser les caractéristiques de turbine afin de minimiser le rendement exégétique et maximiser le rendement thermique. Dans la MSR, la forme quantitative du rapport d'entrée entre la réponse observée et les variables indépendantes peut être représentée comme suit :

$$Y = F(T_1, T_3, r_p, P_1) \quad (IV.1)$$

Où Y est la réponse observée et F est la fonction de réponse (ou surface de réponse). Dans procédure de l'analyse, on a proposé l'approximation de Y en utilisant le modèle polynomial de second ordre adapté pour la régression qui s'appelle le modèle quadratique. Le modèle quadratique de Y peut être écrit comme suit :

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^4 a_i X_i + \sum_{i=1}^4 a_{ii} X_i^2 + \sum_{i < j}^4 a_{ij} X_i X_j \quad (IV.2)$$

Où Y est la réponse observée, a_0 , a_i , a_{ij} , a_{ii} représentent respectivement le terme constant, les coefficients des termes linéaires, des termes représentant les interactions entre variables et des termes quadratiques. Les X_i représentent les variables indépendantes, ou bien paramètres de coupe étudiés.

$$X_1 = \frac{T_1 - T_{10}}{\Delta T_1} \quad (IV.3)$$

$$X_2 = \frac{T_3 - T_{30}}{\Delta T_3} \quad (\text{IV.4})$$

$$X_3 = \frac{r_{p3} - r_{p30}}{\Delta r_{p3}} \quad (\text{IV.5})$$

$$X_4 = \frac{P_1 - P_{10}}{\Delta P_1} \quad (\text{IV.6})$$

Où X_1 , X_2 , X_3 et X_4 sont les variables codées des paramètres respectivement de T_1 , T_3 , rp et P_1 , T_{10} , T_{30} , rp_{30} et ε_0 sont les valeurs de T_1 , T_3 , rp et P_1 au niveau zéro (0). ΔT_1 , ΔT_3 , Δrp et ΔP_1 sont les intervalles de la variation respectivement de T_1 , T_3 , rp et P_1 le rendement thermique (η_{th}) et la rendement exégétique (η_{ex}) indiquée respectivement comme Y_1 et Y_2 ont été analysées comme réponse.

Tableau IV.2 : Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (21 essais).

Plan Composite à face centré				
N°	Facteurs			
	T_1 (K)	T_3 (K)	rp (K)	P_1 (%)
1	-1	1	-1	1
2	1	0	0	0
3	-1	-1	-1	-1
4	0	-1	0	0
5	0	0	0	0
6	0	0	0	0
7	-1	-1	1	-1
8	1	1	-1	-1
9	0	0	0	0
10	0	0	0	0
11	-1	1	1	1
12	0	0	0	0
13	0	0	0	-1
14	-1	0	0	0
15	1	-1	1	1
16	0	1	0	0
17	0	0	0	1
18	0	0	-1	0
19	1	1	1	-1
20	0	0	1	0
21	1	-1	-1	1

L'utilisation du modèle quadratique de F dans ce chapitre devait non seulement étudier au-dessus de l'espace entier de facteur, mais localiser également la région d'être observée où la réponse s'approche de la valeur optimale. Les données nécessaires pour établir les modèles de

réponse sont généralement rassemblées par la planification expérimentale. Dans ce chapitre, la collection des données expérimentales a adopté le plan composite centré (PCC) avec 21 essais et composé de cinq points (05) centraux (niveau codés égale à 0) qui est le point médian entre les niveaux Max et Min (Tableau IV.1).

Tableau (IV.3) : Variables et niveaux du modèle de conception

Symbole	Facteurs	Unité	Niveau		
			-1	0	1
T_1	Température ambiante	K	283	290,5	298
T_3	Température d'entrée de la turbine	K	1000	1200	1400
r_p	Rapport de compression	-	4	12	20
P_1	Pression d'entrée compresseur	Kpa	80	95	110

Tableau (IV.4) : Résultats de simulation pour le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex})

n°	Factures				η_{th} (%)	η_{ex} (%)
	T_1 (k)	T_3 (k)	r_p	P_1 (Kpa)		
1	290.5	1200	12	110	41.15	38.17
2	290.5	1200	12	95	41.15	39.22
3	290.5	1400	12	95	47.1	44.68
4	298	1400	20	80	48.78	47.28
5	298	1000	4	110	33.3	31
6	283	1200	12	95	45.24	42.99
7	298	1000	20	110	23.83	21.72
8	298	1200	12	95	44.41	42.24
9	290.5	1200	12	95	41.15	39.22
10	283	1400	4	110	36.02	33.76
11	290.5	1200	12	80	44.84	43.67
12	283	1400	20	110	49.69	46.42
13	290.5	1200	12	95	41.15	39.22
14	290.5	1000	12	95	41.15	39.22
15	283	1000	20	80	30.81	31.23
16	283	1000	4	80	33.57	32.73
17	298	1400	4	80	35.97	34.57
18	290.5	1200	4	95	36.6	33.79
19	290.5	1200	12	95	41.15	39.22
20	290.5	1200	20	95	44.59	42.47
21	290.5	1200	12	95	41.15	39.22

Le tableau IV.3 montre les niveaux des quatre caractéristiques du diffuseur de la pompe. Pour déterminer les facteurs qui ont un effet statistiquement significatif sur les performances de la pompe étudiés en utilisant le l'analyse de la variance (ANOVA). Cette analyse a été exécutée pour un intervalle de confiance (IC) égale à 95%. Les caractéristiques de cycle (T_1 , T_3 , rp et p_1) et les performances rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}) dans le tableau IV.4.

Les valeurs obtenues du le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}) ont été utilisées pour déterminer les facteurs et les interactions significatifs. Les modèles empiriques sont développés afin de déterminer la corrélation entre les caractéristiques du cycle thermique et les performances de la turbine à gaz, rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}). En plus, les surfaces de réponse des facteurs significatifs correspondant à chaque analyse (ANOVA) ont été présenté. Ces surfaces de réponse fournissent une analyse des facteurs les plus significatifs liés aux rendements et le rendement exégétique (η_{ex}) sous les conditions étudiées.

IV.4 Interprétation des résultats

IV.4.1 Sensibilité du rendement en fonction de T_1 , T_3 , rp et ε

Le tableau 3 indique la valeur du le rendement thermique maximale (η_{th}) obtenue avec la combinaison de température ambiante (T_1), 273K, température d'entrée de la turbine (T_3), 1500K, rapport de compression (r_p), 12 et la pression d'entrée compresseur (P_1), 85 %. Ce rendement thermique maximale est dû à l'interaction du rapport de compression (r_p) et de la pression d'entrée compresseur (P_1) sur l'efficacité thermique de la centrale à cycle de turbine à gaz caractérisée par les effets de la température d'entrée de la turbine et de la température ambiante. Le rendement thermique augmente avec la diminution de la température ambiante en termes de conditions d'essai. Pour procéder à l'analyse de la variance (ANOVA), la méthode des moindres carrés est utilisée à l'aide du logiciel Design Expert. Les résultats de cette expérience sous forme d'ANOVA sont présentés. C'est un test qui compare une variance de terme avec une variance résiduelle. Les termes individuels dans le modèle ont un effet important sur la réponse. Dans le tableau 4, une « valeur F du modèle » de 52,69 avec une « valeur P du modèle » de 0,0001 signifie que le modèle sélectionné est important et qu'il n'y a que 0,01 % de chance que la « valeur F du modèle » se produise en raison du bruit.

Les résultats de la « valeur F » indiquent clairement que la multiplication du la Température d'entrée la turbine et rapport de compression ($T_3 \times r_p$) est le facteur le plus important par rapport aux trois autres facteurs, et que l'interaction à deux niveaux du rapport de compression et de la

température d'entrée de la turbine ($r_p \times \varepsilon$) a été considéré comme le deuxième facteur le plus important suivi du le rapport de compression (r_p). D'après les résultats de l'ANOVA, il est clair que la température ambiante (T_1) sur l'efficacité thermique n'est pas statistiquement significative et que la variation de l'efficacité thermique avec la température ambiante (T_1) est minimale ; cependant, l'effet de la multiplication du rapport de pression et la pression d'entrée compresseur ($r_p \times P_1$) sur l'efficacité thermique est d'importance statistique. La contribution en pourcentage permet de mieux comprendre l'interprétation des résultats, ce qui montre que la contribution due au l'interaction entre le rapport de compression et et la pression d'entrée compresseur ($r_p \times P_1$) est de 6,8682%, tandis que l'interaction ($T_3 \times r_p$) ne contribue que 4,3036% et l'effet du rapport de compression (r_p) avec une contribution de 0,7984%.

