

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie
Département Génie Mécanique

Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de MASTER en

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Installations énergétiques et turbomachines

THEME

**Analyses énergétique et environnementale de cycles de
turbines à gaz améliorés par récupération des gaz
d'échappement**

Présenté par

SMAHI Khaled

TALAOUKIL Adel

Promotrice

Mme. BRAHIMI. F

Promotion 2021- 2022

الحمد لله الذي يسر السبيل و أعان ، و أوضح الطرق و أبان ، و نشكره على
جميل إحسانه ، و واسع امتنانه ، و الحمد لله الذي بنعمته تتم الصالحات ، و
اللهم صل على محمد و على آله و أصحابه أجمعين ﷺ

REMERCIEMENTS

En tout premier lieu, Nous remercions le bon Dieu, tout puissant, de nous avoir donné la force pour survivre, ainsi que le courage pour dépasser toutes les difficultés.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements:

- ❖ A notre promotrice madame F.BRAHIMI pour ses orientations et surtout sa gentillesse afin de nous permettre l'accomplissement de ce travail.*
- ❖ Aux membres du jury pour avoir accepté de juger ce modeste travail.*
- ❖ A monsieur M.AITCHIKH qui nous a aidé et contribué à notre travail modeste.*
- ❖ A tous enseignants qui ont contribué à notre formation.*

Dédicace :

À mon père qui m'a toujours soutenu, à ma mère, la raison pour laquelle je n'ai pas abandonné est de voir ton sourire, à ma deuxième mère ma tante qui m'a ouvert sa maison et m'a beaucoup donnée, et à tous les membres de ma famille, en particulier mes deux sœurs et mon frère, à mon oncle, à une personne exceptionnelle pour moi, je ne pourrai jamais oublier votre soutien dans les moments difficiles, à ma deuxième famille (IX), à Tarek, ,Aymen, Khierddine , Tarek , Oussama et tous ceux qui m'ont aidé et Soutenu .

Khaled

Dédicace :

A mes chers parents, pour tous vos sacrifices, votre amour, votre soutien et vos prières tout au long de mes études.

Que Dieu tout puissant vous procure santé, bonheur et longue vie.

A mes chères frères et sœurs, pour vos encouragements permanents, et votre soutien moral, Je vous souhaite la réussite dans la vie.

A mes adorables neveux et nièces, que Dieu tout puissant vous protège.

A mes oncles et mes tantes.

A toute ma famille.

A tous mes amis.

A tous ceux qui me sont chers.

Adel

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I: Généralités sur les turbines à gaz, amélioration par récupération des gaz d'échappement et recherche bibliographique	
I. Généralités sur les turbines à gaz.....	3
I.1 Introduction :	3
I.2. Composants d'une turbine à gaz.....	3
I.2.1 Entrée d'air :	4
I.2.2 Compresseur :	4
I.2.3 Chambre de combustion :	4
I.2.4 Turbine :	5
I.2.5 Système d'échappement:.....	5
I.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :	5
I.4 Cycle de Joule-Brayton :.....	6
I.4.1 Cycle théorique (idéal) :	6
I.4.2 Cycle réel :	7
II. Amélioration du cycle simple par récupération des gaz d'échappement	9
II.1 Récupération des gaz d'échappement :.....	9
II.2 Cycles de récupération des gaz d'échappement.....	10
II.2.1 Cycle avec récupération conventionnelle.....	10
II.2.2 Cycle avec récupération alternative	11
II.2.3 Cycle avec récupération étagée.....	11
III. Recherche bibliographique.....	12
CHAPITRE II Analyses énergétique et environnementale	
I. Analyse énergétique	19
I.1 Cycle simple	20
I.2 Cycle avec récupération conventionnelle.....	23
I.3 Cycle avec récupération alternative.....	26
I.4 Cycle avec récupération étagée	29
II. Analyse environnementale	34
Chapitre III: Résultats et discussion	
I. Analyse énergétique	36

I.1. Influence du taux de compression et T_{sc} sur les rendements des différents cycles avec récupération :	36
I.2 Comparaison des différents cycles	39
I.3. Influence de l'efficacité de l'échangeur sur les performances des différents cycles.....	45
I.4 Comparaison des différents cycles :	51
II. Analyse environnementale	56
II.1 Effet de la température sortante de la chambre de combustion sur les émissions de CO_2 :	56
II.2 Effet du taux de compression sur les émissions de CO_2 des différents cycles :	57
II.3 Effet de l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur les émissions de CO_2 :	58
Conclusion générale :	60
Références bibliographiques:	61

Liste des figures :

Figure I.1: Composants d'une turbine à gaz.....	4
Figure I.2 : Différentes sections d'une turbine à gaz.....	5
Figure I.3: Schéma simple d'une turbine à gaz.....	6
Figure I.4: Cycle de Joule-Brayton sur diagramme (T-s).....	8
Figure I.5 : Cycle avec récupération conventionnelle	10
Figure I.6 : Cycle avec récupération alternative.....	11
Figure I.7 : Cycle avec récupération étagée	12
Figure II.1 : Cycle de Joule-Brayton	20
Figure II.2: Cycle réel avec récupération conventionnelle.	23
Figure II.5 : Bilan énergétique de l'échangeur.....	24
Figure II.4 : Cycle thermique réel avec récupération alternative.....	26
Figure II.5 : Bilan énergétique de l'échangeur.....	27
Figure II.6: Cycle thermique réel avec récupération étagée	29
Figure II.7: Bilan énergétique du premier échangeur	30
Figure II.8 : Bilan énergétique du 2 ^{ème} échangeur	31
Figure III.1 : Influence du taux de compression sur le rendement thermique du cycle à récupération conventionnelle pour différents T _{scc}	36
Figure III.2: Influence du taux de compression su le rendement thermique du cycle avec récupération alternative pour différents T _{scc}	37
Figure III.3: Influence du taux de compression sur le rendement thermique du cycle avec récupération étagée pour différents T _{scc}	37
Figure III.4: Comparaison des rendements thermiques des 4 cycles pour T _{scc} = 1200 K	39
Figure III.5: Comparaison des puissances utiles des 4 cycles pour T _{scc} = 1200 K.....	39
Figure III.6: Comparaison des débits du carburant mc des 4 cycles pour T _{scc} = 1200 K	40
Figure III.7: Comparaison des rendements thermiques des 4 cycles pour T _{scc} = 1500 K	41
Figure III.8: Comparaison des puissances utiles des 4 cycles pour T _{scc} = 1500 K.....	41
Figure III.9: Comparaison des débits du carburant mc du des 4 cycles pour T _{scc} = 1500 K .	42
Figure III.10: Comparaison des rendements thermiques des 4 cycles pour T _{scc} = 1900 K ...	43
Figure III.11: Comparaison des puissances utiles des 4 cycles pour T _{scc} = 1900 K.....	43

Figure III.12: Comparaison des débits du carburant m_c des 4 cycles pour $T_{sc} = 1900 \text{ K}$	44
Figure III.13: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement du cycle avec récupération conventionnelle.....	45
Figure III.14: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance utile du cycle avec récupération conventionnelle.....	45
Figure III.15: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la masse de carburant du cycle avec récupération conventionnelle.....	46
Figure III.16: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement du cycle avec récupération alternative.....	47
Figure III.17: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance utile du cycle avec récupération alternative.....	47
Figure III.18: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la masse de carburant du cycle avec récupération alternative.....	48
Figure III.19: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement du cycle avec récupération étagée.....	49
Figure III.20: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance utile du cycle avec récupération étagée.....	49
Figure III.21: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la masse de carburant du cycle avec récupération étagée.....	50
Figure III.22: Comparaison des rendements des quatre cycles pour $\epsilon = 0.5$	51
Figure III.23: Comparaison des puissances utiles des quatre cycles pour $\epsilon = 0.5$	51
Figure III.24: Comparaison des masses de carburant des quatre cycles pour $\epsilon = 0.5$	52
Figure III.25: Comparaison des rendements des quatre cycles pour $\epsilon = 0.7$	52
Figure III.26: Comparaison des puissances utiles des quatre cycles pour $\epsilon = 0.7$	53
Figure III.27: Comparaison des masses de carburant des quatre cycles pour $\epsilon = 0.7$	53
Figure III.28: Comparaison des rendements des quatre cycles pour $\epsilon = 0.9$	54
Figure III.29: Comparaison des puissances utiles des quatre cycles pour $\epsilon = 0.9$	54
Figure III.30: Comparaison des masses de carburant des quatre cycles pour $\epsilon = 0.9$	55
Figure III.31 : Evolution des émissions du CO_2 en fonction de T_{sc} pour les différents cycles.....	56
Figure III.32 : Evolution des émissions de CO_2 en fonction du taux de compression pour les différents cycles.....	57

Figure III.33 : Evolution des émissions de CO₂ en fonction de l'efficacité de l'échangeur
pour les différents cycles58

Liste des tableaux

Tableau 1:Données de calculs	19
Tableau 2 :Propriétés des composants de la réaction	36

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
c_{pair}	Capacité calorifique d'air a pression constant	[J/kg.K]
c_{pgaz}	Capacité calorifique de gaz a pression constant	[J/kg.K]
m_c	Débit de fuel injecté	[kg/s]
P	Pression	[Pa]
P	Puissance	[W]
PCI	Pouvoir calorifique du combustible	[J/kg]
P_{cc}	Puissance calorifique	[W]
P_u	Puissance utile	[W]
Q_m	Débit massique	[kg/s]
Q_v	Débit volumique	[m ³ /s]
Q_{fournie}	Chaleur fournie par les gaz d'échappement	[J/kg]
$Q_{\text{reçue}}$	Chaleur reçue par l'air comprimé	[J/kg]
r	Constante spécifique de gaz	[J/kg.K]
T	Température	[K]
W	Travail	[J/kg]

Symboles grecs

Symbole grec	Désignation	Unité
γ	Exposant isentropique	/
ε	Efficacité de l'échangeur de chaleur	/
η_{isca}	Rendement isentropique du compresseur axial	/
η_{iscc}	Rendement isentropique de la chambre de combustion	/
η_{ist}	Rendement isentropique de turbine	/
η_{th}	Rendement thermique	/
ρ	Masse volumique	kg/m^3
$\tau_{compression}$	Taux de compression	/
$\tau_{détenteBP}$	Taux de détente de la turbine BP	/
$\tau_{détenteHP}$	Taux de détente de la turbine HP	/

Liste des abréviations

BP	Basse pression
CA	Compresseur axial
CC	Chambre de combustion
HP	Haute pression
TAG	Turbine à gaz
T_{sec}	Température des gaz à la sortie de la chambre de combustion

Résumé

Dans ce travail, nous avons effectué une étude énergétique et environnementale pour des cycles avec différentes méthodes de récupération des gaz d'échappement d'une turbine à gaz. Ceci dans le but d'améliorer le rendement du cycle simple de Joule-Brayton par augmentation de ses performances et réduction de ses émissions en CO₂. L'étude énergétique concerne la détermination des performances de chaque cycle et l'analyse environnementale concerne la quantification des émissions en CO₂.

Certains paramètres clés tels que le taux de compression, la température maximale du cycle et l'efficacité de l'échangeur de chaleur qui influent sur les performances et les émissions en CO₂ des cycles étudiés ont été considérés à travers une analyse paramétrique. Les résultats obtenus sont représentés sous forme de graphes à partir des quels nous pouvons délimiter les conditions de fonctionnement de chaque cycle pour obtenir les meilleures performances possibles, et pour réduire au maximum le niveau d'émissions de CO₂ généré par chaque cycle.

Abstract

In this work, we have done an energetic and environmental study for different cycles applying exhausted gas recovery from gas turbines, as we set the aim of this study to improve the simple cycle's efficiency by enhancing its performance and reduction its CO₂ emissions, The energetic study concerns the determination of each cycle's performance, choosing multiple thermodynamic settings influencing the performances, and the environmental study concerns the quantification of CO₂ emissions.

Certain key parameters such as the compression rate , the cycles' s maximal temperature , and the heat exchanger efficiency are influencing the performances and CO₂ emissions of the cycles studied they were considered through a parametric analysis .

The results obtained are represented as graphs, in which we can set the operating conditions of each cycle, to assure the highest levels of efficiency possible, and the lowest levels of CO₂ emissions.

ملخص

خصت هذه المذكرة دراسة طاقوية و بيئية على طرق استرجاع الغازات المطروحة من طرف التوربينات الغازية و إعادة استعمالها على دورات مختلفة، لتحسين كفاءة هذه التوربينات بتحسين دورة جول برايتون الأساسية و تحسين أدائها و تقليل غازات ثاني أكسيد الكربون المنبعثة منها، و بهذا خصت الدراسة الطاقوية تحديد أداء كل دورة، كما خصت الدراسة البيئية تحليل كمية الغازات المنبعثة في كل دورة .
بعض الإعدادات الأساسية ، مثل الضغط ، درجة الحرارة القصوى للدورة ، و فعالية المبادل الحراري المؤثرين على أداء و كمية الغازات المنبعثة في الدورات المدروسة التي تم أخذها في الحسبان للقيام بالتحليل الطاقوي .
النتائج التي تم الحصول عليها كانت على هيئة رسوم بيانية، وتمت مناقشتها، نتيج لنا إمكانية اختيار أحسن الظروف ومجالات عمل التوربين، و هذا لضمان أعلى كفاءة وأقل كمية من الغازات الملوثة .

Introduction générale

Introduction générale :

Les turbines à gaz qui sont beaucoup utilisées pour la production de l'énergie électrique ont connu un développement remarquable afin d'améliorer leurs performances énergétiques et de réduire leurs émissions de CO₂ vers l'environnement.

La quantité considérable d'énergie contenue dans les gaz d'échappement des turbines à gaz représente un potentiel précieux qui ne peut pas être négligé. A partir de là, beaucoup d'études se sont concentrées sur les méthodes permettant une meilleure exploitation de ce potentiel.

De ce fait, vient l'objectif de notre travail, qui est de contribuer à l'amélioration du cycle simple de Joule-Brayton des turbines à gaz par récupération des gaz d'échappement pour augmenter ses performances.

Dans ce contexte nous avons étudié trois cycles différents à récupération de chaleur des gaz sortant de la turbine, le cycle à récupération conventionnelle, le cycle à récupération alternative et le cycle avec récupération étagée.

Cette étude est scindée en deux parties, la première partie consiste à l'étude énergétique du cycle simple de Joule-Brayton et les trois cycles à récupération afin de déterminer d'une part les performances de chaque cycle telles que le rendement, la puissance utile et la consommation du combustible. D'autre part de quantifier l'amélioration apportée au cycle simple grâce aux trois cycles à récupération. Une analyse paramétrique a été effectuée dont l'objectif est de délimiter les zones d'utilité des différents cycles à récupération et de trouver le cycle le plus performant dans chaque zone. Les paramètres exploités sont le taux de compression, la température à la sortie de la chambre de combustion et l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

La deuxième partie du travail consiste à l'étude environnementale, on vise dans cette partie à comparer les niveaux d'émission de dioxyde de carbone des différents cycles analysés dans la partie précédente, afin de déterminer le meilleur cycle avec le moins d'impact de pollution.

Afin de nous faciliter la tâche de calcul nous avons élaboré des programmes de calcul sous environnement MATLAB.

Pour arriver à notre fin nous avons réparti le travail en trois chapitres :

Chapitre 1 : Généralités sur les TAG, amélioration par récupération et recherche bibliographique

Chapitre 2 : Analyses énergétique et environnementale

Chapitre 3 : Résultats et discussions

Chapitre I

**Généralités sur les turbines à gaz,
Amélioration par récupération des
gaz d'échappement et recherche
bibliographique**

I. Généralités sur les turbines à gaz :

I.1 Introduction :

Les turbines à gaz sont essentielles à la vie quotidienne. Le trafic aérien moderne n'existerait pas sans les turbines à gaz, et nous aurions également de graves problèmes de production d'électricité sans elles.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne qui brûle un combustible gazeux ou liquide. Elle délivre l'énergie de cette combustion soit par la poussée, dans un moteur à réaction d'avion, soit par un arbre rotatif qui fournit de l'électricité par l'intermédiaire d'un générateur, ou une puissance mécanique pour l'entraînement de compresseurs ou la propulsion de navires.

La plupart des moteurs d'avion sont désormais des turbines à gaz. Au début du vingtième siècle, les moteurs alternatifs (à essence) étaient utilisés comme principales unités de propulsion des avions, mais cela a changé après la Seconde Guerre mondiale. De nos jours, les avions civils et militaires, les hélicoptères et les jets d'affaires utilisent tous des turbines à gaz en raison de leur rapport poussée/poids supérieur.

Les turbines à gaz ne sont pas seulement cruciales pour les développements dans le secteur de l'aviation, elles sont également essentielles et critiques pour la production moderne d'électricité... Dans le secteur de la production d'électricité, les turbines à gaz sont également devenues la principale technologie de conversion des combustibles fossiles en électricité[1].