Tableau IV.5 Analyse de la variance ANOVA pour le rendement thermique (η_{th})

Source	SCE	ddl	CM	F-valeur	Prob.	Cont. %	Remarque
Model	749,23	14	53,52	6,65	< 0.0001	-	Significatif
T₁	0,1066	1	0,1066	0,0133	0,9870	1,35E-05	Non significatif
T₃	1,53	1	1,53	0,1903	0,1324	0,0810	Non significatif
r_p	3,56	1	3,56	0,4427	0,0016	0,7984	Significatif
P₁	18,79	1	18,79	2,34	0,7260	3,613E-03	Non significatif
T₁ × T₃	1,79	1	1,79	0,2230	0,9973	3,383E-07	Non significatif
T₁ × r_p	7,16	1	7,16	0,8908	0,0016	0,7849	Significatif
T₁ × P₁	15,81	1	15,81	1,97	0,3467	0,0278	Non significatif
T₃ × r_p	187,31	1	187,31	23,29	< 0.0001	4,3036	Significatif
T₃ × P₁	0,5978	1	0,5978	0,0743	0,0134	0,3207	Significatif
r_p × P₁	4,28	1	4,28	0,5320	< 0.0001	6,8682	Significatif
T₁²	0,0541	1	0,0541	0,0067	0,9058	4,060E-04	Non significatif
T₃²	0,7848	1	0,7848	0,0976	0,0061	0,4574	Significatif
r_p²	42,59	1	42,59	5,30	0,0017	0,7781	Significatif
P₁²	7,24	1	7,24	0,9008	0,3233	0,0309	Non significatif
Erreur	48,25	4	8,04	-	-	-	-
Total	797,48	20	-	-	-	-	-

Le graphique de probabilité normale des résidus du rendement illustré dans la figure (IV.2), et indiqué que les résidus (erreur) se trouvent très proche par rapport la ligne droite de la normalité, prouve que les limites mentionnées dans le modèle du premier degré sont les seuls facteurs significatifs [11]. La normalité semble acceptable en plus les coefficients de corrélation très élevés.

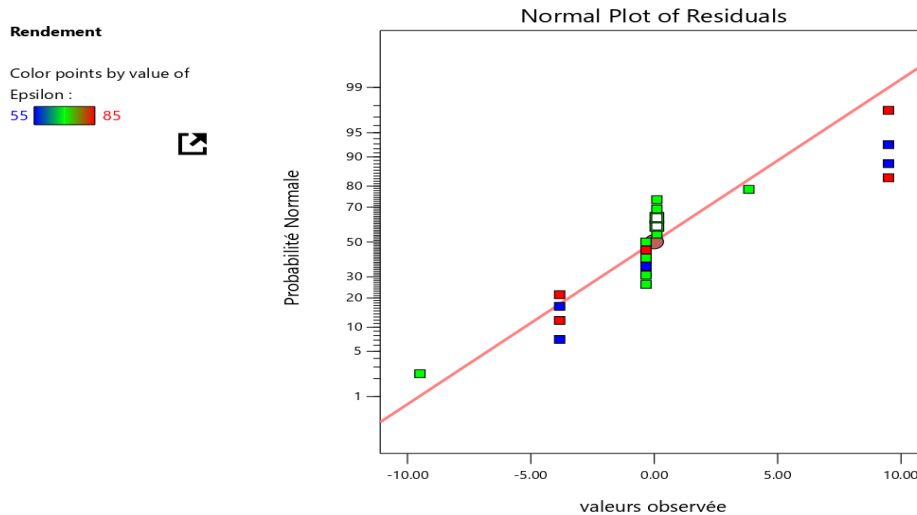


Figure IV.2 : Probabilités normales des résidus du le rendement thermique (η_{th})

VI.4.2 Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de T_1 , T_3 , r_p et P_1

Un modèle de régression de deuxième ordre a été développé pour l'efficacité thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}) à l'aide du logiciel Design Expert. Les termes insignifiants ont été exclus, sauf les effets principaux. Ainsi, des modèles de prédiction η_{th} et η_{ex} réduits et améliorés ont été générés. La variable de réponse est le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}), alors que les prédicteurs sont la température ambiante (T_1), la température d'entrée de la turbine (T_3), le rapport de compression (r_p) et la pression d'entrée compresseur (P_1). En conséquence, les équations des modèles ajustés en termes de facteurs réels pour l'efficacité thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}) sont données ci-dessous.

Le modèle du rendement thermique (η_{th}) est donné ci-dessous dans l'équation (IV.7). Son coefficient de détermination (R^2) est de 99,84 %

$$\begin{aligned} \eta_{th} = & -841.11 - 0,0073T_1 + 0,057T_3 + 3,89 r_p + 0,15 P_1 - 3,12E-07T_1 * T_3 - 0,010641T_1 * r_p - 0,001196T_1 \\ & * P_1 + 0,002492T_3 * r_p + 0,000405 T_1 * P_1 - 0,041979 r_p * P_1 + 0,000086T_1^2 - 0,000029T_3^2 \\ & - 0,093r_p^2 + 0,00 \end{aligned} \quad (IV.7)$$

Le modèle de rendement exégétique (η_{ex}) est présenté ci-dessous dans l'équation (IV.8). Son coefficient de détermination (R^2) est de 99,27 %.

Finalement, après décodage, l'équation du modèle de prédiction du rendement (η) en fonction des **facteurs réels** et leurs interactions qui ont un effet significatif, est la suivante :

$$\begin{aligned} \eta_{ex} = & -586.14 - 0,0039T_1 + 0,0001T_3 - 0,055r_p - 0,0087 P_1 - 2,79E-06T_1 * T_3 + 0,0001T_1 * r_p + 2,91E- \\ & 05T_1 * P_1 - 3,035E-05T_3 * r_p - 4,045E-06T_3 * P_1 + 0,0004r_p * P_1 + 7,95E-06T_1^2 + 4,02E-07T_3^2 + 0,0007r_p^2 \\ & + 7,92E-06 P_1^2 \end{aligned} \quad (IV.8)$$

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle du rendement (η) égale à 0.99. Cela signifie que 98% des variations du niveau du rendement (η) sont expliquées par ce modèle et que 1% restent par conséquent inexpliquées. La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle du rendement (η) est $R^2_{\text{ajusté}}=95,5\%$. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation. La figure IV.3 montre une comparaison entre les valeurs estimée du rendement thermique (η_{th}) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

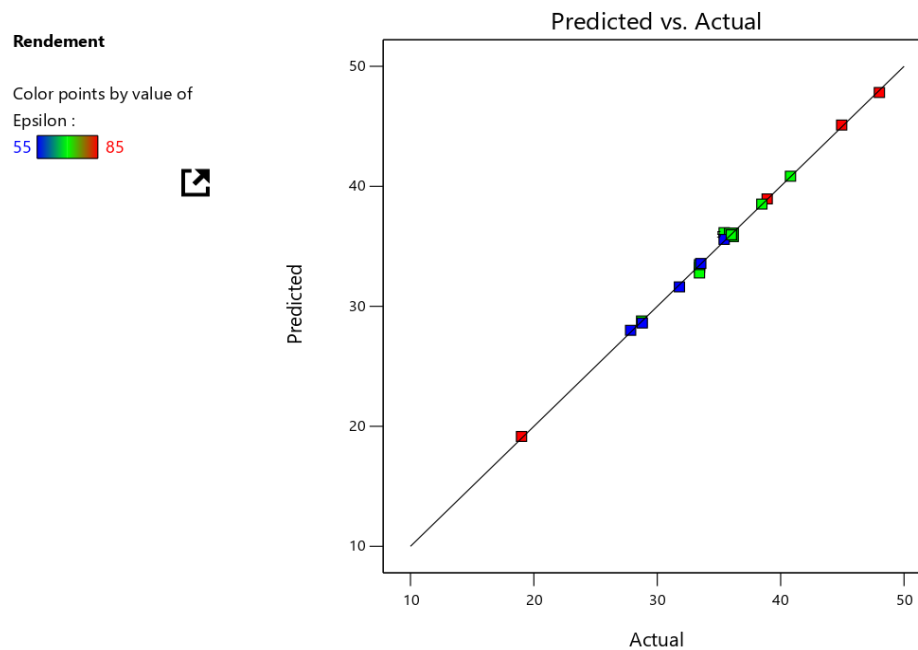


Figure IV.3 : Corrélation des valeurs mesurées et estimés du le rendement thermique (η_{th})

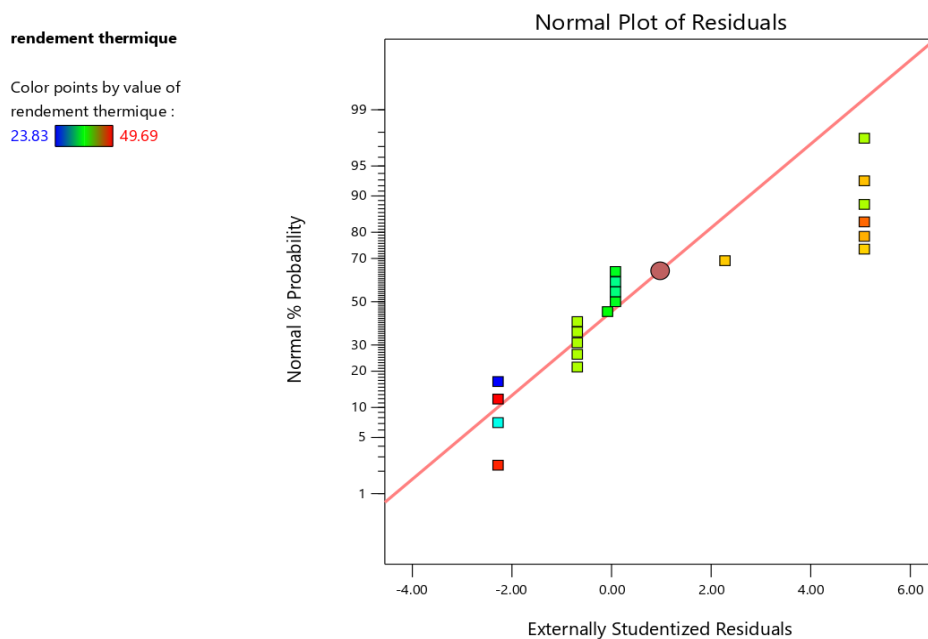
VI.4.3 Évolution du rendement exégétique (η_{ex}) en fonction de T_1 , T_3 , rp et P_1

Le tableau IV.6 présente une analyse de la variance ANOVA afin de connaître les facteurs et les interactions qui ont un effet significatif. L'analyse des résultats montre que l'angle du bord de fuite (T_1) et l'interaction à deux niveaux de la Température d'entrée de la turbine et la pression d'entrée compresseur ($T_3 \times P_1$), ont tous un effet significatif sur e rendement exégétique (η_{ex}). Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que la Température d'entrée (T_1) est le facteur le plus influant avec une contribution de 33.13% suivi par l'interaction à deux niveaux de la Température d'entrée de la turbine et la pression d'entrée compresseur ($T_3 \times P_1$) avec une contribution de 16.43%.

Tableau IV.6 : Analyse de la variance ANOVA pour e rendement exégétique (η_{ex})

Source	Somme des carrés	df	Carré moyen	F-Valeur	p-Valeur	Conta. (%)	Remarques
Model	698,32	14	49,88	7,19	< 0.0001	-	Significatif
T₁	0,0098	1	0,0098	0,0014	0,6137	0	Non significatif
T₃	1,52	1	1,52	0,2193	0,8584	0,0042	Non significatif
r_p	4,93	1	4,93	0,7109	0,0040	2,5210	Significatif
P₁	15,40	1	15,40	2,22	0,2651	0,2100	Non significatif
T₁×T₃	2,07	1	2,07	0,2978	0,1129	0,4201	Non significatif
T₁× r_p	7,47	1	7,47	1,08	0,0010	4,2016	Significatif
T₁× P₁	13,82	1	13,82	1,99	0,1965	0,2100	Non significatif
T₃× r_p	163,35	1	163,35	23,55	0,0001	9,8739	Significatif
T₃× P₁	1,08	1	1,08	0,1556	0,0902	0,4201	Non significatif
r_p× P₁	7,66	1	7,66	1,10	< 0.0001	10,2941	Significatif
T₁²	0,1996	1	0,1996	0,0288	0,5287	0	Non significatif
T₃²	0,3791	1	0,3791	0,0547	0,0149	1,4705	Significatif
r_p²	45,15	1	45,15	6,51	0,0496	0,6302	Significatif
P₁²	5,11	1	5,11	0,7374	0,7209	0,0170	Non significatif
Erreur	41,61	4	6,94	-	-	-	-
Total	0,0476	20	-	-	-	-	-

Le graphique de probabilité normale des résidus de e rendement exégétique (η_{ex}) illustré dans la figure (IV.4), et indiqué que les résidus se trouvent très proche par rapport la ligne droite de la normalité, prouve que les limites mentionnées dans le modèle du premier degré sont les seuls facteurs significatifs. La normalité semble acceptable en plus les coefficients de corrélation très élevés.

**Figure IV.4 :** Probabilités normales des résidus de la consommation spécifique

VI.4.4 Analyse de régression pour le rendement exégetique (η_{ex}) en fonction de T_1 , T_3 , rp et. ε

L'analyse de régressions multiples du rendement exégetique (η_{ex}) en fonction des (T_1 , T_3 , rp et. ε) et leurs interactions qui ont un effet significatif donne l'équation du modèle (IV.9) en termes de **facteurs codés** avec un coefficient de détermination ($R^2 = 99\%$).

Pour déterminer les modèles de prédiction, un décodage est nécessaire. Ce décodage consiste à transformer les variables codées X_i en variables naturelles et il se fait par l'intermédiaire des équations (IV.3), (IV.4), (IV.5) et (IV.6).

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle du rendement exégetique (η_{ex}) égale à 0.975. Cela signifie que 99% des variations du niveau du rendement exégetique (η_{ex}) sont expliquées par ce modèle et que 1% restent par conséquent inexpliquées (incertain). La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle du rendement exégetique (η_{ex}) est R^2 ajusté=85,6%. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation. La figure IV.5 montre une comparaison entre les valeurs estimée du rendement exégetique (η_{ex}) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

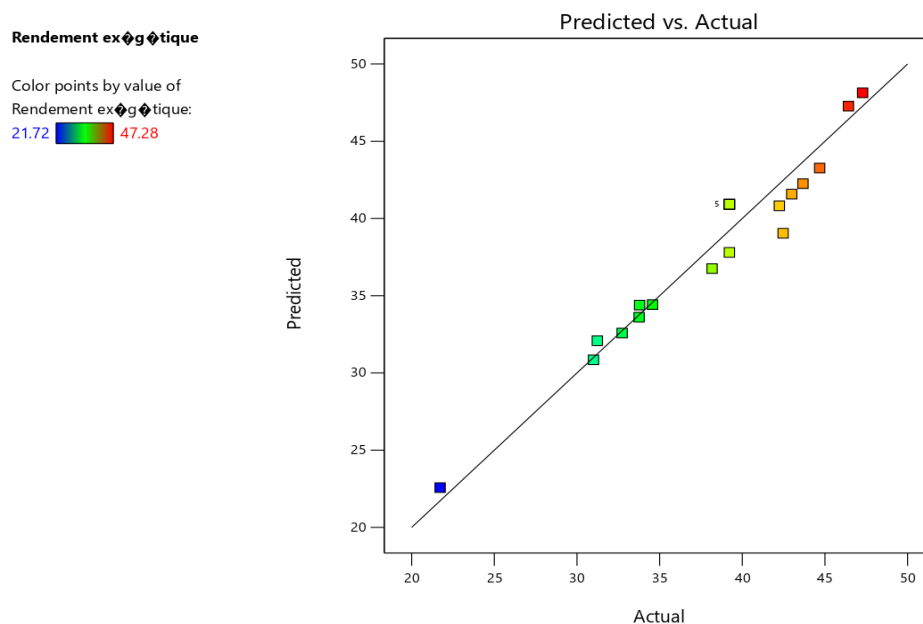


Figure IV.5 : Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement exégetique (η_{ex})