I.2. Composants d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz simple est composée principalement d'une entrée d'air, d'un compresseur, d'une chambre de combustion, d'une turbine à détente et d'un système d'échappement vers l'atmosphère:

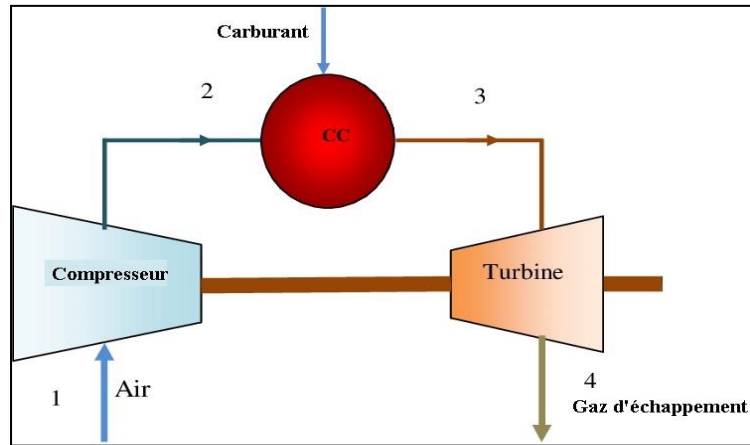


Figure I.1: Composants d'une turbine à gaz

I.2.1 Entrée d'air :

Une turbine à gaz absorbe plusieurs fois ce que peut absorber un moteur alternatif de taille équivalente. L'entrée d'air est généralement un conduit lisse, en forme de cloche, en alliage d'aluminium. Il conduit l'air dans le compresseur en minimisant les turbulences. En général, des entretoises renforcent la coque extérieure du châssis avant pour minimiser les vibrations du flux d'air[2].

I.2.2 Compresseur :

Le compresseur est un appareil mécanique qui comprime l'air, son fonction principale est de fournir de l'air en quantité suffisante pour satisfaire les exigences des brûleurs de combustion. Plus précisément, pour remplir sa fonction, le compresseur doit augmenter la pression de la masse d'air reçue du conduit d'admission d'air, puis la refouler vers les brûleurs dans la quantité et aux pressions requises[3].

I.2.3 Chambre de combustion :

La section de combustion a la tâche difficile de contrôler la combustion de grandes quantités de carburant et d'air, généralement constitué d'un anneau d'injecteurs de carburant qui injectent un flux régulier de carburant dans les chambres de combustion où il se mélange à l'air. Le mélange est brûlé à haute température. La combustion produit un flux de gaz à haute température et à haute pression qui entre et se dilate dans la section de la turbine [4].

I.2.4 Turbine :

La turbine est un ensemble complexe d'aubes à section aérodynamique alternativement fixes et rotatives. Lorsque les gaz de combustion chauds se détendent dans la turbine, ils font tourner les aubes.

Les aubes rotatives ont une double fonction : elles entraînent le compresseur pour aspirer de l'air plus pressurisé dans la section de combustion, et elles font tourner un générateur pour produire de l'électricité [4].

I.2.5 Système d'échappement:

Une fois que le gaz a traversé la turbine, il est évacué par l'échappement. Bien que la plupart de l'énergie gazeuse soit convertie en énergie mécanique par la turbine, une quantité significative d'énergie reste dans les gaz d'échappement. Cette énergie gazeuse est accélérée par la forme convergente du conduit d'échappement pour la rendre plus utile [5].

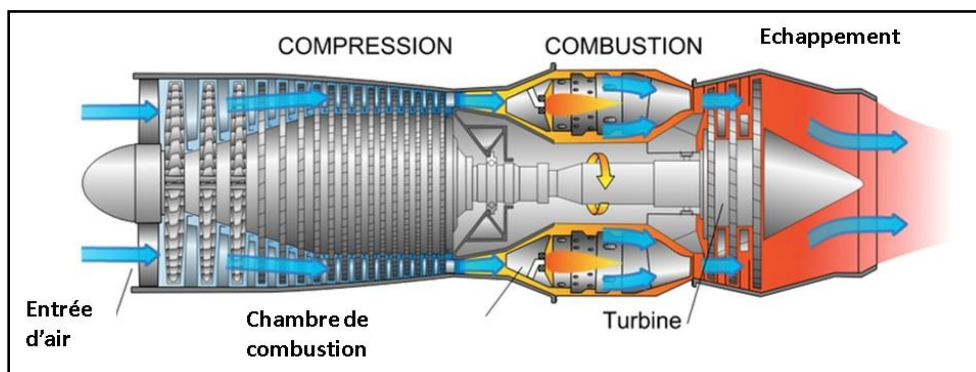


Figure I.2 :Différentes sections d'une turbine à gaz

I.3Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne suivant ces étapes :

- Extraction de l'air du milieu environnant
- Compression de l'air à une pression élevée.
- Augmentation le niveau d'énergie, en provoquant une combustion à l'aide de l'air et d'un combustible introduisez dans la chambre de combustion.
- L'air produit par la combustion est entraîné vers la section turbine qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique qui tourne l'arbre.

- Cette énergie est envoyée à un organe récepteur (générateur ou tuyère) comme puissance utile, la seconde partie est utilisée pour assurer l'alimentation de compresseur.
- Finalement, il y aura un échappement vers l'environnement des gaz restants inutilisés [6].

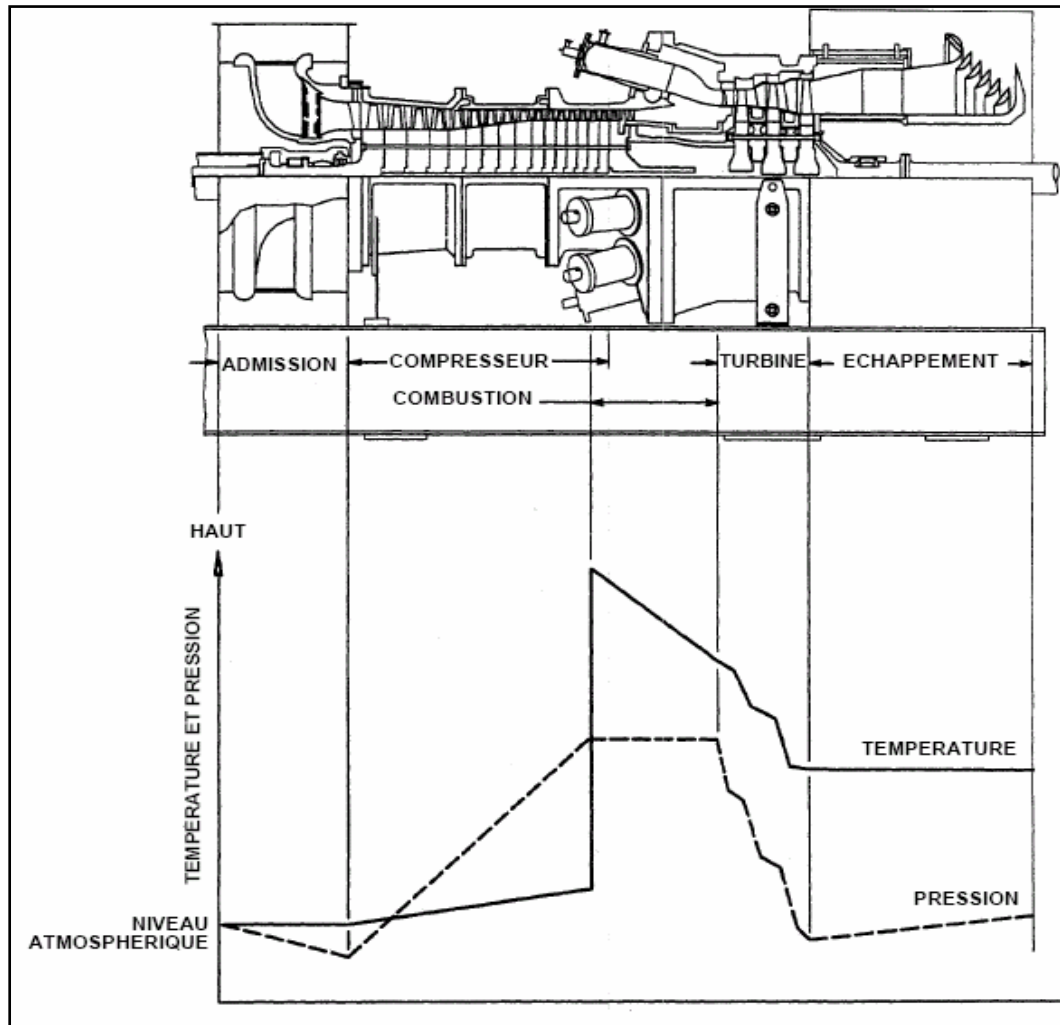


Figure I.3:Schéma simple d'une turbine à gaz

I.4 Cycle de Joule-Brayton :

I.4.1 Cycle théorique (idéal) :

Le cycle de Joule-Brayton est un concept de la thermodynamique d'une turbine à gaz de base, le cycle utilise un petit ensemble de composants, se compose de quatre processus :

1-2 : une compression adiabatique placée dans le compresseur

2-3 : un apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion

3-4 : la chaleur entre dans la turbine, et provoque une expansion adiabatique

4-1 : suivi d'un dégagement de chaleur à pression constante, c'est le moment où se produit l'échappement des gaz.

Le cycle est composé de deux processus adiabatiques et de deux processus à pression constante (Isobare), le point de départ de la description du cycle est le **point 1**, avec la pression et la température les plus basses de tout le cycle.

Le gaz est ensuite comprimé dans un compresseur pour atteindre le **point 2**, qui se trouve à la pression maximale du cycle, puis il est introduit dans un échangeur de chaleur (chambre de combustion), où la chaleur est fournie à partir d'une source externe, généralement par la combustion d'un combustible, à pression constante pour atteindre la pression et la température maximales au **point 3**.

Le gaz est ensuite détendu dans une turbine jusqu'à ce qu'il atteigne la pression de cycle la plus basse au **point 4**, qui se trouve sur la même ligne de pression que le point 1.

Le cycle peut être fermé ou ouvert, cette description est valable pour un cycle fermé, La plupart des cycles Joule-Brayton ont été construits comme des cycles ouverts, où le fluide entrant dans le cycle est de l'air à la pression et à la température ambiantes.

Ce cycle peut être considéré comme un cycle fermé en considérant que l'environnement est capable de fournir un débit infini d'air à la pression et à la température ambiante au cycle, et de refroidir et transformer une quantité infinie de gaz de combustion, sans modifier sa composition et ses conditions thermodynamiques initiales. Dans un cycle ouvert, le processus 4-1 est donc accompli par l'environnement.

I.4.2 Cycle réel :

Le changement notable entre l'idéal et le cycle réel de Joule-Brayton est montré dans les deux parties où il y a des phases réversibles adiabatiques, c'est-à-dire le compresseur et la turbine, dans la réalité dans les phases réversibles adiabatiques n'existent pas donc il y aura un changement dans la température réelle et d'entropie [6].

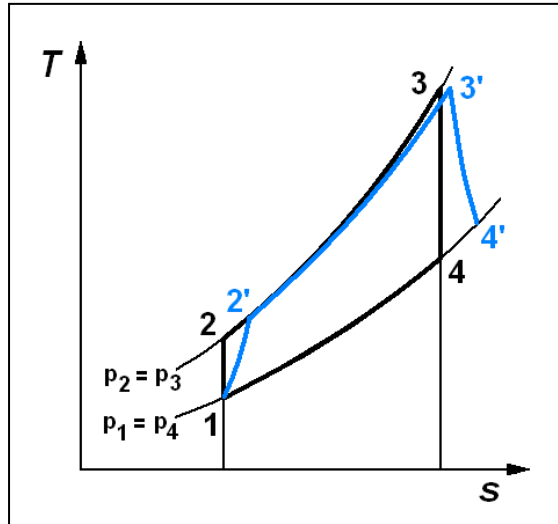


Figure I.4: Cycle de Joule-Brayton sur diagramme et (T-s)

1.2.3.4 : Cycle idéal

1.2',3'.4' : Cycle réel

II. Amélioration du cycle simple par récupération des gaz d'échappement

Afin d'améliorer l'efficacité du cycle de la simple turbine à gaz, de minimiser les dépenses économiques et de maintenir l'effet polluant causé par la turbine à gaz à un niveau aussi bas que possible, les ingénieurs ont mis au point des systèmes de récupération des gaz d'échappement , la réutilisation de ce gaz dans la plupart des cas permettrait d'augmenter fortement l'efficacité thermique globale.

L'idée principale est d'utiliser la chaleur trouvée dans les gaz d'échappement, en utilisant des échangeurs de chaleur situés juste après la turbine.

Les différentes façons d'installer et d'utiliser les échangeurs de chaleur et d'autres éléments, nous fournissent des différents cycles de récupération des gaz d'échappement, l'étude et la comparaison de rendement des cycles proposés, sera l'objet principal de notre étude dans ce chapitre

Les trois cycles de récupération interne de chaleur proposés sont :

- Le cycle avec récupération conventionnelle
- Le cycle avec récupération alternative
- Le cycle avec récupération étagée

II.1 Récupération des gaz d'échappement :

L'utilisation de la turbine à gaz est en augmentation ces dernières années, principalement en raison des changements rapides dans cette technologie, comme les améliorations dans la conception des composants individuels et le système lui-même est continu à être fait.

Ces avancées technologiques dans les matériaux, la construction, le contrôle des émissions polluantes ... sont mises à profit pour améliorer les performances des turbines à gaz à cycle simple, ce qui entraîne une augmentation significative de la température et des débits à la sortie de la turbine, d'où la nécessité d'un moyen efficace d'installer des systèmes de récupération de la chaleur résiduelle contenue dans les gaz d'échappement.

Cette chaleur perdue par les turbines à gaz peut être récupérée à l'extérieur ou à l'intérieur du cycle lui-même.

La récupération de chaleur externe est basée sur l'utilisation du gaz pour faire fonctionner une turbine à vapeur, ce cycle est le cycle combiné.

La méthode interne consiste à utiliser l'énergie thermique sortant de la turbine, par diverses techniques dans la turbine elle-même en déviant la chaleur vers un ou plusieurs composants.

II.2 Cycles de récupération des gaz d'échappement

II.2.1 Cycle avec récupération conventionnelle

Il commence par l'admission et la compression de l'air dans le compresseur comme tous les cycles d'une turbine à gaz, il est envoyé directement à l'échangeur de chaleur, situé entre la Roue basse pression de la turbine, et la sortie d'échappement, ce qui provoquera une température plus élevée de l'air entrant dans la chambre de combustion.

- La quantité de carburant injectée dans la chambre de combustion dépend de la température et de la charge de la turbine.
- Les gazes détendus, qui sortent de la turbine sont dirigés vers l'échangeur de chaleur une autre fois, puis échappées.

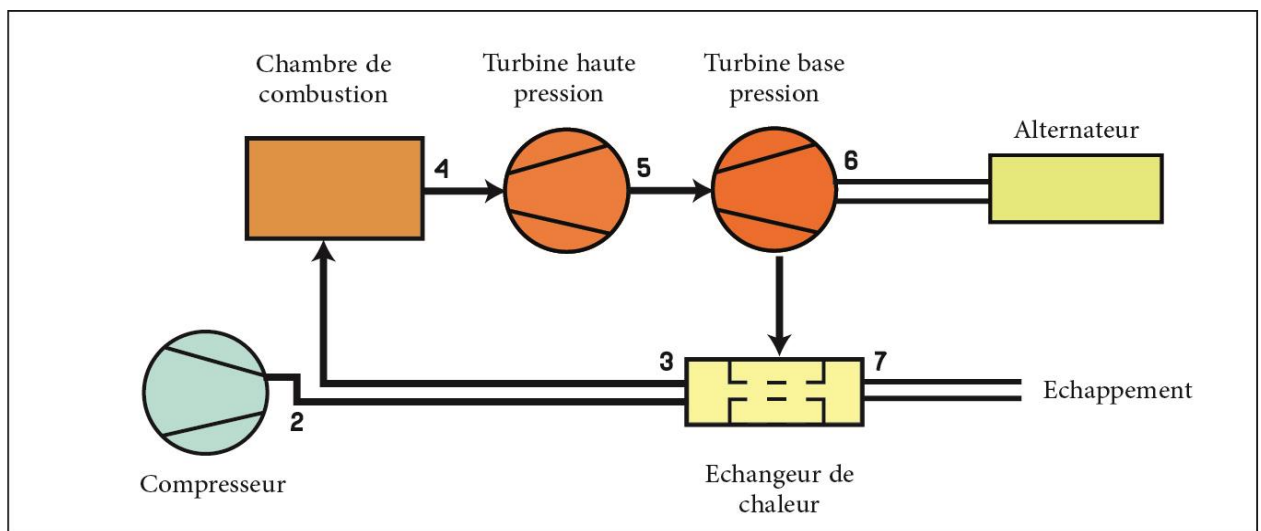


Figure I.5 :Cycle avec récupération conventionnelle

II.2.2 Cycle avec récupération alternative

Pour déterminer l'influence de l'échangeur de chaleur sur les performances de la turbine, nous allons mettre en place le cycle avec récupération alternative, le principal changement entre ce cycle et le premier, est l'emplacement de l'échangeur qui se trouve entre la roue HP et la roue BP cette fois, tant que la température entre les deux est supérieure à la sortie de la roue BP.