IV.4.5 3D Surfaces de réponses

Le MSR permet de visualiser un tracé tridimensionnel (3D), illustrant la réponse du processus en fonction de deux paramètres mais en gardant les autres paramètres constants. Les graphiques de surface 3D de différentes interactions telles que T_1 et T_3 , r_p et P_1 , sont présentés à la figure (IV.6 et IV.7) pour le rendement thermique (η_{th}) et à les figure (IV.8 et IV.9) pour le rendement exégétique (η_{ex}). La figure IV.6 montre la variation du rendement thermique (η_{th}) avec la température d'entrée de la turbine (T_3) et le rapport de compression (r_p). On remarque que la température d'entrée de la turbine (T_3) a un impact plus significatif sur rendement thermique (η_{th}).

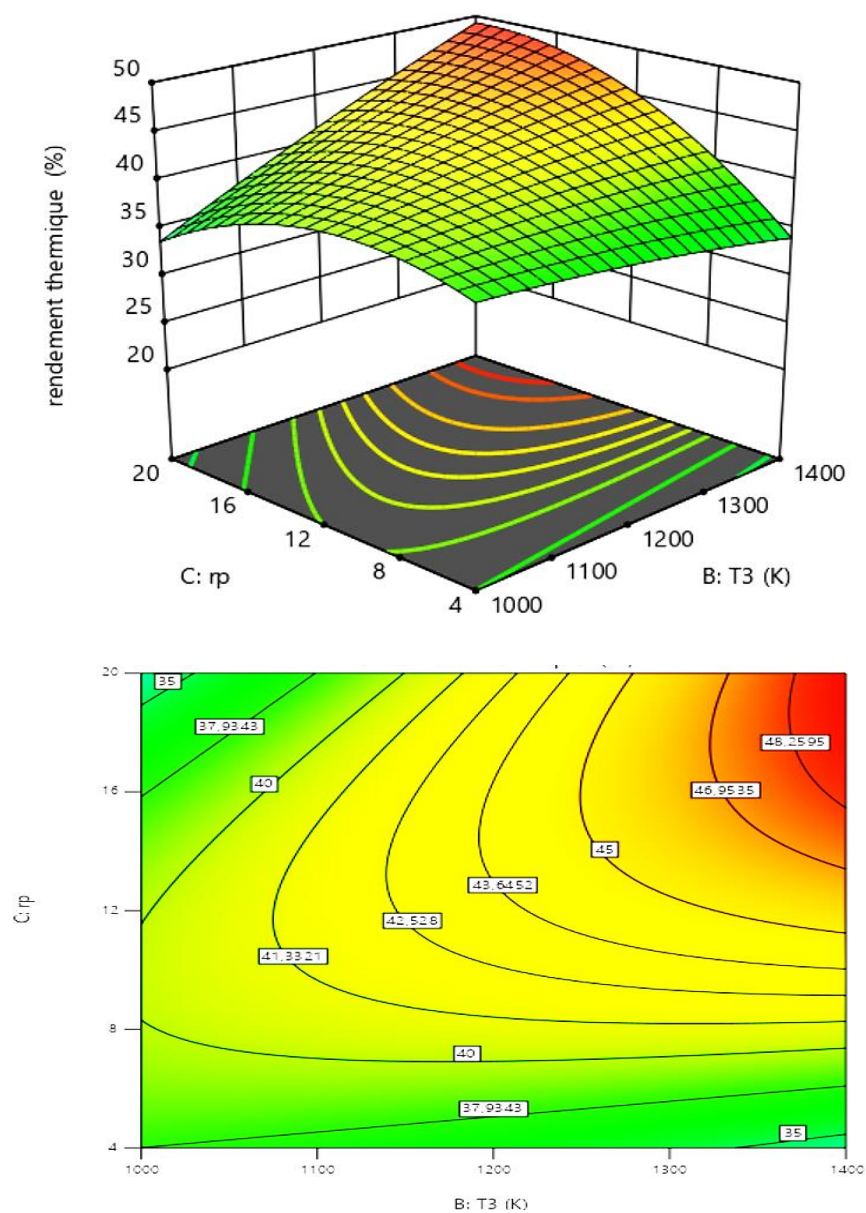


Figure IV.6 Effet de la température d'entrée de la turbine (T_3) et le rapport de compression (r_p) sur le rendement thermique (η_{th})

La figure IV.7 montre la variation du rendement thermique (η_{th}) avec la température ambiante (T_1) et le rapport de compression (r_p). On remarque que le rapport de compression (r_p) a un impact plus significatif sur le rendement thermique (η_{th}). Le rendement thermique (η_{th}) ne change beaucoup avec le rapport de compression (r_p) pour la gamme très faible de la température ambiante (T_1) mais tend à diminuer presque avec l'augmentation la température ambiante (T_1), à des petites valeurs du rapport de compression (r_p). Cette figure clairement indiqué qu'un meilleur rendement peut être réalisé pour la plus petite valeur de la température ambiante (T_1) à très grands valeurs du rapport de compression (r_p).