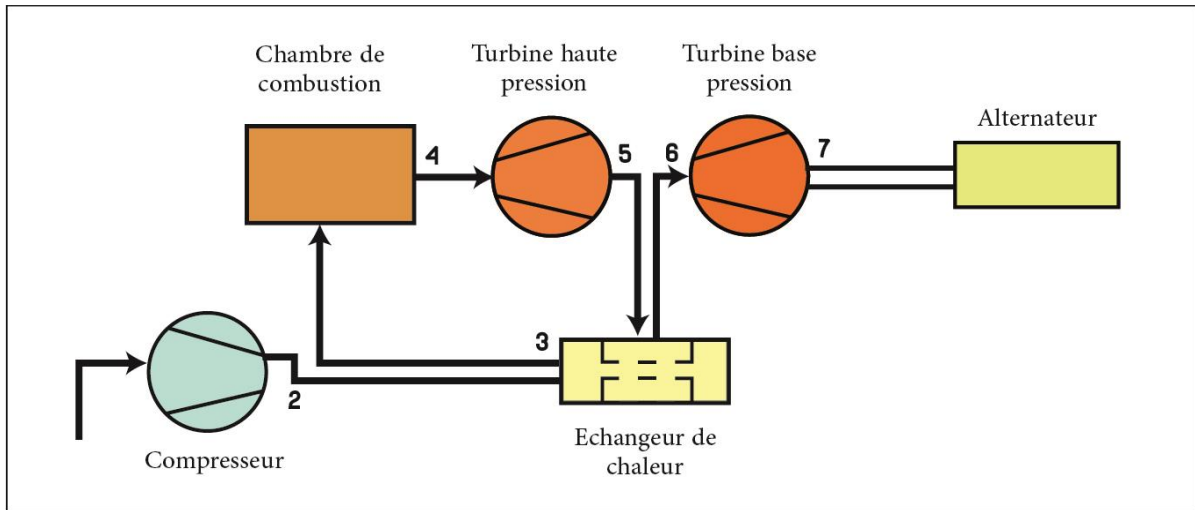


Figure I.6 :Cycle avec récupération alternative

II.2.3 Cycle avec récupération étagée

Dans ce cycle, nous n'utiliserons pas un mais deux échangeurs de chaleur, pour le but de rendre la température des gazes d'échappement du cycle précédent plus élevée que la température de l'air sortant du compresseur T_2 , pour améliorer le travail de cycle, il s'agit d'un cycle hybride des deux cycles précédents.

Le premier échangeur sera placé entre le compresseur et la roue BP, le second sera placé après le premier échangeur et entre les roues HP et BP [7].

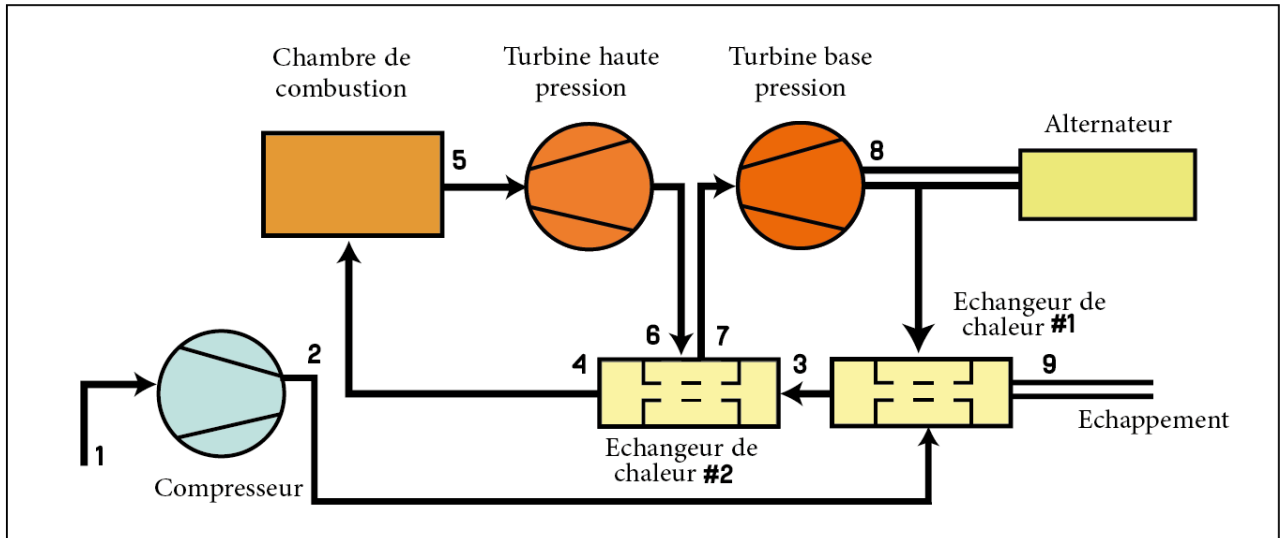


Figure I.7 :Cycle avec récupération étagée

III. Recherche bibliographique

Beaucoup d'auteurs sont intéressés à étudier l'amélioration de cycle simple de la turbine à gaz avec récupération des gaz d'échappement, Dans cette partie du travail nous avons fait un recherche bibliographique sur les différents travaux effectués sur notre étude.

Dans l'étude [8] trois différents cycles de turbine à gaz sont considérés, le cycle de Joule-Brayton de base, le cycle de Joule-Brayton régénératif (cycle avec récupération conventionnelle), et le nouveau cycle de Joule-Brayton régénératif (cycle avec récupération alternative).

Les résultats de l'analyse thermodynamique des trois cycles à différents rapports de pression, montrent que le rendement thermique du cycle avec récupération alternative est supérieur à ceux des deux autres cycles.

Il est de 12 à 26% plus élevé que celui du cycle régénérateur conventionnel.

Aussi, L'amélioration du rendement thermique est plus significative à un rapport de pression plus élevé. De même, l'efficacité thermique du cycle avec récupération alternative diminue avec l'augmentation du rapport de pression, comme c'est le cas pour le cycle avec récupération conventionnelle, mais avec un taux plus faible.

Table 3
Thermal efficiency for three cycles.

$\eta, T_{r3} = 5.333$				
r_c	r_{t1}/r_c	Brayton cycle	Regenerative Brayton cycle	New regenerative Brayton cycle
5	0.3001	38.86	70.30	78.95
10	0.19567	48.20	63.80	77.28
15	0.15834	53.87	59.35	75.00

Dans une autre étude [9], les rendements thermiques et exergetiques pour un cycle d'une turbine à gaz simple et pour un cycle récupératrice des gaz d'échappement (cycle régénératif), à production d'énergie constante (50 MW) et à température de sortie de turbine (450 C) sont étudiés.

Le système a été analysé dans les cas suivants : l'utilisation du gaz naturel et de l'hydrogène pur comme combustible , Après l'analyse et la comparaison des résultats, nous pouvons voir l'effet des deux installations sur les rendements thermique et exergetique et l'effet de l'utilisation de deux combustibles différents.

Les rendements du cycle régénératif étaient plus élevés que ceux du cycle simple jusqu'à une pression de 18 bars pour le gaz naturel et l'hydrogène.

À partir de 18 bar, le rendement du cycle simple était supérieur, puisque la température de sortie du compresseur est supérieure à celle de la température de sortie de la turbine.

En termes de coût, l'utilisation du H₂ est plus chère que l'utilisation du gaz naturel.

Concernant les émissions, le gaz naturel est responsable de jusqu'à 71,15 tonnes-CO₂/h, par contre il n'y a pas d'émission de CO₂ avec l'utilisation de H₂ comme combustible.

Le travail [10] vise à examiner l'effet de la régénération sur la puissance, et le rendement thermique d'une centrale à turbine à gaz.

La régénération se fait en ajoutant la chaleur des gazes chaudes d'échappement sortant de la turbine à gaz à l'air comprimé sortant du compresseur, à l'aide d'un échangeur de chaleur.

L'effet de la température de l'air ambiant, l'efficacité de la régénération (l'efficacité d'échangeur de chaleur) et du taux de compression sur l'efficacité thermique du cycle a également été étudié, une centrale à turbine à gaz existante de AL ZAWIA est utilisée comme base dans cette étude.

Les résultats de cette étude sont présentés sous forme d'observations et de conclusions basées sur l'analyse du cycle régénératif.

- ❖ En ajoutant de la régénération au cycle de la turbine à gaz entraîne une augmentation de l'efficacité thermique du cycle de la turbine.
- ❖ L'augmentation de la température de l'air d'admission entraîne une diminution de l'efficacité thermique du cycle.
- ❖ A température ambiante constante, l'augmentation du taux de compression entraîne une diminution de la consommation spécifique de carburant.
- ❖ L'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de l'efficacité thermique du cycle.
- ❖ L'augmentation de l'efficacité de la régénération entraîne une augmentation du rendement thermique du cycle.

Dans le travail [11] d'une centrale à turbine à gaz avec la mise en œuvre d'un refroidissement intermédiaire, et un réchauffage avec régénération.

L'efficacité thermique et la consommation spécifique de carburant sont évaluées en fonction de divers paramètres, tels que l'efficacité du refroidisseur intermédiaire, l'efficacité du régénérateur, la température ambiante, le taux de compression, la température de réchauffage, le rendement isentropique de la turbine et le rendement isentropique du compresseur.

Et les résultats ont démontré que l'efficacité thermique augmente avec l'augmentation de l'efficacité du refroidisseur et du régénérateur, l'augmentation de la température de réchauffage, la diminution de la température ambiante et l'augmentation de l'efficacité de la turbine et du compresseur. Le rendement thermique augmente avec le taux de compression jusqu'à (2.2), Cette étude montre également que l'efficacité thermique générée par cette installation est de 16 à 20% supérieure à celle d'une simple centrale à turbine à gaz.

Dans l'article [12], ils ont fait une modification d'un simple cycle de Joule-Brayton , en ajoutant un échangeur de chaleur qui transfère les gaz d'échappement chaud à l'entrée de la chambre de combustion .

Les simulations numériques des deux modèles basées sur des tableaux thermodynamiques ont été comparées, et Les résultats montrent que les différences entre le cycle simple et le cycle régénératif selon l'idée de Szewalski sont importantes, car le second cycle peut nous fournir un rendement plus élevé, jusqu'à 39,5%.

L'article [13] est une étude paramétrique sur l'effet de divers paramètres (notamment les températures d'entrée des turbines ,le rendement de combustion, le rapport de pression et les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur) sur un certain nombre de cycles de centrales à turbine à gaz, du cycle simple au cycle complexe (cycle simple, cycle de Joule-Brayton avec refroidissement intermédiaire, cycle régénératif, cycle régénératif alternatif et cycle complexe).

La comparaison des performances de ces cycles, en tenant compte des paramètres mentionnés, montre que le rendement de la turbine à gaz est fortement influencé par le rapport de pression, le rapport air-carburant, la température ambiante et les rendements isentropiques.

L'étude [14] est une optimisation d'une turbine à gaz par régénération en utilisant un échangeur de chaleur de récupération calorifique des gaz d'échappement pour le préchauffage d'air de combustion.

Les résultats de l'étude du rendement énergétique ont montré qu'il est influencé par la température d'air d'aspiration de compresseur, le facteur de partition d'air, le rendement de combustion, l'efficacité d'échangeur et les rendements mécaniques et isentropiques, mais pour le facteur d'air et la température du fuel, n'ont pas une influence significative.

Dans le travail [15], 3 types de cycles thermodynamiques à récupération sont analysés : récupération conventionnelle, récupération alternative et récupération de chaleur étagée.

Selon les résultats, la performance du cycle avec récupération étagée est maximisée pour une valeur d'efficacité élevée pour l'échangeur de chaleur primaire et une valeur faible pour l'échangeur de chaleur secondaire pour les rapports de pression élevés. Elle est également maximisée dans le cas où les rapports de pression sont faibles pour une faible valeur d'efficacité de l'échangeur de chaleur primaire et une valeur élevée de l'échangeur de chaleur secondaire.

Pour les faibles rapports de pression, le travail net obtenu pour le cycle avec récupération étagée est inférieur à celui du cycle avec récupération conventionnelle est supérieur à celui du cycle avec récupération alternative.

En outre, le rendement thermique du cycle avec récupération conventionnelle est supérieur à celui du cycle avec récupération alternative. Cependant, le cycle avec récupération alternative est plus performant pour des rapports de pression plus élevés, l'efficacité de l'échangeur de chaleur est réduite en même temps.

Dans une autre étude [16], Un nouveau cycle atmosphérique régénératif de Brayton et de Brayton inverse (RB&IB) a été présenté. La performance thermique du cycle proposé a été comparée à celle du cycle original. Le taux de destruction d'exergie, le rendement thermique et la puissance nette de sortie ont été calculés pour le cycle original et le nouveau cycle.

Les résultats obtenus montrent que le nouveau cycle RB&IB améliore à la fois le rendement thermique et la puissance de sortie nette à un rapport de pression faible à modéré du premier compresseur, de sorte que la puissance de sortie nette du nouveau cycle RB&IB augmente de 30 à 250 % par rapport au cycle RB&IB original dans les mêmes conditions de fonctionnement. En outre, le taux de destruction d'énergie du nouveau cycle RB&IB peut être réduit jusqu'à 54 % dans ces conditions de fonctionnement particulières par rapport au cycle original.

Le fonctionnement atmosphérique du régénérateur dans le nouveau cycle RB&IB permet un fonctionnement plus sûr.

Le rendement thermique, la puissance de sortie nette et le taux de destruction d'exergie dans le cycle RB&IB original ne dépendent pas fortement des rapports de pression des compresseurs, Contrairement au cycle original.

Dans l'article [17], deux nouveaux systèmes de cogénération composés d'une turbine à gaz et d'un cycle S-CO₂ sans aucun autre cycle inférieur sont proposés, Analyse exégétique et exergoéconomique, des études paramétriques sont menées pour les deux systèmes.

Selon les résultats de l'analyse exergoéconomique, 1. Le facteur exergoéconomique du système 1 et du système 2 n'est que de 26,70% et 28,32%, respectivement. Cela indique

que 73,30% du coût du système 1 et 71,68% du coût du système 2 sont liés à la destruction d'exergie, respectivement.

Les résultats de l'étude paramétrique montrent l'importance des 5 paramètres, et leur effet sur la performance du système, y compris le coût du kilowattheure, le rendement thermique et le rendement exégétique; la performance optimale peut être atteinte en fixant des paramètres appropriés.

Les résultats de la comparaison révèlent la supériorité des deux cycles S-CO₂ proposés par rapport aux systèmes traditionnels proposés dans la littérature pour la récupération de la chaleur résiduelle, en particulier du point de vue de la performance économique.

Dans un autre article [18], les bases opérationnelles et conceptuelles complètes de la turbine à gaz régénérative appliquée à la centrale thermique de Khartoum Nord (GT 187 MW) ont été étudiées, le travail a fourni divers résultats et investigations avec différentes variables telles que les paramètres du compresseur et les effets de la régénération sur la puissance de sortie et le rendement thermique.

L'étude paramétrique a révélé que l'efficacité de la régénération, le taux de compression, la température de l'air d'entrée ont un effet significatif sur le rendement thermique et la puissance de sortie d'une centrale électrique à turbine à gaz régénérative. Pour améliorer le rendement thermique du cycle régénératif, l'article suggère le développement d'expansions de turbine à plusieurs étages avec des unités de réchauffage pour augmenter la température d'entrée de la turbine ainsi que des compressions à plusieurs étages avec des unités de refroidissement intermédiaire qui exigent des températures d'entrée de compresseur et des consommations de carburant plus faibles.

Le mémoire [19] présente une étude thermodynamique du cycle de Joule-Brayton avec régénération ainsi que de celui amélioré par l'intégration d'un refroidissement et réchauffage intermédiaires.

Les performances des cycles ont été analysées pour trois agents thermiques différents, à savoir, l'hélium, l'air et le dioxyde de carbone.

Selon les résultats obtenus, le rendement thermique du cycle réversible de Joule-Brayton atteint dès les valeurs maximales lorsque les rapports de pression augmentent.

Les valeurs maximales du rendement thermique et du travail mécanique du cycle de turbine à gaz avec régénération apparaissent pour des basses valeurs de taux de compression.

Le cycle régénératif est plus performant avec le dioxyde de carbone comme fluide de travail, et pour le cycle amélioré par refroidissement et réchauffage intermédiaires, l'hélium est meilleur.

L'amélioration du cycle par l'utilisation de compressions et détente étagées est très bénéfique pour la performance d'une turbine à gaz.

CHAPITRE II

Analyses énergétique et environnementale

Nous avons réalisé dans cette partie du travail deux études, une analyse thermique dans laquelle nous avons présenté les cycles thermiques et les bilans énergétiques du cycle simple et des cycles avec récupération. Et une analyse environnementale dans laquelle nous avons présenté l'étude des émissions d'oxyde de carbone.

I. Analyse énergétique

Pression de l'air ambiant	101300 [Pa]
Pouvoir calorifique du combustible	45366145 [J/kg]
Température de l'air ambiant	288 [K]
$C_{p_{air}}$	1005 [J/kg.K]
$C_{p_{gaz}}$	1147 [J/kg.K]
γ_{air}	1.4
γ_{gaz}	1.33
Rendement isentropique du compresseur axial	88 %
Rendement isentropique de la turbine	90 %
Rendement isentropique de la chambre de combustion	95 %
Constante spécifique de gaz	287 [J/kg.K]
Débit volumique	99.35 [m^3/s]
Les pertes de pression dans la chambre de combustion	3 %

Tableau 1 : Données des calculs

I.1 Cycle simple

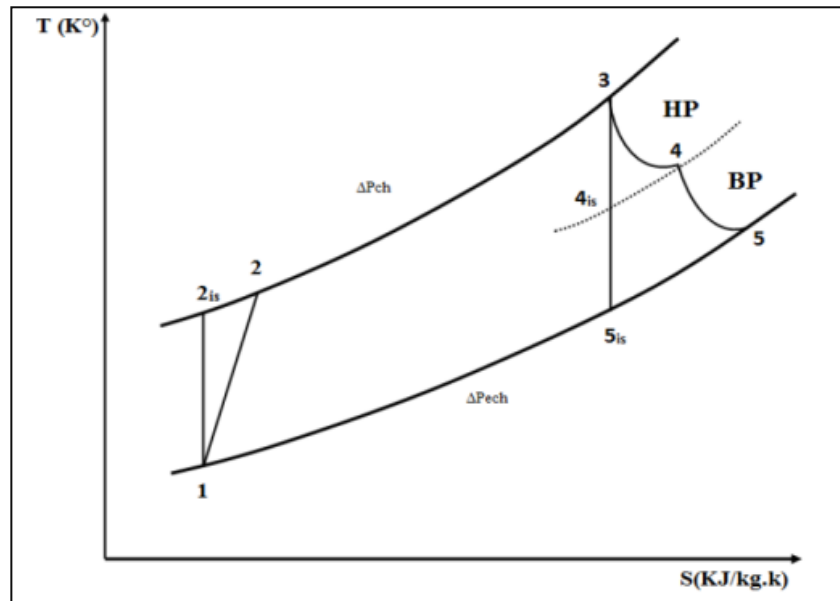


Figure II.1 : Cycle de Joule-Brayton

- 1-2 : compression réelle.
- 2-3 : phase de la combustion.
- 3-4 : première détente de la turbine (roue HP) .
- 4-5 : deuxième détente de la turbine (roue BP).
- 5 : échappement des gaz.

Section compresseur

On a le taux de compression égale à :

$$\tau_{compression} = \frac{P_2}{P_1} \quad (I.1)$$

A partir du taux de compression on calcule la pression à la sortie du compresseur axial

$$P_2 = \tau_{compression} \times P_1 \quad (I.2)$$

Calcul de la température isentropique à la sortie du compresseur axial (T_{2isca}) :

$$T_{2isca} = T_1 \times \frac{P_2^{\frac{\gamma_{air}}{\gamma_{air}-1}}}{P_1} \quad (I.3)$$

$$\eta_{isca} = \frac{T_{2isca} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (I.4)$$

Calcul de la température réelle à la sortie du compresseur axial (T_2) :

$$T_2 = \frac{T_{2isca} - T_1}{\eta_{isca}} + T_1 \quad (I.5)$$

Calcul de travail du compresseur axial :

$$W_c = C_{p_{air}} \times (T_2 - T_1) \quad (I.6)$$

Calcul de la masse volumique :

$$\rho = \frac{P_1}{r \times T_1} \quad (I.7)$$

Calcul du débit massique :

$$Q_m = \rho \times Q_v \quad (I.8)$$

Calcul de puissance du compresseur axial :

$$P_c = Q_m \times W_c \quad (I.9)$$

Section de combustion

Calcul de la pression à la sortie de la chambre de combustion :

$$P_3 = P_2 - \Delta P \quad (I.10)$$

Calcul des pertes de charges :

$$\Delta P = 0.03 \times P_2 \quad (I.11)$$

$$P_{cal} = m_c \times PCI \times \eta_{iscc} = \left((m_c + Q_m) \times C_{p_{gaz}} \times T_3 \right) - (C_{p_{air}} \times T_2 \times Q_m) \quad (I.12)$$

Calcul de la masse de carburant :

Selon (I.12) nous avons :

$$m_c = Q_m \times \frac{(C_{p_{gaz}} \times T_3) - C_{p_{air}} \times T_2}{PCI \times \eta_{iscc} - (C_{p_{gaz}} \times T_3)} \quad (I.13)$$

Calcul de la puissance calorifique :

$$P_{cc} = m_c \times PCI \quad (I.14)$$

Section turbine

La pression atmosphérique et la pression des gaz d'échappement sont égales

$$P_5 = P_1 \quad (I.15)$$

Calcul de la température réelle à la sortie de la roue HP :

Il est connu que dans une turbine à gaz le travail de compresseur axial et le travail de la roue HP sont égaux

$$W_c = W_{hp} \quad (I.16)$$

Alors

$$Cp_{air}(T_2 - T_1) = Cp_{gaz}(T_3 - T_4) \quad (I.17)$$

D'où

$$T_4 = T_3 - \frac{Cp_{air}}{Cp_{gaz}} \times (T_2 - T_1) \quad (I.18)$$

Calcul de la température isentropique à la sortie de la roue HP :

$$T_{4is} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_{ist}} \quad (I.19)$$

Calcul du taux de détente dans la turbine (roue haute pression):

$$\tau_{détente\ HP} = \left(\frac{T_{4is}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma_{gaz}}{\gamma_{gaz}-1}} \quad (I.20)$$

Calcul de pression à la sortie de turbine HP

$$P_4 = P_3 \times \tau_{détente\ HP} \quad (I.21)$$

Calcul de la température isentropique à la sortie de la turbine (roue basse pression) :

$$T_{5is} = T_4 \times \frac{P_5}{P_4}^{\frac{\gamma_{gaz}-1}{\gamma_{gaz}}} \quad (I.22)$$

Calcul de la température réel à la sortie de la turbine (roue basse pression) :

$$T_5 = \eta_{ist} \times (T_{5is} - T_4) + T_4 \quad (I.23)$$

Calcul de travail de la turbine avec les deux roues

$$W_t = Cp_{gaz} \times (T_3 - T_5) \quad (I.24)$$

Calcul de puissance de la turbine

$$P_t = (mc + Qm) \times W_t \quad (I.25)$$

Calcul de la puissance utile

$$P_u = P_t - P_c \quad (I.26)$$

Calcul de rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_{CC}} \quad (I.27)$$

I.2 Cycle avec récupération conventionnelle

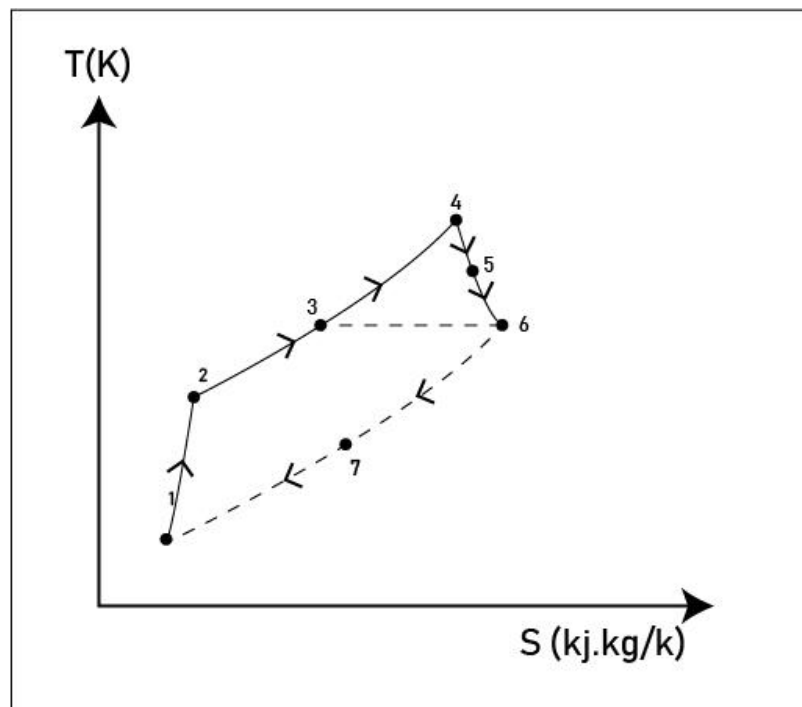


Figure II.2: Cycle réel avec récupération conventionnelle.

- 1-2 : compression réelle
- 2-3 : réchauffement dans l'échangeur thermique
- 3-4 : représente la phase de combustion.
- 4-5 : représente la première détente dans la turbine (roue HP)
- 5-6 : représente la deuxième détente dans la turbine (roue BP)
- 6-7 : échange de la chaleur dans l'échangeur
- 7 : échappement vers l'extérieur

Section compresseur

La section de compression ne change pas, même bilan comme le standard.

Section d'échangeur de chaleur



Figure II.3: Bilan énergétique de l'échangeur

Calcul de la température de sortie de l'air comprimé T_3

L'efficacité d'un échangeur est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_6 - T_2} \quad (\text{II.1})$$

$$T_3 = \varepsilon (T_6 - T_2) + T_2 \quad (\text{II.2})$$

Calcul de température de sortie de gaz

$$T_7 = T_6 - \frac{Q_m \times C_{p_{air}} \times (T_3 - T_2)}{(Q_m + mc) \times C_{p_{gaz}}} \quad (\text{II.3})$$

Calcul des pressions

Dans l'échangeur les pertes de pression sont négligées

$$P_3 = P_2 \quad (\text{II.4})$$

$$P_6 = P_7 \quad (\text{II.5})$$

Section combustion

$$\mathcal{P}_{cal} = m_c \times PCI \times \eta_{iscc} = \left((m_c + Qm) \times C_{p_{gaz}} T_4 \right) - (C_{p_{air}} T_3 \times Qm) \quad (\text{II.6})$$

Calcul du débit du carburant :

$$mc = Qm \times \frac{(C_{p_{gaz}} \times T_4) - (C_{p_{air}} \times T_3)}{PCI \times \eta_{iscc} - (C_{p_{gaz}} \times T_4)} \quad (\text{II.7})$$

Calcul de la puissance calorifique

$$\mathcal{P}_{cc} = mc \times PCI \quad (\text{II.8})$$

Calcul des pertes de charges

$$\Delta P = 0.03 \times P_2 \quad (\text{II.9})$$

Calcul de la pression à la sortie de la chambre de combustion :

$$P_4 = P_3 - \Delta P \quad (\text{II.10})$$

Section détente HP

Calcul de température réelle à la sortie de turbine HP :

Il est connu que dans une turbine à gaz le travail de compresseur axial et le travail de la roue HP sont égaux

$$W_c = W_{hp} \quad (\text{II.11})$$

Alors

$$Cp_{air}(T_2 - T_1) = Cp_{gaz}(T_4 - T_5) \quad (\text{II.12})$$

D'où

$$T_5 = T_4 - \frac{Cp_{air}}{Cp_{gaz}} \times (T_2 - T_1) \quad (\text{II.13})$$

Calcul de température isentropique à la sortie de turbine HP

$$T_{5is} = T_4 - \frac{T_4 - T_5}{\eta_{ist}} \quad (\text{II.14})$$

Calcul de taux de détente HP

$$\tau_{détente\ HP} = \left(\frac{T_{5is}}{T_4} \right)^{\frac{\gamma_{gaz}}{\gamma_{gaz}-1}} \quad (\text{II.15})$$

Calcul de la pression à la sortie de la roue

$$P_5 = P_4 \times \tau_{détente\ HP} \quad (\text{II.16})$$

Section détente BP

La puissance atmosphérique et la puissance de sortie de turbine BP sont égales

$$P_6 = P_1 \quad (\text{II.17})$$

Calcul de la température à la sortie de la roue BP

$$T_{6is} = T_5 \times \frac{P_6}{P_5}^{\frac{\gamma_{gaz}-1}{\gamma_{gaz}}} \quad (\text{II.18})$$

$$T_6 = \eta_{ist} \times (T_{6is} - T_5) + T_5 \quad (\text{II.19})$$

Calcul de la puissance utile de la turbine à gaz :

$$P_u = (m c + Q m) \times C p_{gaz} \times (T_5 - T_6) \quad (\text{II.20})$$

Calcul de rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_{cc}} \quad (\text{II.21})$$

I.3 Cycle avec récupération alternative

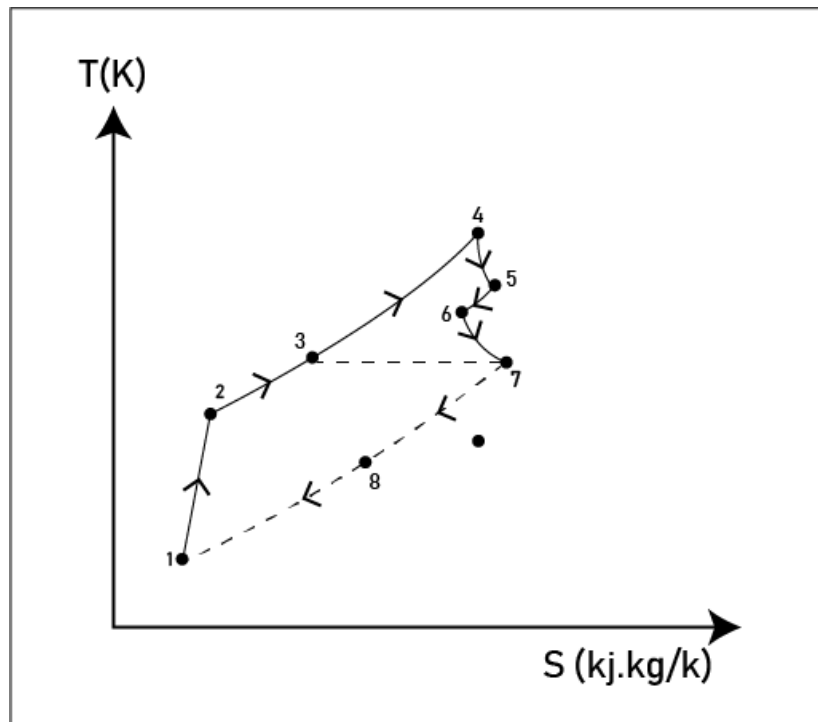


Figure II.4 : Cycle thermique réel avec récupération alternative.

- 1-2 : compression réelle
- 2-3 : réchauffement dans l'échangeur thermique
- 3-4 : phase de combustion.
- 4-5 : première détente dans la turbine (roue HP)
- 5-6 : échange de la chaleur dans l'échangeur
- 6-7 : deuxième détente dans la turbine (roue BP)
- 7 : échappement vers l'extérieur

Section compresseur

La section de compression ne change pas, même bilan comme le standard.