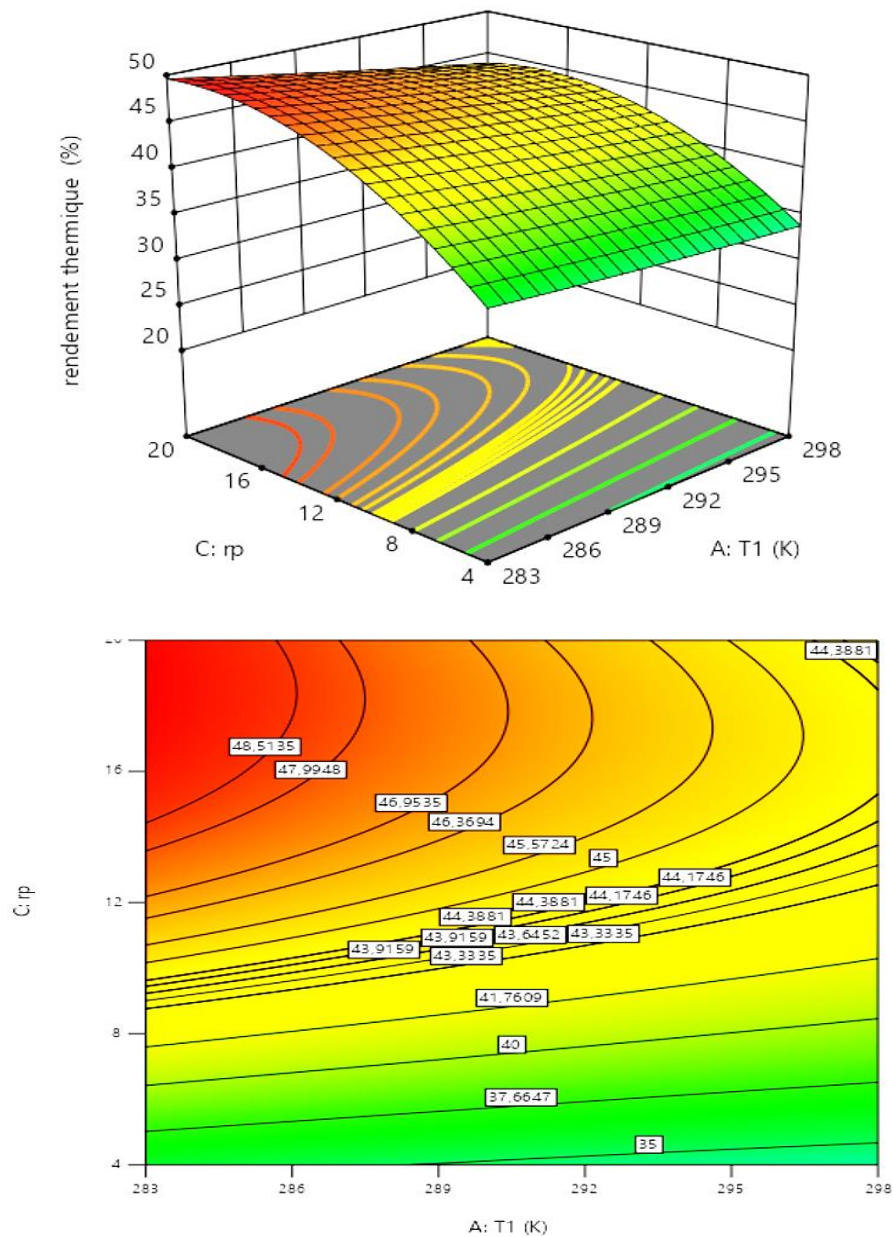


Figure IV.7: Effet de la température ambiante (T_1) et le rapport de compression (r_p) sur le rendement thermique (η_{th})

La variation du rendement exégétique (η_{ex}) avec la température d'entrée de la turbine (T_3) et le rapport de compression (r_p) est montrée dans la figure IV.8. Dans cette figure, on le confirme que le rapport de compression (r_p) a un effet significatif très important sur le rendement exégétique (η_{ex}). Cette dernière affiche les valeurs des augmentations du rendement exégétique (η_{ex}) avec la température d'entrée de la turbine (T_3). Cette figure clairement indique que le minimum rendement exégétique (η_{ex}) peut être réalisé pour la plus petite valeur du rapport de compression (r_p) à très grande valeurs la température d'entrée de la turbine (T_3).

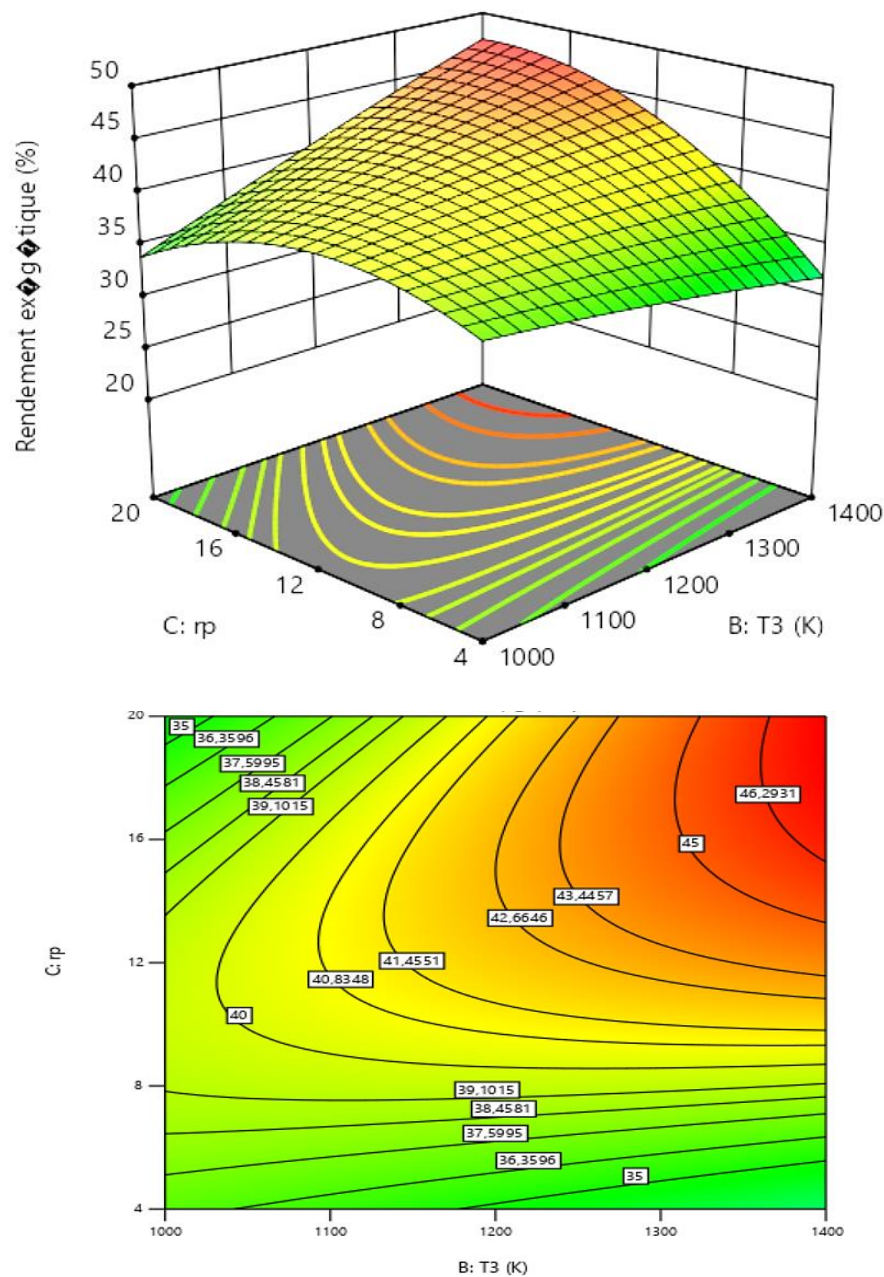


Figure IV.8 : Effet de la température d'entrée de la turbine (T_3) et le rapport de compression (r_p) sur le rendement exégétique (η_{ex})

La figure IV.9 présente la variation du rendement exégétique (η_{ex}) avec pression d'entrée compresseur (P_1) et le rapport de compression (r_p). Pour des valeurs très élevées de pression d'entrée compresseur (P_1) et le rapport de compression (r_p). Le rendement exégétique (η_{ex}) est considérablement minimal. En plus, on observe que le rapport de compression (r_p) est le facteur le plus significatif sur le rendement exégétique (η_{ex}). Les valeurs du rendement exégétique (η_{ex}) est presque linéaire au minimum valeur rapport de compression (r_p) pour n'importe quel niveau de la pression d'entrée compresseur (P_1).