Section d'échangeur de chaleur



Figure II.5 : Bilan énergétique de l'échangeur

Calcul de température de sortie d'air comprimé T_3

L'efficacité d'un échangeur est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (\text{III.1})$$

D'après (III.1) nous avons

$$T_3 = \varepsilon (T_5 - T_2) + T_2 \quad (\text{III.2})$$

Calcul de température de sortie de gaz T_6

$$T_6 = \frac{c_{p_{air}} \times (T_2 - T_3)}{c_{p_{gaz}}} + T_5 \quad (\text{III.3})$$

Calcul des pressions

Dans l'échangeur les pertes de pression sont négligées

$$P_3 = P_2 \quad (\text{III.4})$$

$$P_5 = P_6 \quad (\text{III.5})$$

Section combustion

$$P_{cal} = m_c \times PCI \times \eta_{iscc} = \left((m_c + Qm) \times c_{p_{gaz}} T_4 \right) - (c_{p_{air}} T_3 \times Qm) \quad (\text{III.6})$$

Calcul du débit du carburant :

$$m_c = Qm \times \frac{(c_{p_{gaz}} \times T_4) - (c_{p_{air}} \times T_3)}{PCI \times \eta_{iscc} - (c_{p_{gaz}} \times T_4)} \quad (\text{III.7})$$

Calcul de la puissance calorifique

$$P_{cc} = m_c \times PCI \quad (\text{III.8})$$

Calcul des pertes de charges

$$\Delta P = 0.03 \times P_2 \quad (\text{III.9})$$

Calcul de la pression à la sortie de la chambre de combustion :

$$P_4 = P_3 - \Delta P \quad (\text{III.10})$$

Section détente HP

Calcul de température réelle à la sortie de turbine HP :

Il est connu que dans une turbine à gaz le travail de compresseur axial et le travail de la roue HP sont égaux

$$W_c = W_{hp} \quad (\text{III.11})$$

Alors

$$Cp_{air}(T_2 - T_1) = Cp_{gaz}(T_4 - T_5) \quad (\text{III.12})$$

D'où

$$T_5 = T_4 - \frac{Cp_{air}}{Cp_{gaz}} \times (T_2 - T_1) \quad (\text{III.13})$$

Calcul de température isentropique à la sortie de turbine HP

$$T_{5is} = T_4 - \frac{T_4 - T_5}{\eta_{ist}} \quad (\text{III.14})$$

Calcul de taux de détente HP

$$\tau_{détente\ HP} = \left(\frac{T_{5is}}{T_4} \right)^{\frac{\gamma_{gaz}}{\gamma_{gaz}-1}} \quad (\text{III.14})$$

Calcul de la pression à la sortie de la roue

$$P_5 = P_4 \times \tau_{détente\ HP} \quad (\text{III.15})$$

Section détente BP

La puissance atmosphérique et la puissance de sortie de turbine BP sont égales

$$P_7 = P_1 \quad (\text{III.16})$$

Calcul de la température à la sortie de la roue BP

$$T_{7is} = T_6 \times \frac{P_1^{\frac{\gamma_{gaz}-1}{\gamma_{gaz}}}}{P_5^{\frac{\gamma_{gaz}-1}{\gamma_{gaz}}}} \quad (\text{III.17})$$

$$T_7 = \eta_{ist} \times (T_{7is} - T_6) + T_6 \quad (\text{III.18})$$

Calcul de la puissance utile de la turbine à gaz :

$$P_u = (mc + Qm) \times C_{p_{gaz}} \times (T_6 - T_7) \quad (\text{III.19})$$

Calcul de rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_{CC}} \quad (\text{III.20})$$

I.4 Cycle avec récupération étagée

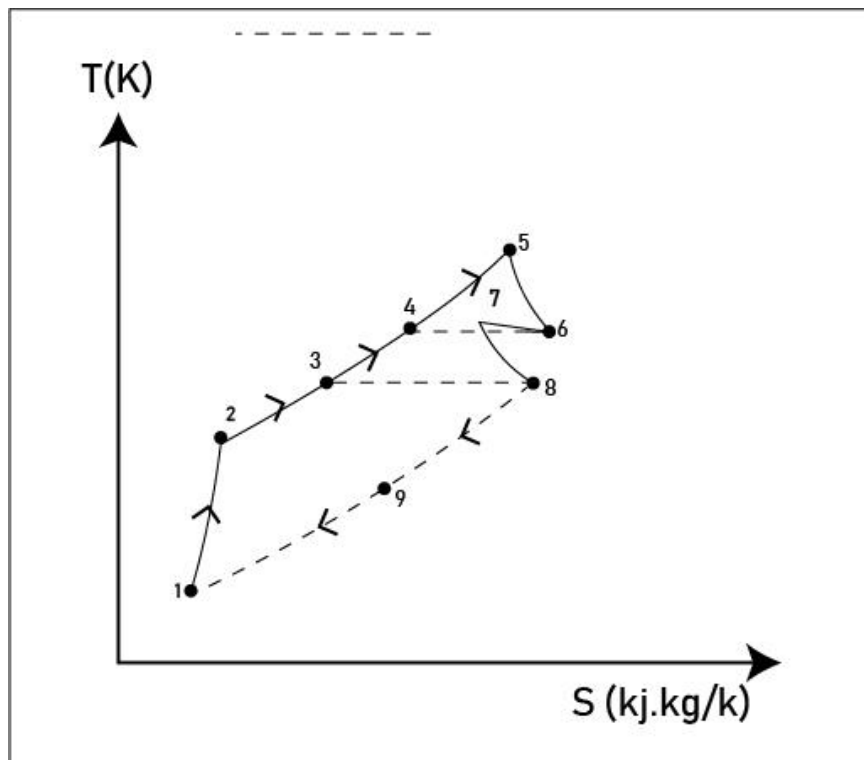


Figure II.6: Cycle thermique réel de récupération étagée.

- 1-2 : représente une compression réelle
- 2-3 : 1er échangeur thermique (coté tube)
- 3-4 : 2ème échangeur thermique (coté tube)
- 4-5 : combustion
- 5-6 : 1^{ère} détente de turbine HP
- 6-7 : échangeur thermique (coté calandre)
- 7-8 : 2^{ème} détente dans la turbine BP
- 8-9: échangeur thermique (coté calandre)

- 9: échappement vers l'extérieur

Section compresseur

La section de compression ne change pas, même bilan comme le standard.

Section de premier échangeur de chaleur



Figure II.7: Bilan énergétique du premier échangeur

Calcul de température de sortie de premier échangeur T_3

L'efficacité d'un échangeur est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_8 - T_2} \quad (\text{IV.1})$$

$$T_3 = \varepsilon (T_8 - T_2) + T_2 \quad (\text{IV.2})$$

Calcul de la température de gaz à l'entrée de l'échangeur

$$T_{8is} = K \times T_2 \quad (\text{IV.3})$$

Calcul de température de sortie de gaz

$$T_7 = T_6 - \frac{Q_m \times c_{p_{air}} \times (T_3 - T_2)}{(Q_m + mc) \times c_{p_{gaz}}} \quad (\text{IV.4})$$

Calcul des pressions

Dans l'échangeur les pertes de pression sont négligées

$$P_3 = P_2 \quad (\text{IV.5})$$

$$P_9 = P_8 \quad (\text{IV.6})$$

Section d'échange de chaleur 2^{ème} échangeur



Figure II.8 : Bilan énergétique du 2^{ème} échangeur

L'efficacité de l'échangeur est donnée par

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_3}{T_6 - T_3} \quad (\text{IV.7})$$

Calcul des températures :

Calcul de température T_4

$$T_4 = \frac{Cp_{gaz}}{Cp_{air}} \times (T_6 - T_7) + T_3 \quad (\text{IV.8})$$

Calcul de température T_7

$$T_7 = \frac{P_7}{P_8} \frac{\gamma_{gaz} - 1}{\gamma_{gaz}} \times T_{8is} \quad (\text{IV.9})$$

Calcul des pressions

Les pertes de pression dans l'échangeur sont négligeables alors

$$P_4 = P_3 \quad (\text{IV.10})$$

$$P_7 = P_6 \quad (\text{IV.11})$$

Section combustion

$$P_{cal} = m_c \times PCI \times \eta_{iscc} = ((m_c + Qm) \times Cp_{gaz} T_5) - (Cp_{air} T_4 \times Qm) \quad (\text{IV.12})$$

Calcul du débit du carburant :

$$m_c = Qm \times \frac{(Cp_{gaz} \times T_5) - (Cp_{air} \times T_4)}{PCI \times \eta_{iscc} - (Cp_{gaz} \times T_5)} \quad (\text{IV.13})$$

Calcul de la puissance calorifique

$$P_{cc} = m_c \times PCI \quad (\text{IV.14})$$

Calcul des pertes de charges

$$\Delta P = 0.03 \times P_2 \quad (\text{IV.15})$$

Calcul de la pression à la sortie de la chambre de combustion :

$$P_5 = P_4 - \Delta P \quad (\text{IV.16})$$

Section détente HP

Calcul de température réelle à la sortie de turbine HP :

Il est connu que dans une turbine à gaz le travail de compresseur axial et le travail de la roue HP sont égaux

$$W_c = W_{hp} \quad (\text{IV.17})$$

Alors

$$Cp_{air}(T_2 - T_1) = Cp_{gaz}(T_5 - T_6) \quad (\text{IV.18})$$

D'où

$$T_6 = T_5 - \frac{Cp_{air}}{Cp_{gaz}} \times (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.19})$$

Calcul de température isentropique à la sortie de turbine HP

$$T_{6is} = T_5 - \frac{T_5 - T_6}{\eta_{ist}} \quad (\text{IV.20})$$

Calcul de taux de détente HP

$$\tau_{détente\ HP} = \left(\frac{T_{6is}}{T_5} \right)^{\frac{\gamma_{gaz}}{\gamma_{gaz}-1}} \quad (\text{IV.21})$$

Calcul de la pression à la sortie de la roue

$$P_6 = P_5 \times \tau_{détente\ HP} \quad (\text{IV.22})$$

Section détente BP

La puissance atmosphérique et la puissance de sortie de turbine BP sont égales

$$P_8 = P_1 \quad (\text{IV.23})$$

Calcul de la température à la sortie de la roue BP

$$T_8 = T_7 - \eta_{ist} \times (T_7 - T_{8is}) \quad (\text{IV.24})$$

Calcul de la puissance utile de la turbine à gaz :

$$P_u = (mc + Qm) \times Cp_{gaz} \times (T_7 - T_8) \quad (\text{IV.25})$$

Calcul de rendement thermique :

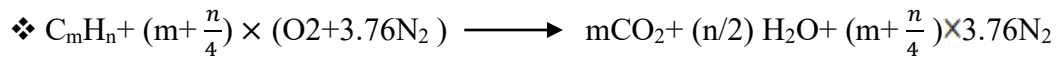
$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_{cc}} \quad (\text{IV.26})$$

II. Analyse environnementale

La combustion est une réaction chimique d'oxydation exothermique.

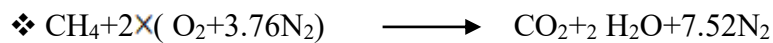
Combustible + Comburant \longrightarrow Produits de Combustion + Chaleur

L'expression générale de la combustion des hydrocarbures considérée comme stœchiométrique s'écrit comme suite :



Dans la plupart des installations industrielles de production d'énergie à l'aide des turbines à gaz, le carburant le plus utilisé c'est le gaz naturel (le méthane CH_4), Alors, la réaction de la combustion du méthane CH_4 devient :

$m=1$, $n=4$



Les propriétés molaires de chaque composant sont tabulées dans le tableau au-dessous :

Les composants	La masse molaire (kg/kmol)	Le nombre de moles N (kmol)
CH_4	16.04	1
O_2	31.99	2
N_2	28.013	7.52
CO_2	44.011	1
H_2O	18.016	2

Tableau 2 : Propriétés des composants de la réaction

Dans notre analyse, nous considérerons le CO_2 comme le seul gaz émis par la turbine.

On a la loi qui montre :

$$N = \frac{m}{M}, m = M \times N$$

Alors la masse de méthane brûlé et de dioxyde de carbone :

$$m[CH_4] = M[CH_4] \times N[CH_4] = 16.04 \text{ kg}$$

$$m[CO_2] = M[CO_2] \times N[CO_2] = 44.011 \text{ kg}$$

D'après les résultats précédents, on peut calculer les masses d'émissions de dioxyde de carbone CO_2 quand brûler 1kg de méthane CH_4 par la relation suivante :

$$F_{\text{émissions}} = \frac{M[\text{CO}_2]}{M[\text{CH}_4]} = \frac{44.011}{16.04} = 2.743 \text{ (kg}_{\text{CO}_2}\text{/kg}_{\text{CH}_4}\text{)}$$

$$E_{\text{CO}_2} = mc \times F_{\text{émissions}}$$

Chapitre III

Résultats et discussions

I. Analyse énergétique

Dans cette partie du travail, nous présentons l'effet de certains paramètres clés tels que le taux de compression ; la température à la sortie de la chambre de combustion (T_{sc}) et l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur les performances des différents cycles analysés dans cette étude. Ces performances sont le rendement thermique, la puissance utile et la masse de carburant.

Nous avons aussi établi une comparaison des trois cycles de récupération et le cycle simple de Joule-Brayton. Nous avons représenté les résultats sous forme de courbes pour les analyser et déterminer le cycle le plus performant.

I.1. Influence du taux de compression et T_{sc} sur les rendements des différents cycles avec récupération :

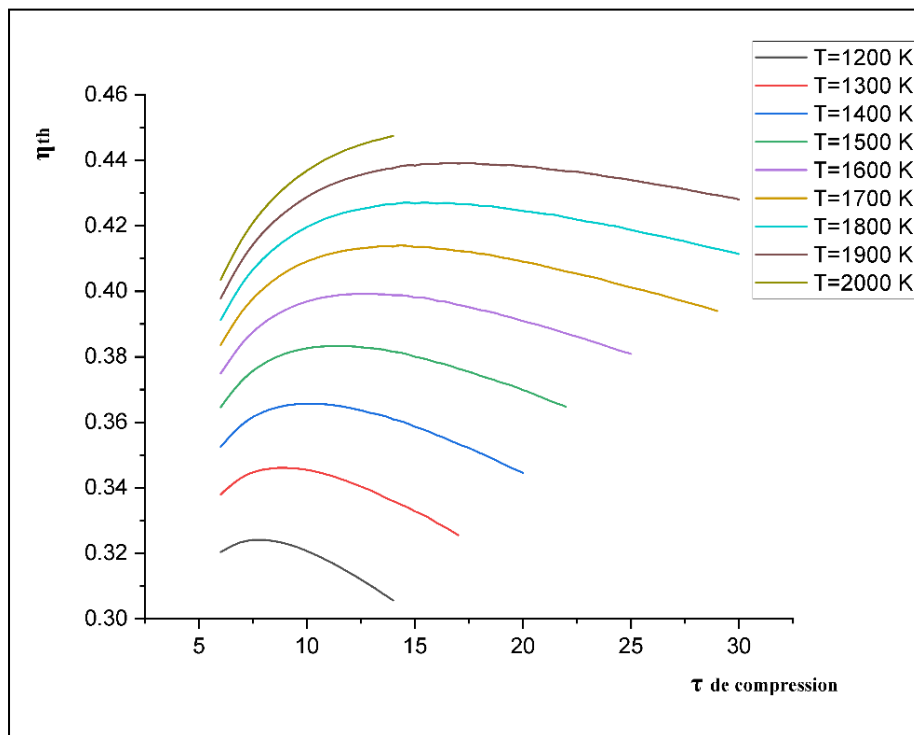


Figure III.1 : Influence du taux de compression sur le rendement thermique du cycle à récupération conventionnelle pour différents T_{sc}

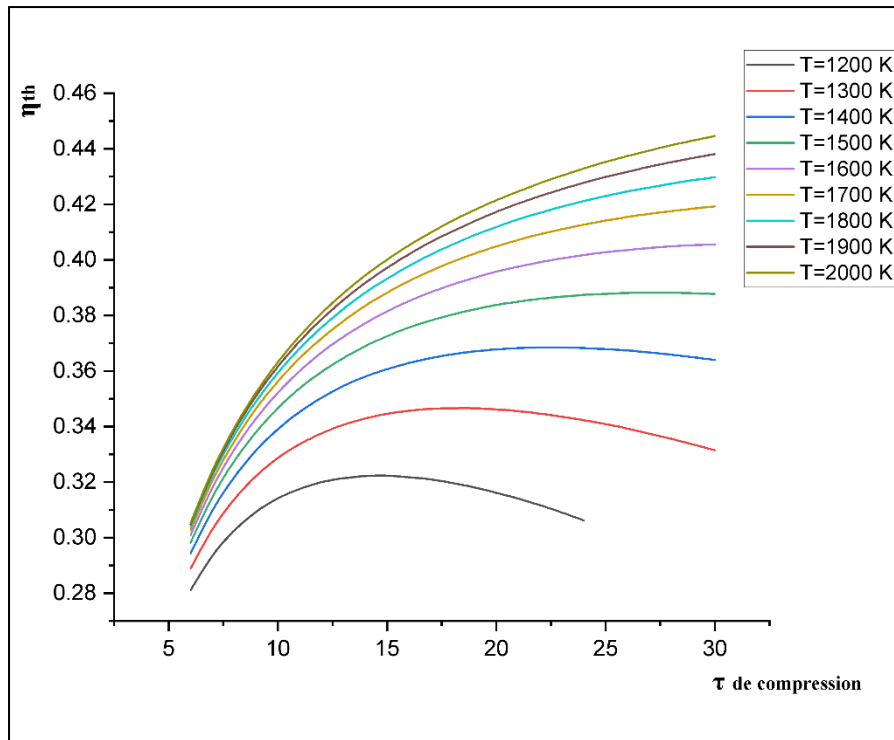


Figure III.2: Influence du taux de compression sur le rendement thermique du cycle avec récupération alternative pour différents T_{scc}

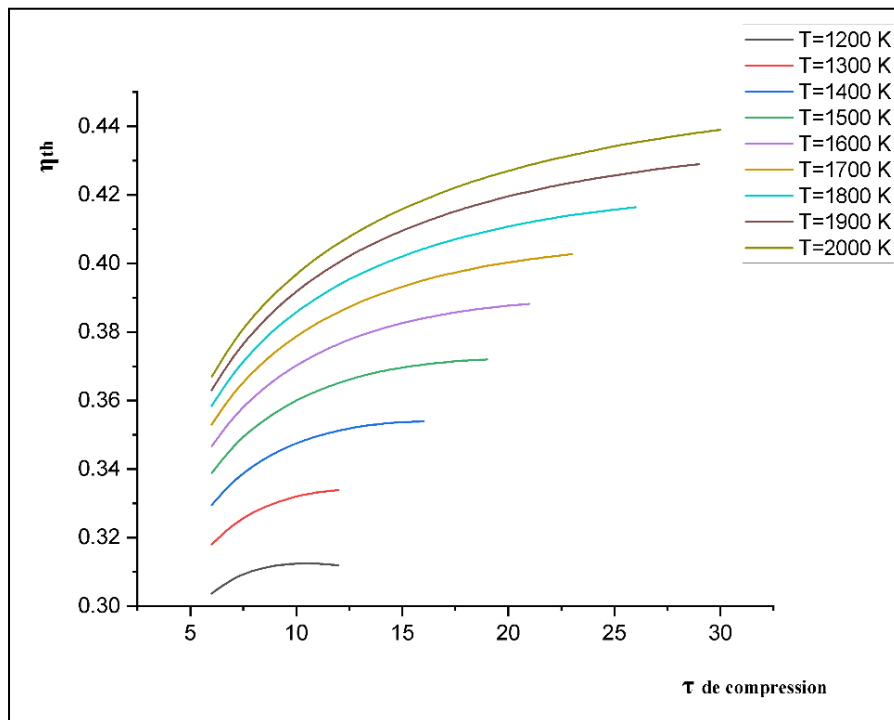


Figure III.3: Influence du taux de compression sur le rendement thermique du cycle avec récupération étagée pour différents T_{scc}

Sur les figures (III.1, III.2 et III.3), nous présentons les domaines d'utilisation de chaque cycle en fonction de la température à la sortie de la chambre de combustion T_{scc} et le taux de compression. Pour les trois cycles de récupération, nous constatons que les

rendements augmentent avec l'augmentation de la température à la sortie de la chambre de combustion (T_{sc}) sur des domaines différents du taux de compression. Plus la température T_{sc} augmente plus l'intervalle du taux de compression s'élargit.

A des T_{sc} faibles (1200 K) le taux de compression est relativement faible mais à des températures élevées nous pouvons utiliser ce cycle pour des installations à des taux de compression élevés.

Pour le cycle avec récupération conventionnelle, le taux de compression est de 6 à 14 à $T_{sc}=1200$ K et de 6 à 30 à $T_{sc}=1900$ K.

Pour le cycle avec récupération alternative, le taux de compression ne peut pas dépasser 24 à $T_{sc}=1500$ K, mais il peut atteindre 30 pour les autres températures.

Pour le cycle à récupération étagée, le taux de compression est de 6 à 12 à $T_{sc}=1200$ K et de 6 à 30 à $T_{sc}=2000$ K.

On remarque aussi que les courbes divergent avec l'augmentation de τ .

Nous pouvons conclure que pour les faibles taux de compression, le cycle avec récupération conventionnelle est le plus performant parmi les trois cycles. Pour un taux de compression de 6 son rendement peut aller de 32% jusqu'à 40% dépendant de la T_{sc} .

Sur les mêmes figures Nous constatons que pour un taux de compression fixe, l'augmentation de la T_{sc} conduit à une amélioration remarquable du rendement mais pour chaque T_{sc} correspond un taux de compression maximal à partir duquel le rendement commence à chuter.

Pour le cycle avec récupération alternative, l'influence de la T_{sc} sur le rendement semble faible pour des taux de compression faibles mais elle devient remarquable pour des taux de compression élevés

Par contre pour le cycle avec récupération étagée l'effet de la T_{sc} diminue quand nous atteignons des températures élevées (par exemple à $\tau = 6$, en augmentant la T_{sc} de 1200 à 1300 K, le rendement thermique augmente de 1.43%, mais il augmente juste de 0.39% de 1900 K à 2000 K.

I.2 Comparaison des différents cycles

- A $T_{sc}=1200\text{ K}$

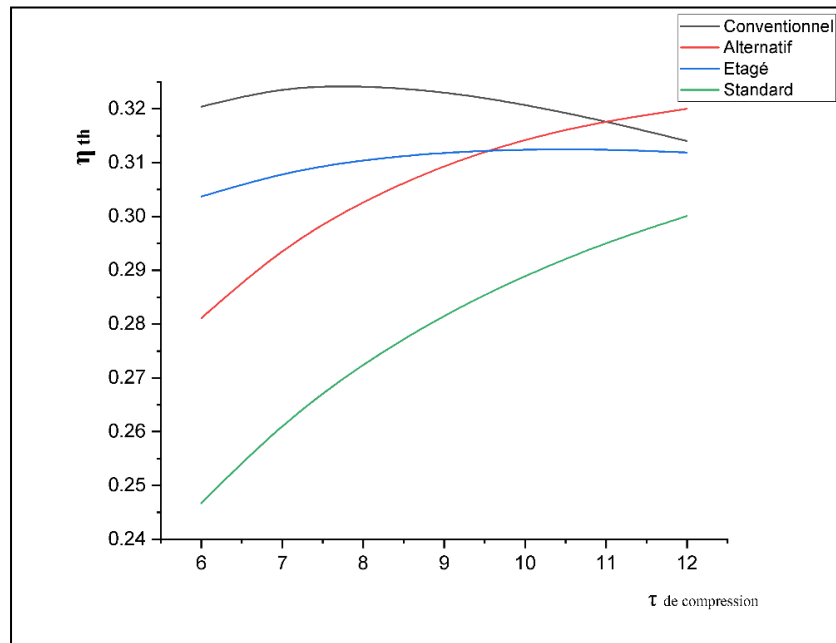


Figure III.4: Comparaison des rendements thermiques des 4 cycles pour $T_{sc}= 1200\text{ K}$

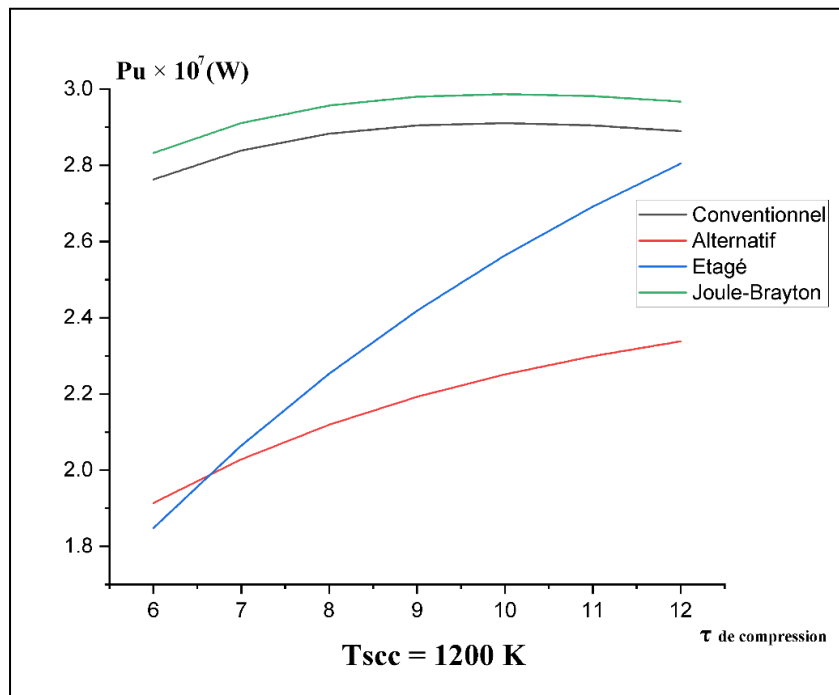


Figure III.5: Comparaison des puissances utiles des 4 cycles pour $T_{sc}= 1200\text{ K}$

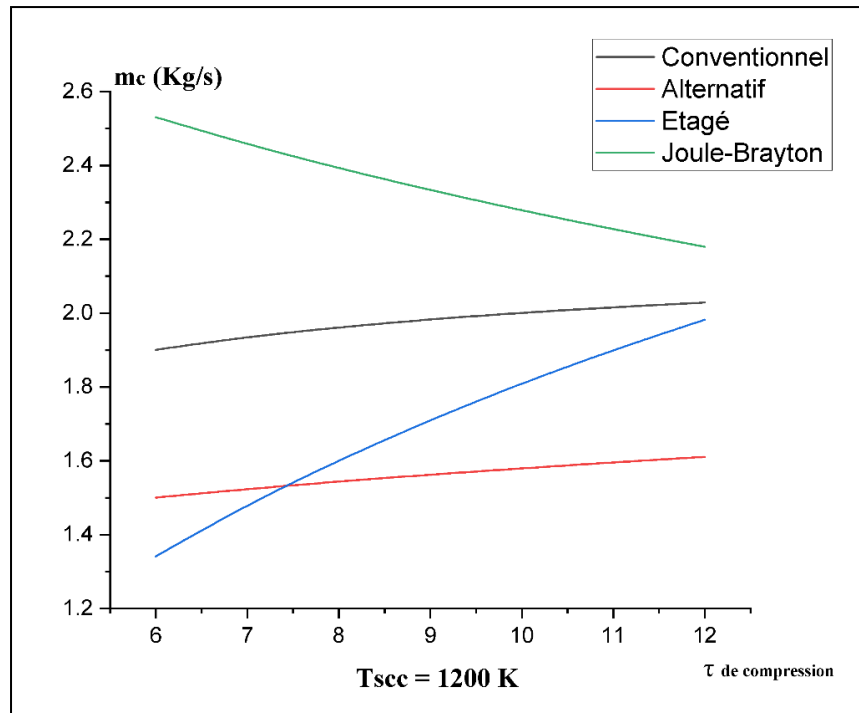


Figure III.6: Comparaison des débits du carburant m_c des 4 cycles pour $T_{sc}= 1200$ K

Sur les figures III.4, 5 et 6, nous remarquons que le cycle simple est le moins performant donnant les valeurs les plus élevées de puissance utile (P_u) et débit de carburant (m_c) et les valeurs les plus faibles de rendement.

Parmi les trois cycles de récupération, le cycle avec récupération conventionnelle atteint les plus hautes valeurs de P_u qui augmente en fonction du taux de compression jusqu'à une valeur maximale puis elle subit une légère diminution.

Le cycle avec récupération conventionnelle donne aussi les valeurs les plus élevées de m_c mais c'est le cycle le plus performant donnant les plus hautes valeurs de rendement pour des taux de compression allant de 6 à 10. À $\tau = 11$, son rendement devient égal à celui du cycle avec récupération alternative, puis ce dernier devient meilleur donnant un rendement d'environ 32%.

Pour les deux autres cycles avec récupération alternative et étagée on constate une augmentation de P_u en fonction du taux de compression, le cycle avec récupération étagée atteint des valeurs de P_u plus élevées que celles du cycle avec récupération étagée pour des taux de 6 à environ 6.6, au delà de cette valeur le cycle avec récupération étagée devient le plus performant.

Les valeurs de m_c du cycle avec récupération alternative sont plus élevées que celles du cycle avec récupération étagée pour des taux de 6 à 7. Au-delà de cette valeur le cycle avec récupération étagée le dépasse et le cycle avec récupération alternative devient le meilleur pour des taux de 7 à 12.

Pour des taux de compression de 6 à 9, on remarque que le cycle avec récupération étagée est plus performant que le cycle avec récupération alternative, avant d'être dépassé par ce dernier pour des taux supérieurs à 9.

A $T_{sc}=1500$ K

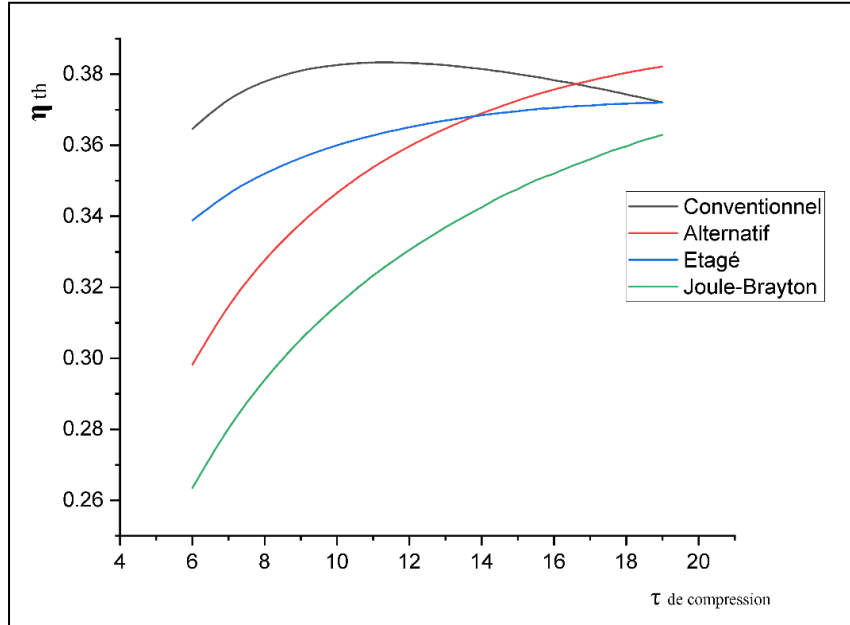


Figure III.7: Comparaison des rendements thermiques des 4 cycles pour $T_{sc}= 1500$ K

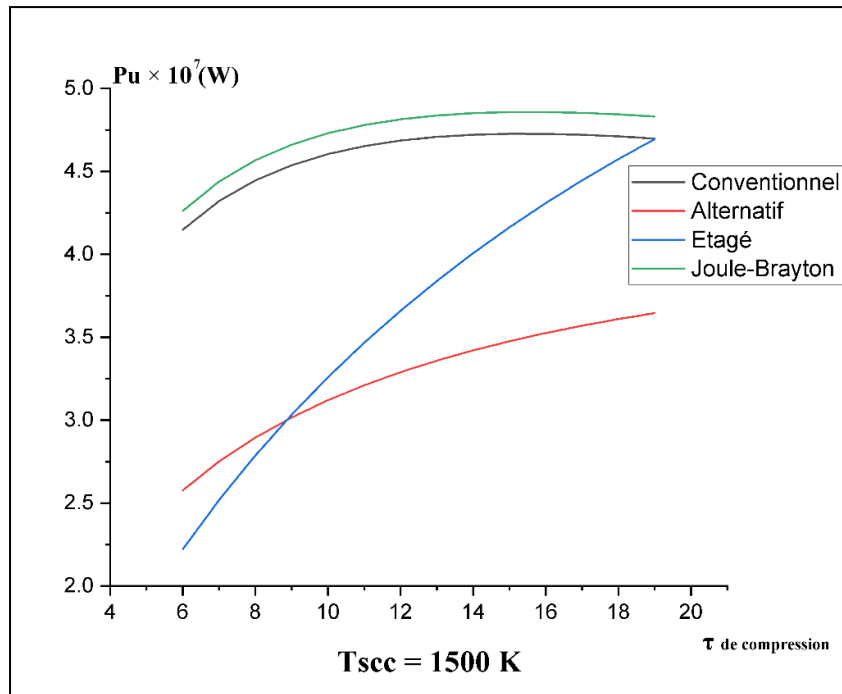


Figure III.8: Comparaison des puissances utiles des 4 cycles pour

$T_{sc}= 1500$ K

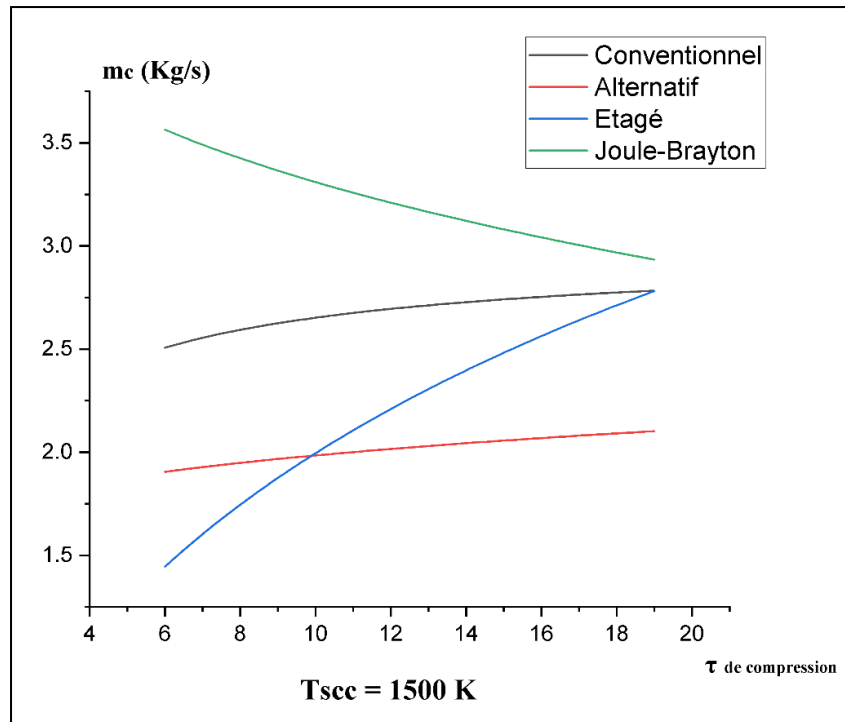


Figure III.9: Comparaison des débits du carburant m_c des 4 cycles pour $T_{sc}= 1500$ K

En augmentant la température à la sortie de la chambre de combustion, les figures III.7, 8 et 9 montrent que le cycle avec récupération conventionnelle est le plus préférable dans le domaine de [6 à 17], et le cycle avec récupération alternative devient meilleur dans le domaine de [17 à 19] donnant un rendement qui dépasse 38%.