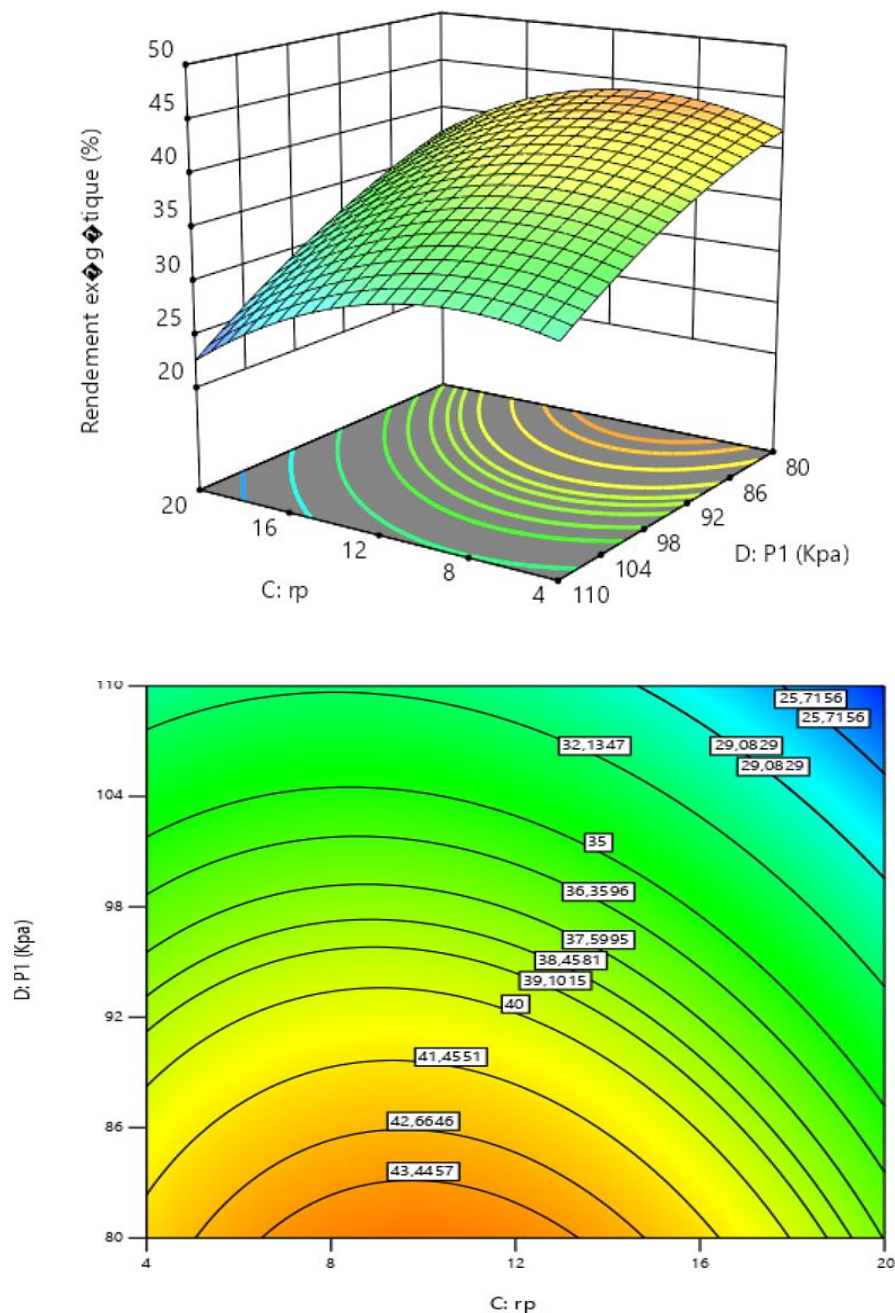


Figure IV.9 : Effet de la pression d'entrée compresseur (P_1) et le rapport de compression (r_p) sur le rendement exégétique (η_{ex})

IV.5 Optimisation les caractéristiques de la turbine

La dernière technique d'optimisation simultanée de plusieurs réponses d'un système est la fonction de désirabilité. Cette fonction permet d'imposer des critères supplémentaires tels que les limites inacceptables et la sévérité avec laquelle la réponse doit rester près de la zone désirée. En partant de plusieurs équations exprimant des réponses différentes et ayant des facteurs communs, il s'agit de synthétiser ces fonctions en une seule, nommée la réponse composite ou désirabilité. Par la suite, il suffit de l'optimiser par les techniques habituelles de surface de réponse. Une telle méthode devient pratiquement nécessaire lorsque l'analyse comporte plus de trois facteurs [11]. Notre objectif est de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du turbine (T_1 , T_3 , r_p et P_1) produire le plus grand le rendement thermique (η_{th}) avec minimum rendement exégétique (η_{ex}) afin d'améliorer les performances de la pompe centrifuge. Compte tenu de la planification du plan d'expérience, nous déterminerons des équations de prédiction à partir des équations générées, qui permettent de prédire les résultats pour un ensemble de réglages choisis. De même, il est possible de trouver les réglages correspondants aux réponses optimales. Dans notre travail, ceci revient à l'optimisation simultanée des réponses (η_{th} et η_{ex}) illustré par le système suivant :

$$DF = \left(\prod_{i=1}^n d_i^{w_i} \right)^{\frac{1}{\sum_{j=1}^n w_j}} \quad (IV.11)$$

$$F(x) = -DF$$

Dans l'équation (VI.11) w_i , d_i et i sont des variables ciblées par l'utilisateur en fonction de leur expérience permettant à celui-ci d'indiquer les limites de la fonction de désirabilité autour de la valeur cible (T_i) pour une réponse i .

- Pour atteindre une valeur spécifique de T_i , la fonction élémentaire de désirabilité d_i calculé par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} di &= 0 & \text{Si} & Y_i \leq Min_i \\ di &= \left[\frac{Y_i - Min_i}{T_i - Min_i} \right] & \text{Si} & Min_i \leq Y_i \leq T_i \\ di &= \left[\frac{Y_i - Max_i}{T_i - Max_i} \right] & \text{Si} & T_i \leq Y_i \leq Max_i \end{aligned} \quad (IV.12)$$

$$di = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \geq Max_i$$

Les quantités Min_i et Max_i représentent les limites de désirabilité pour la réponse i . L'approche de la fonction de désirabilité repose en effet sur l'utilisation de la méthodologie de la surface de réponse pour la modélisation polynomiale de chaque réponse $Y_i(x)$, par une substitution des polynômes dans les équations (IV.12) et (IV.13), afin de faire encore une

substitution par les désirabilités individuelles dans l'équation (IV.11). Finalement, il reste une seule fonction objective pour chercher la solution x , tout en maximisant la désirabilité totale $F(x)$.

- Pour une maximisation, la fonction élémentaire de désirabilité pour la réponse Y_i calculé par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} di &= 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \leq \text{Min}_i \\ di &= \left[\frac{Y_i - \text{Min}_i}{\text{Max}_i - \text{Min}_i} \right] \quad \text{Si} \quad \text{Min}_i \leq Y_i \leq \text{Max}_i \quad (\text{IV.13}) \\ di &= 1 \quad \text{Si} \quad Y_i \geq \text{Max}_i \end{aligned}$$

- Pour une minimisation, la fonction élémentaire de désirabilité pour la réponse Y_i calculé par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} di &= 1 \quad \text{Si} \quad Y_i \leq \text{Min}_i \\ di &= \left[\frac{\text{Max}_i - Y_i}{\text{Max}_i - \text{Min}_i} \right] \quad \text{Si} \quad \text{Min}_i \leq Y_i \leq \text{Max}_i \quad (\text{IV.14}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} di &= 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \geq \text{Max}_i \\ D &= \frac{\sum_{i=1}^p w_i \cdot |d_i(Y_i) - d_i(T_i)|}{p} \quad (\text{IV.15}) \end{aligned}$$

Avec :

- $d_i(Y_i)$ est la désirabilité individuelle pour la réponse Y_i
- $d_i(T_i)$ est la désirabilité individuelle ciblée T_i pour chaque réponse

Pour refléter la différence possible dans l'importance des différentes réponses, la dernière innovation consiste à peser les réponses, et donc donner les degrés d'importance correspondants à chaque réponse selon l'importance d'une réponse par rapport aux autres. Ainsi, dans notre étude la fonction de désirabilité globale sera évaluée par l'entremise de l'équation (IV.15), où le degré d'importance W_i sont tels que :

$$\sum_{i=1}^p w_i = 1 \quad (\text{IV.16})$$

Où :

W_i est le degré d'importance pour chaque réponse individuelle.

Voici une synthèse de cette technique d'optimisation simultanée de plusieurs réponses employée dans ce chapitre :

- À partir des estimations, Y_i , déterminer les fonctions élémentaires de désirabilité, d_i , en chaque point du plan d'expérimentation pour chaque réponse, selon qu'il s'agira d'un problème de maximisation ou d'une minimisation à l'aide des équations (IV.13) ou (IV.14).
- Évaluer la fonction de désirabilité globale en chaque point du plan de simulation, pour chaque réponse à l'aide de l'équation (IV.15).

Les contraintes utilisées pendant le processus d'optimisation sont illustrées dans le tableau IV.7. Les solutions optimales sont rapportées dans le tableau (IV.8) par ordre de niveau décroissant de désirabilité. La valeur de désirabilité 1 correspond à la meilleure valeur du rendement avec minimales puissance dans la gamme des caractéristiques du diffuseur indiquée.

Tableau IV.7 : Contraintes du processus d'optimisation

	Conditions	Objective	Lower limit	Upper limit	Importance
ε	$T_1(K)$	in range	283	298	3
	$T_3 (K)$	in range	1000	1400	3
	r_p	in range	4	20	3
	$P_1 (kpa)$	in range	80	110	3
	$\eta_{th} (\%)$	Maximale	23,83	49,69	3
Le	$\eta_{ex} (\%)$	Minimale	21,72	47,28	3

problème revient à maximiser la fonction de désirabilité (D) qui est la fonction objective sous les contraintes des variables. Le tableau suivant illustre les réglages optimums des caractéristiques de la turbine à gaz.

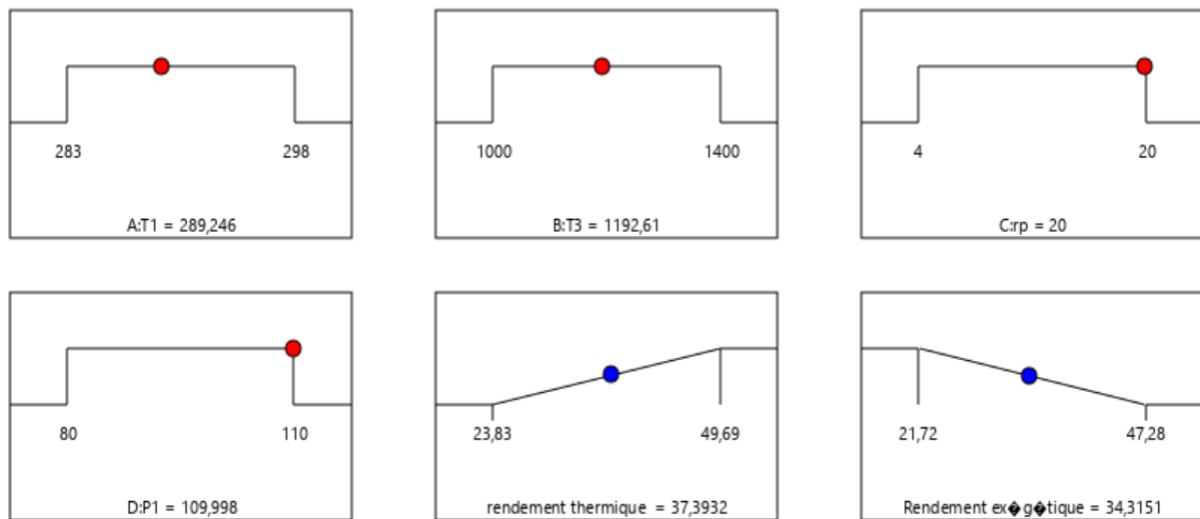
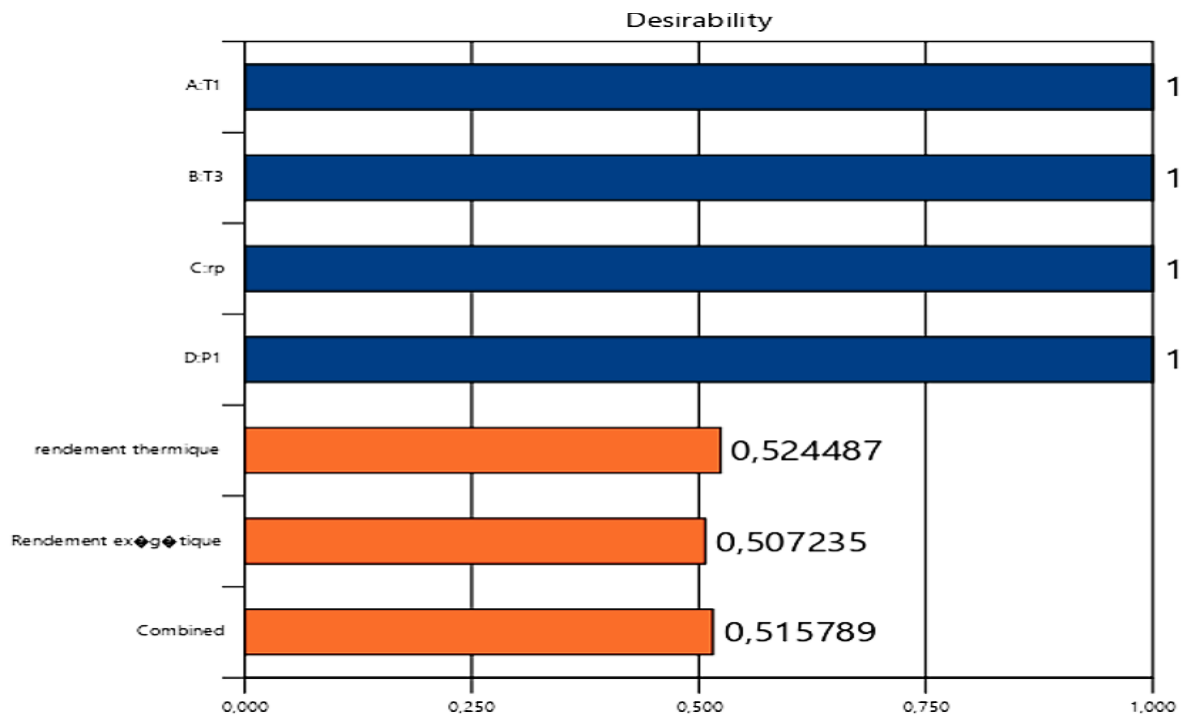
Tableau IV.8 : Les solutions optimales

N°	T_1 (K)	T_3 (K)	r_p	P_1 (%)	η_{th} (%)	η_{ex} (%)	Désirabilité	Remarks
1	289,246	1192,606	20,000	109,998	37,393	34,315	0,516	<u>Selected</u>
2	288,963	1188,276	20,000	110,000	37,375	34,298	0,516	
3	288,764	1185,786	20,000	109,999	37,386	34,309	0,516	
4	289,201	1190,814	19,983	110,000	37,356	34,281	0,516	
5	289,598	1196,521	19,985	109,999	37,362	34,286	0,516	

Le tableau IV.9 montre les intervalles de prévision optimale des réponses correspondant aux conditions optimales des caractéristiques du diffuseur dans le tableau IV.8. Le graphique de la solution optimal désiré est donné dans la figure V-9. Cette figure montre la valeur maximale de désirabilité et les valeurs des caractéristiques du cycle de la turbine à gaz (T_1 , T_3 , r_p et P_1) pour obtenir les meilleures valeurs des performances de turbine à gaz étudiée (le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex})).

Tableau IV.9 : Les intervalles de prévision optimale des réponses (η_{th} et η_{ex})

Réponse	Prédiction	95% IC Min	95% IC Max	95% IP Min	95% IP Max
Rendement (η)	37,3932	29,4407	45,3457	16,5582	58,2282
Rendement exégétique (η_{ex})	34,3151	26,9297	41,7005	14,9658	53,6644

**Figure IV.10** : Diagramme d'optimisation de réponses multiples du rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex})**Figure IV.11** : Diagramme de désirabilité des rendements η_{th} et η_{ex}

IV.6 Conclusions

Dans ce chapitre, la méthodologie des surfaces de réponse (MSR) a été utilisée pour étudier et analyser les caractéristiques de la turbine à gaz étudiée et leurs interactions qui ont un effet statiquement significatif lors des essais de simulation, des modèles de régressions multiples sont associés à l'optimisation la fonction désirabilité. L'objectif principal de cette étude est de déterminer les caractéristiques du diffuseur optimale afin améliorer les performances de la turbine à gaz étudiée, le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}).