Pour les deux autres cycles avec récupération alternative et étagée on constate une augmentation de P_u , le cycle avec récupération étagée atteint des valeurs de P_u plus élevées que celles du cycle avec récupération étagée dans le domaine de [6 à 9], puis le cycle avec récupération étagée le dépasse, à $\tau=19$. Le cycle avec récupération étagée donne des valeurs de P_u , m_c et η_{th} proches à celles du cycle avec récupération conventionnelle.

Les valeurs de m_c du cycle avec récupération alternative sont plus élevées que celles du cycle avec récupération étagée dans le domaine de [6 à 10], puis le cycle avec récupération étagée le dépasse, ce qui signifie que le cycle avec récupération alternative devient le plus performant pour des valeurs de 10 à 19.

Par contre pour des taux entre 6 et 14, on remarque que le cycle avec récupération étagée est plus performant que le cycle avec récupération alternative, avant d'être dépassé par ce dernier.

A $T_{sc}=1900$ K

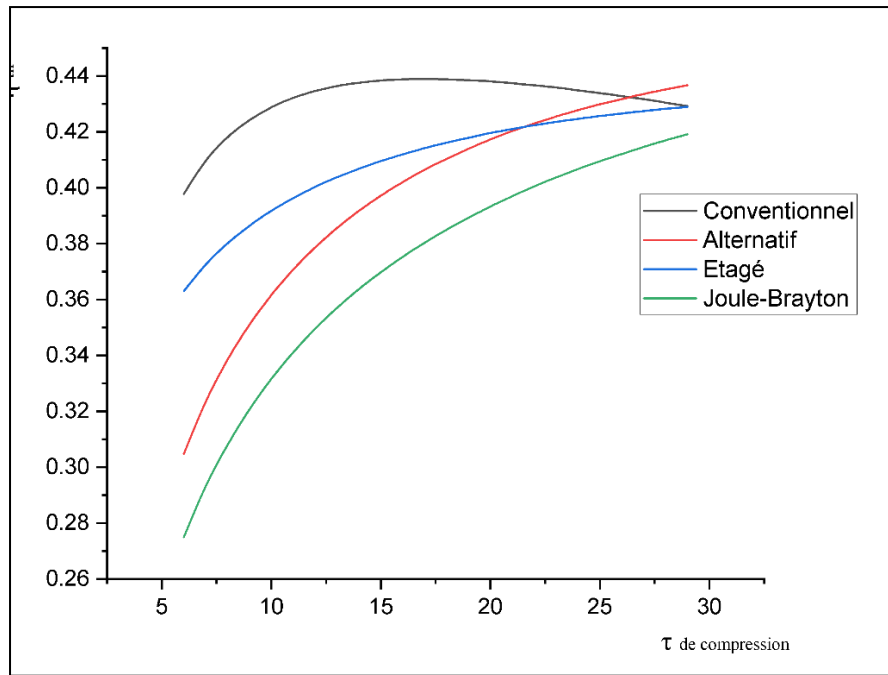


Figure III.10: Comparaison des rendements thermiques des 4 cycles pour $T_{sc} = 1900$ K

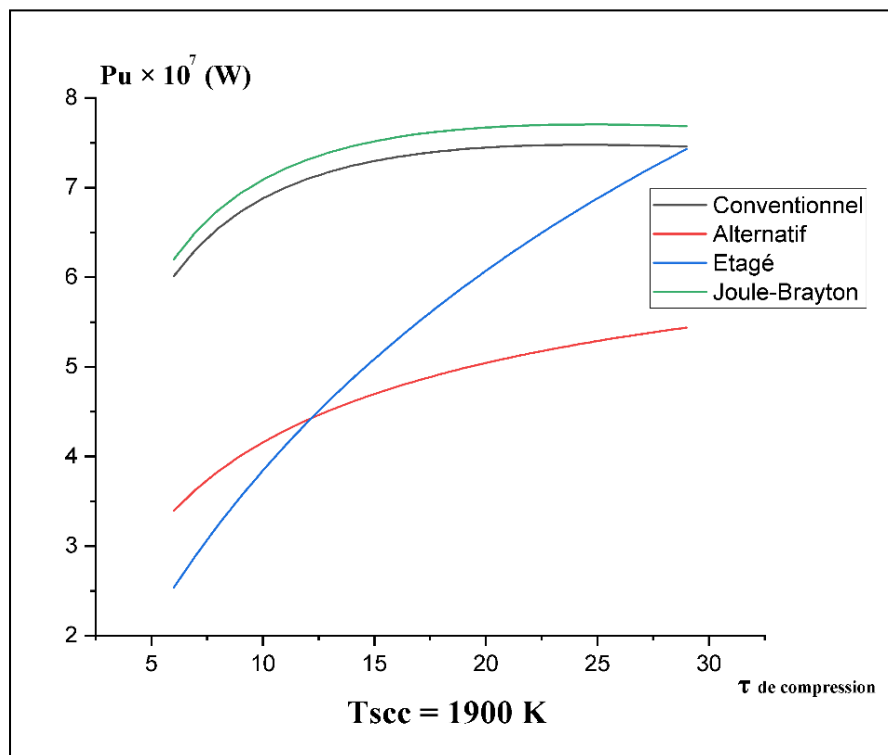


Figure III.11: Comparaison des puissances utiles des 4 cycles pour $T_{sc} = 1900$ K

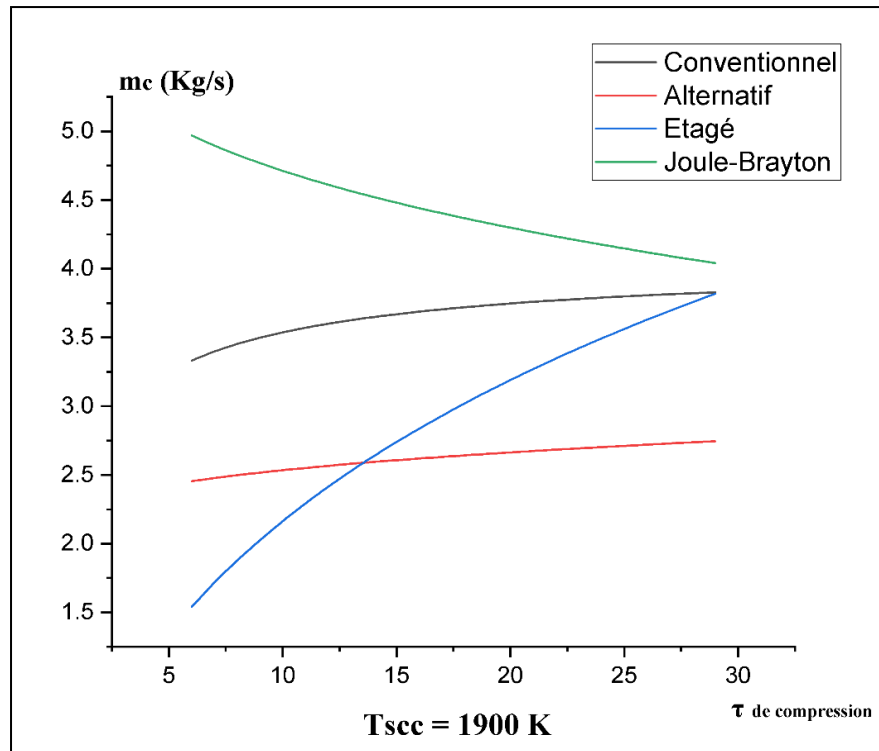


Figure III.12: Comparaison des débits du carburant m_c des 4 cycles pour $T_{sc} = 1900$ K

En augmentant davantage la T_{sc} jusqu'à 1900 K, les figures III.10, 11 et 12 montrent que les valeurs de m_c du cycle avec récupération alternative sont plus élevées que celles du cycle avec récupération étagée dans le domaine de [6 à 13], puis le cycle avec récupération étagée le dépasse et devient moins performant.

Pour le rendement thermique, le cycle avec récupération conventionnelle est toujours le plus performant parmi les trois cycles pour des taux de compression allant de 6 à 26 donnant ainsi un rendement proche de 44%. Le cycle avec récupération étagée augmente de 6%, dans le domaine de [6 à 20] il est meilleur que le cycle avec récupération alternative, puis ce dernier devient meilleur pour des valeurs du taux de compression supérieures à 20.

I.3. Influence de l'efficacité de l'échangeur sur les performances des différents cycles

I.3.1 Cycle avec récupération conventionnelle :

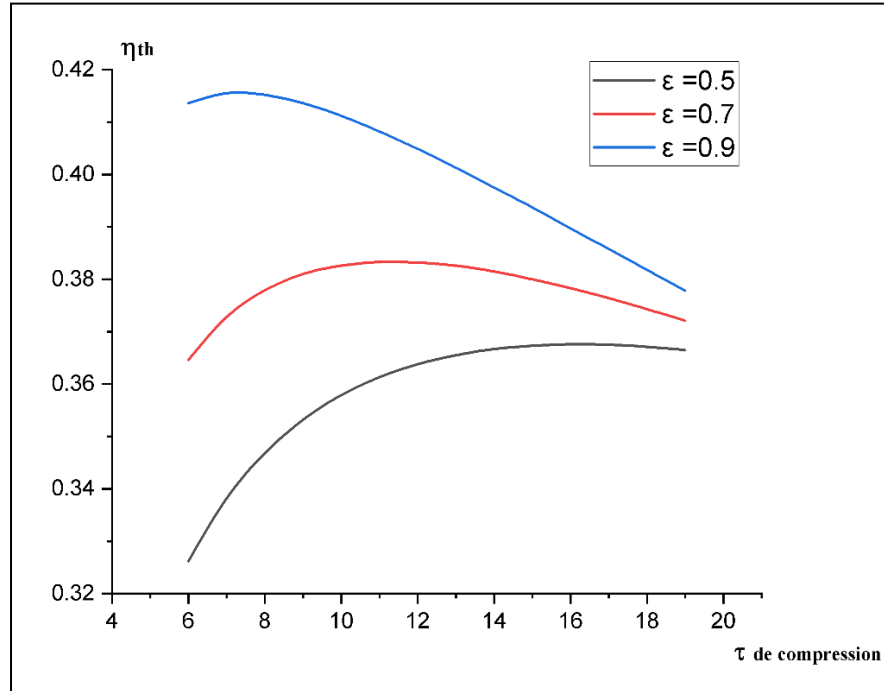


Figure III.13: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement du cycle avec récupération conventionnelle

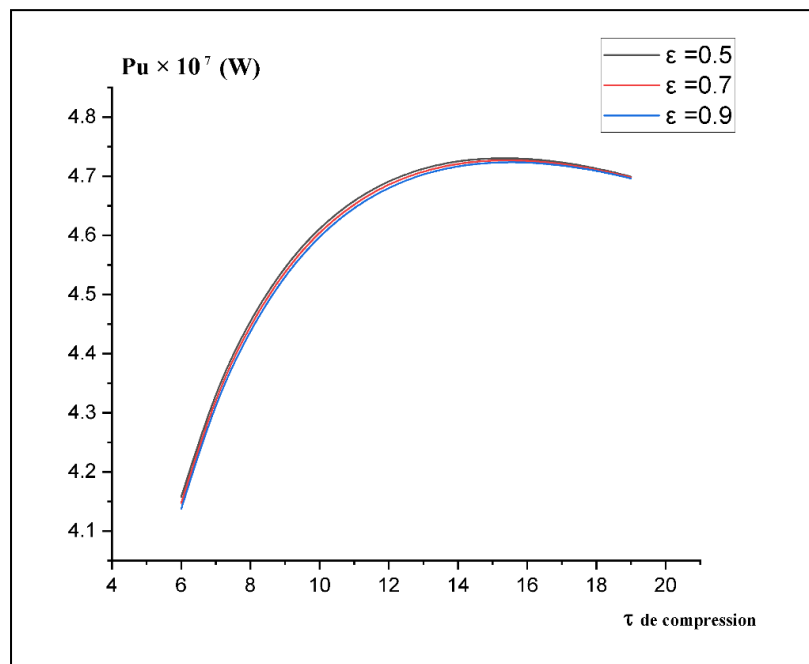


Figure III.14: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance utile du cycle avec récupération conventionnelle

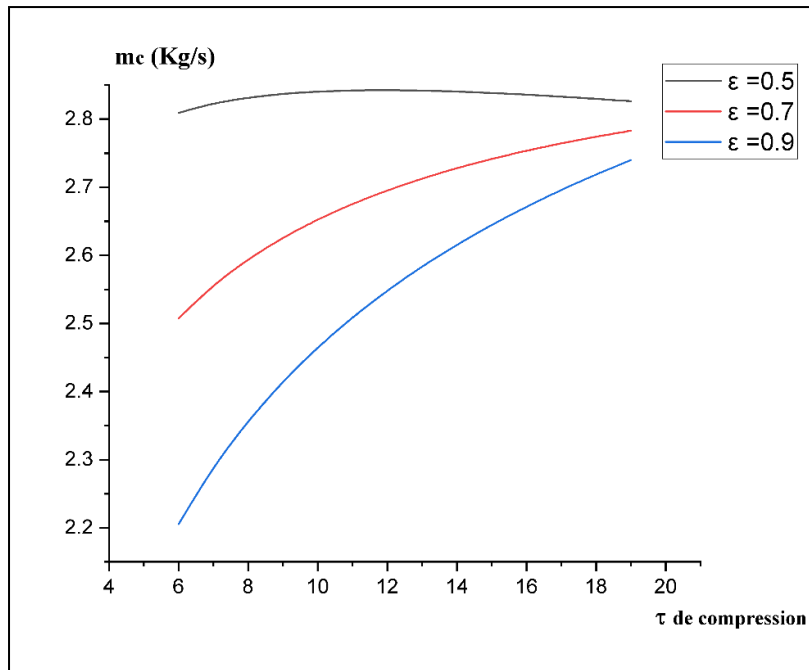


Figure III.15: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la masse de carburant du cycle avec récupération conventionnelle

Sur la figure III. 13, nous remarquons que le rendement thermique augmente avec l'augmentation de l'efficacité, il y a une variation croissante puis décroissante du rendement en fonction du taux de compression pour chaque valeur de l'efficacité. Les domaines d'augmentation du rendement sont de [6 à 16] pour $\varepsilon = 0.5$, de [6 à 9] pour $\varepsilon = 0.7$ et de [6 à 7] pour $\varepsilon = 0.9$, donnant une valeur d'environ de 41.5%, cela signifie que lorsque nous augmentons l'efficacité, le domaine d'augmentation de ce cycle devient plus court, et le cycle devient plus performant avec des valeurs plus faibles du taux de compression.

Les figures III.14 et 15 montrent que la puissance utile et la masse de carburant sont inversement proportionnelles à l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Pour la puissance utile, les courbes sont presque confondues, on remarque une très faible diminution de P_u quand on augmente l'efficacité de l'échangeur de chaleur. L'influence de ε sur la puissance utile de ce cycle est à peine perceptible.

Pour la masse du carburant (Fig.III.15) on remarque que le débit du carburant diminue au fur et à mesure que l'efficacité augmente.