Les conclusions de ce chapitre sont les suivantes :

- le rendement thermique (η_{th}) augmente avec l'augmentation de la température d'entrée de la turbine (T_3) et diminue avec l'augmentation le rapport de compression (r_p).
- Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que l'interaction à deux niveaux du rapport de compression et de la température d'entrée de la turbine ($r_p \times T_3$) est le plus influant sur le rendement thermique (η_{th}) avec une contribution de 6.86%.
- D'une manière générale l'interaction à deux niveaux du rapport de compression et de la pression d'entrée compresseur ($r_p \times P_1$) sont les paramètres prépondérants qui affectent le rendement exégétique (η_{ex}).
- Les essais de normalité sur les résidus des modèles de régression linéaire multiples s'assurent que les modèles ont extrait toute l'information applicable à partir des essais de simulations, et ces derniers valident également l'adéquation des modèles développés.
- En comparant les valeurs de simulation et prédites le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}), on remarque qu'ils sont en bonne corrélation.
- Les valeurs optimales caractéristiques de la turbine à gaz pour obtenue le plus grand le rendement thermique (η_{th}) avec minimum rendement exégétique (η_{ex}) sont : la température ambiante (T_1), 289.24 (K) ; la température d'entrée de la turbine (T_3), 1192.6 (K) ; le rapport de compression (r_p), 20 ; et la pression d'entrée compresseur (P_1), 109,99 kpa ; avec le rendement thermique (η_{th}) estimée de 37.39 % et le rendement exégétique (η_{ex}) de 34,31%.

Conclusion Générale

Une étude théorique et de simulation ont été élaborées sur cycle thermodynamique d'une turbine à gaz. Dans la dernière partie de ce mémoire la méthodologie des surfaces de réponse (MSR) a été utilisée pour étudier et analyser les caractéristiques de sur cycle thermodynamique d'une turbine à gaz et leurs interactions qui ont un effet statiquement significatif lors des essais de simulation, des modèles de régressions multiples sont associés à l'optimisation la fonction désirabilité. L'objectif principal de cette étude est de déterminer les caractéristiques cycle thermodynamique d'une turbine à gaz optimale afin améliorer les performances de la turbine à gaz étudiée, le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}).

Les conclusions principales de ce travail sont les suivantes :

- le rendement thermique (η_{th}) augmente avec l'augmentation de la température d'entrée de la turbine (T_3) et diminue avec l'augmentation le rapport de compression (r_p).
- Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que l'interaction à deux niveaux du rapport de compression et de la température d'entrée de la turbine ($r_p \times \epsilon$) est le plus influant sur le rendement thermique (η_{th}) avec une contribution de 6.86%.
- D'une manière générale l'interaction à deux niveaux du rapport de compression et de la pression d'entrée compresseur ($r_p \times P_1$) sont les paramètres prépondérants qui affectent rendement exégétique (η_{ex}).
- Les essais de normalité sur les résidus des modèles de régression linéaire multiples s'assurent que les modèles ont extrait toute l'information applicable à partir des essais de simulations, et ces derniers valident également l'adéquation des modèles développés.
- En comparant les valeurs de simulation et prédites le rendement thermique (η_{th}) et le rendement exégétique (η_{ex}), on remarque qu'ils sont en bonne corrélation.

- Les valeurs optimales caractéristiques de la turbine à gaz pour obtenue le plus grand le rendement thermique (η_{th}) avec minimum rendement exégétique (η_{ex}) sont : la température ambiante (T_1), 289.24 (k) ; la température d'entrée de la turbine (T_3), 1192.6 (k) ; le rapport de compression (r_p), 20 ; et la pression d'entrée compresseur (P_1), 109,99 kpa ; avec le rendement thermique (η_{th}) estimée de 37.39 % et le rendement exégétique (η_{ex}) de 34,31%.

Références bibliographiques

- [1] M.A Cocca-Schenatady. NY GEPower Systems N. Macuci Performance and Reliability Improvements dor MS5002 Gaz Turbines Nuovo pignone, Florence,Italy
- [2] M. Reggio et J-Y. Trépanier, « Théorie des turbomachines. RTF ». Version PDF en français. Montréal
- [3] Turbine à gaz, in: Techno-Science [on line] (2018) <http://www.techno-science.net>
- [4] Gariépy M., Les cycles à vapeur, MEC Thermodynamique. Page 28-29. (2005)
- [5] Mémoire de fin d'étude « Effet du soutirage et de la resurchauffe sur les performances thermodynamiques du cycle combiné » réalisé par : Djaadi,S Madate ,H- Université M'hamed Bougara Boumerdes, (2013)
- [6] Mémoire de fin d'étude « Etude et renovation de la turbine à gaz MS5002C de Hassi R'mel » réalisé par : Benikhlef, M et Mohammedi, A-(2013/2014)
- [7] Mémoire de fin d'étude « Analyse thermodynamique d'une centrale thermique hybride solaire /gaz » réalisé par : [] Chekchek,B (2013 /2014) universite Hadj Lakhdar Batna
- [8] Michael A Boles, Yunus A Cengel, thermodynamique une approche pragmatique : Marcel Lacroix. 3e édition | mai 2021 | 872 pages
- [9] Michael A Boles, Yunus A Cengel, thermodynamique une approche pragmatique : Marcel Lacroix. 3e édition | mai 2021 | 872 pages
- [10] Y.A.cengel, M.A.Boles. Thermodynamics An engineering approach, McGraw-Hill, 1996.
- [11] BENDJEDIDI, S, «pompe centrifuge»,Rapport de stage ,Université de Batna ,2012.
- [12] G. Taguchi and Y. Wu, Introduction to off-line quality control, Central Japan Quality Control Association (1985).
- [13] F. Louvet, L. Delplanque, Les Plans d'Expériences par la méthode Taguchi, Expérimentique, (2005).
- [14] W.Y. Fowlkes and C.M. Creveling, Ingenerate robust (1998).
- [15] A. Dean, Design and Analysis of Experiments (2000).

- [16] D.C. Montgomery, Design and analysis of experiments, 5thed: Wiley & Sons Inc; New York (2001).
- [17] J. Goupy, Plans d'expériences pour surface de réponse (1999).
- [18] J.J. Dreesbeke, J. Fine, Plans d'expériences. Applications à l'entreprise (1997).
- [19] D. Byeng and K.A.K Youn, A new response surface methodology for reliability-based design optimization, Computers and Structures (2003).
- [20] X. Guan and R. Melchers, Effect of response surface parameter variation on structural reliability estimates. Structural Safety, tome 23: pp. 429 – 444 (2001).
- [21] K. Onur and D. Necip, Joint optimization of mean and standard deviation using response surface methods, Journal of Quality Technology, tome 35, n°3 (2003).
- [22] G.E.P. Box and K.B. Wilson, on the experimental design for attainment of optimum conditions, Journal of the Royal Statistical Society, tome Series B 13, pp. 1–45 (1951).
- [23] M. Quesada, E. Del-Castillo, A bayesian approach for multiple response surface optimization in the presence of noise variables. Journal of applied statistics, tome 31, no 3: pp. 251–270, (2004).
- [24] . Allen, Low-cost response surface methods applied to the design of plastic fasteners, Quality Engineering, Volume 12, tome 12, N° 4: pp. 583–591(2000).
- [25] D. Bursztyna, Comparison of designs for computer experiments. Journal of Statistical Planning and Inference, In press, (2004).
- [26] M. Trosset, N. Alexandrov, New methods for robust design using computer simulation, Proceedings of the Section on Physical and Engineering Sciences, American Statistical Association (2003).
- [27] P. Besse, Pratique de la modélisation Statistique (2003).
- [28] D. Benoist, Y. Tourbier, Plans d'expériences: construction et analyse (1994).
- [29] C. Yann and P. Siarry, Optimisation multiobjectif, Editions Eyrolles paris, (2002).
- [30] E.C. Harrington, The desirability function, IQC 21 (1965).
- [31] G. Derringer, Simultaneous optimization of several response variables, JQT, tome 12 (1980).

- [32] E.D. Castillo, Modified desirability function for multiple response optimizations, JQT, tome 28 (1996).
- [33] C. Ch'ng, A new approach for multiple response optimizations, Quality Engineering (2005).
- [34] A.I. Khuri and J. Cornell, Response Surface Design and Analysis, Marcel Dekker, New York (1987).
- [35] " EES Engineering Engineering Equation Solver Notions de base ", école polytechnique Montréal, September 2018.
- [36] " EES Engineering Equation Solver Pour Microsoft Windows ", S.A.Klein et F.L. Alvarado. 1198.