I.3.2 Cycle avec récupération alternative

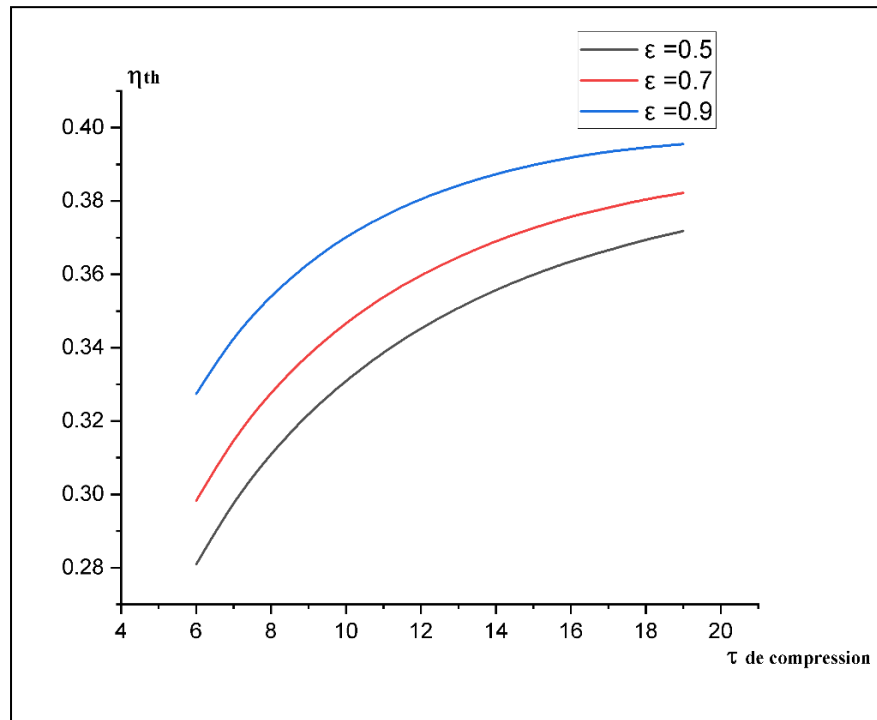


Figure III.16: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement du cycle avec récupération alternative

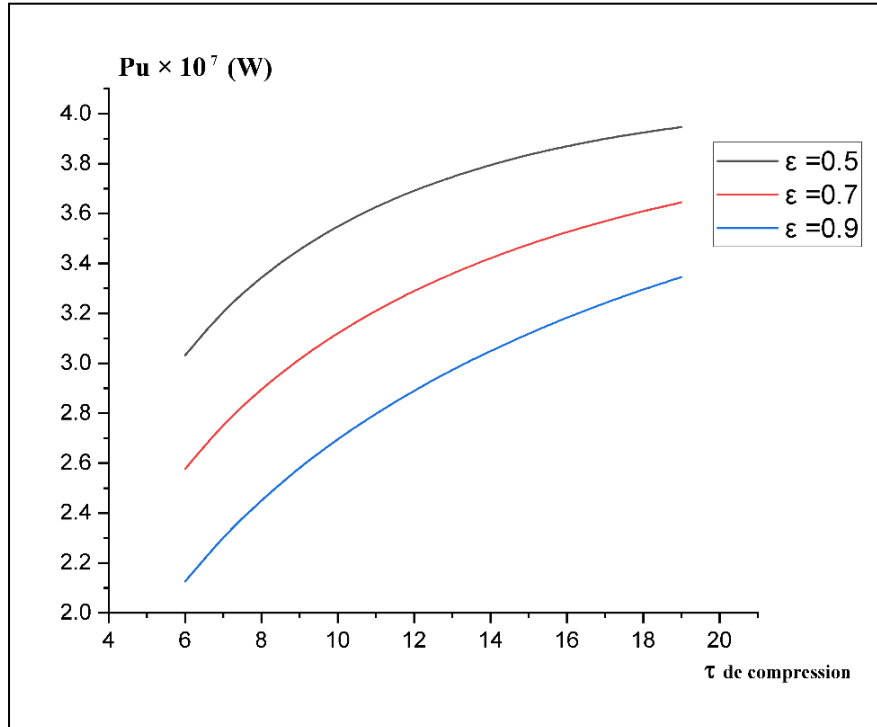


Figure III.17: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance utile du cycle avec récupération alternative

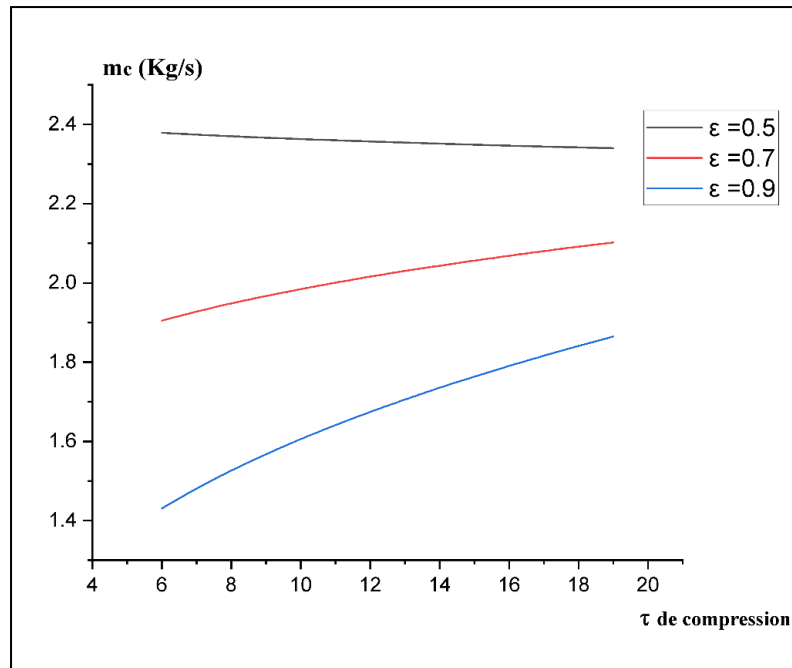


Figure III.18: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la masse de carburant du cycle avec récupération alternative

On remarque une variation croissante du rendement, le cycle est plus performant avec les valeurs élevées de l'efficacité et du taux de compression en même temps, à $\tau=19$ et $\varepsilon=0.9$ il donne une valeur supérieure à 39%.

Dans ce cycle, la puissance utile est inversement proportionnelle à l'efficacité de l'échangeur de chaleur, et l'influence est très remarquable

Pour la masse de carburant on constate une variation décroissante en fonction de taux de compression pour $\varepsilon=0.5$ et une variation croissante pour $\varepsilon=0.7$ et $\varepsilon=0.9$, et les valeurs diminuent avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur.

I.3.3 Cycle avec récupération étagée

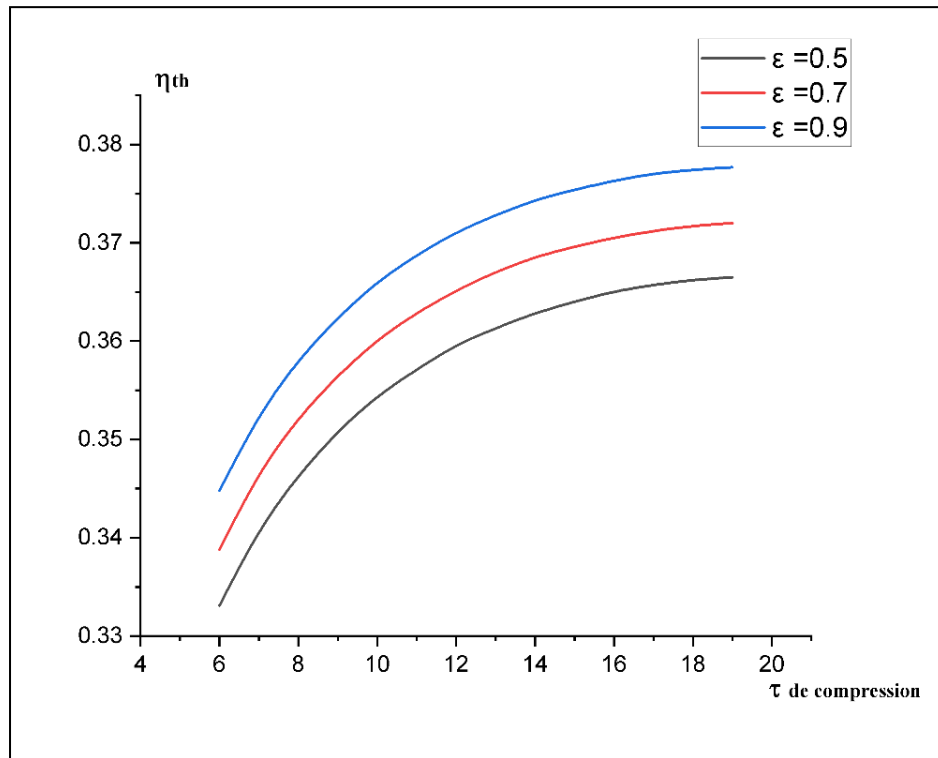


Figure III.19: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement du cycle avec récupération étagée

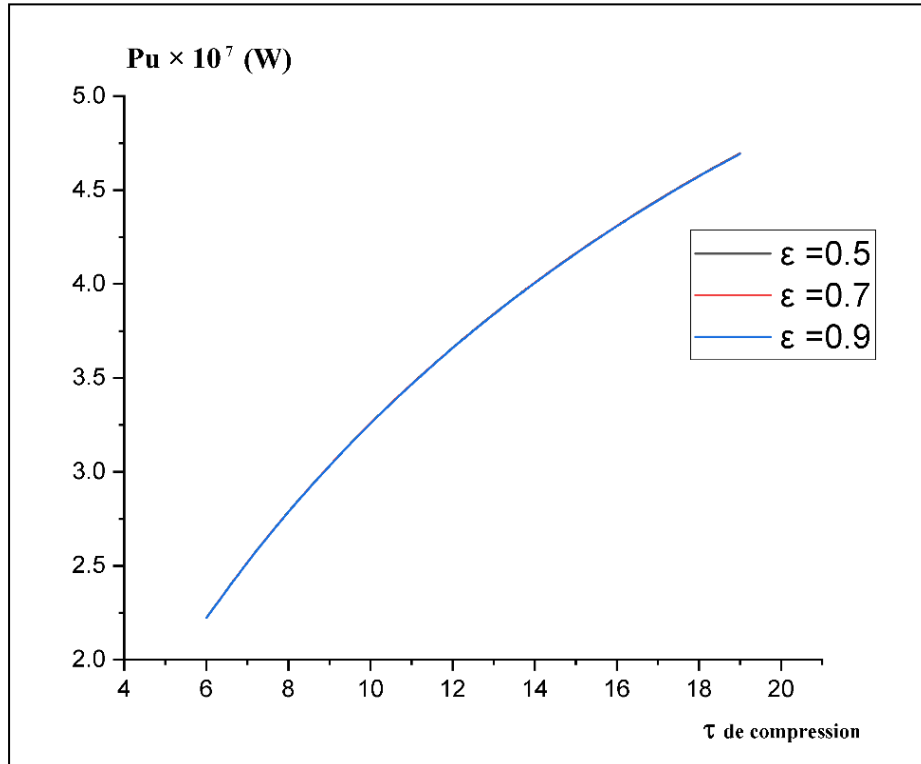


Figure III.20: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la puissance utile du cycle avec récupération étagée

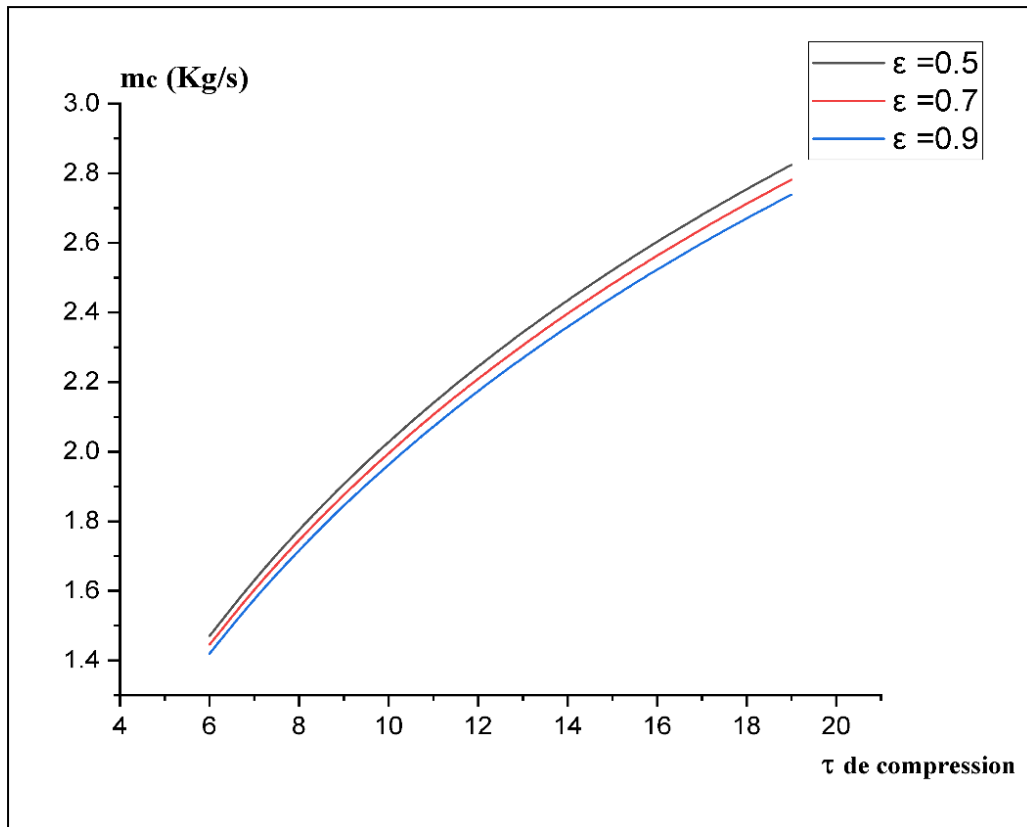


Figure III.21: Influence de l'efficacité de l'échangeur sur la masse de carburant du cycle avec récupération étagée

Sur les figures III. 19, nous remarquons une variation croissante du rendement en fonction du taux de compression, le cycle avec récupération étagée est plus performant avec les valeurs élevées de l'efficacité et du taux de compression en même temps donnant un rendement supérieur à 37.5%.

On constate une variation croissante de la puissance utile en fonction du taux de compression, les courbes sont identiques, indiquant qu'il n'y a presque aucune influence de l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur la Pu. Les résultats montrent qu'il y a une très légère baisse des valeurs de Pu, mais elle est trop faible..

Pour la masse du carburant on voit sur la figure III.21 une augmentation en fonction du taux de compression à un bon rythme à toutes les valeurs de l'efficacité de l'échangeur. Les valeurs de mc diminuent d'un faible pourcentage après l'augmentation de l'efficacité, par exemple à $\tau=19$, après avoir augmenté ε de 0.5 à 0.9, la masse de carburant diminue d'environ 0.1 (kg/s).

I.4 Comparaison des différents cycles :

Pour $\varepsilon = 0.5$

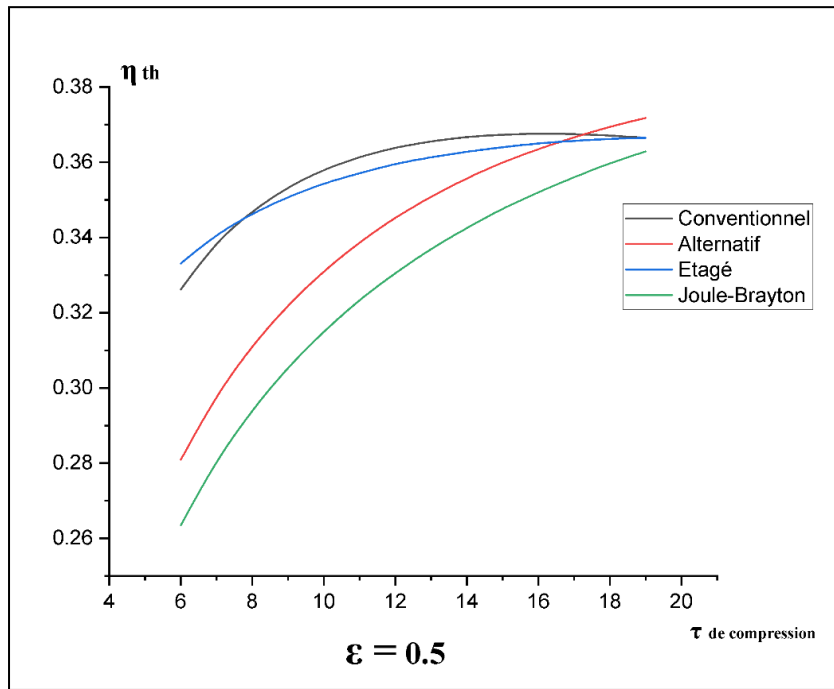


Figure III.22: Comparaison des rendements des quatre cycles pour $\varepsilon = 0.5$

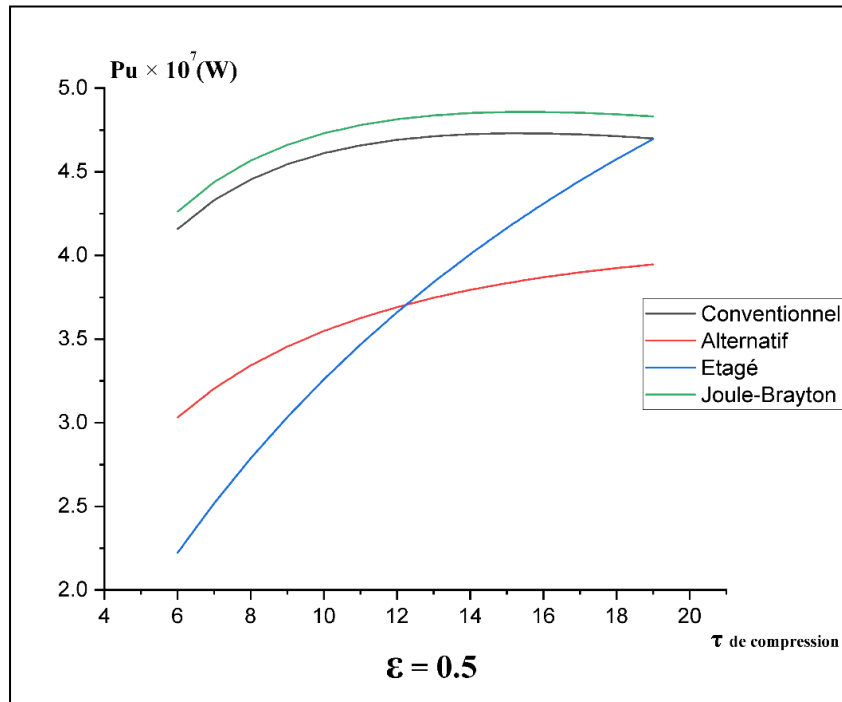


Figure III.23: Comparaison des puissances utiles des quatre cycles pour $\varepsilon = 0.5$

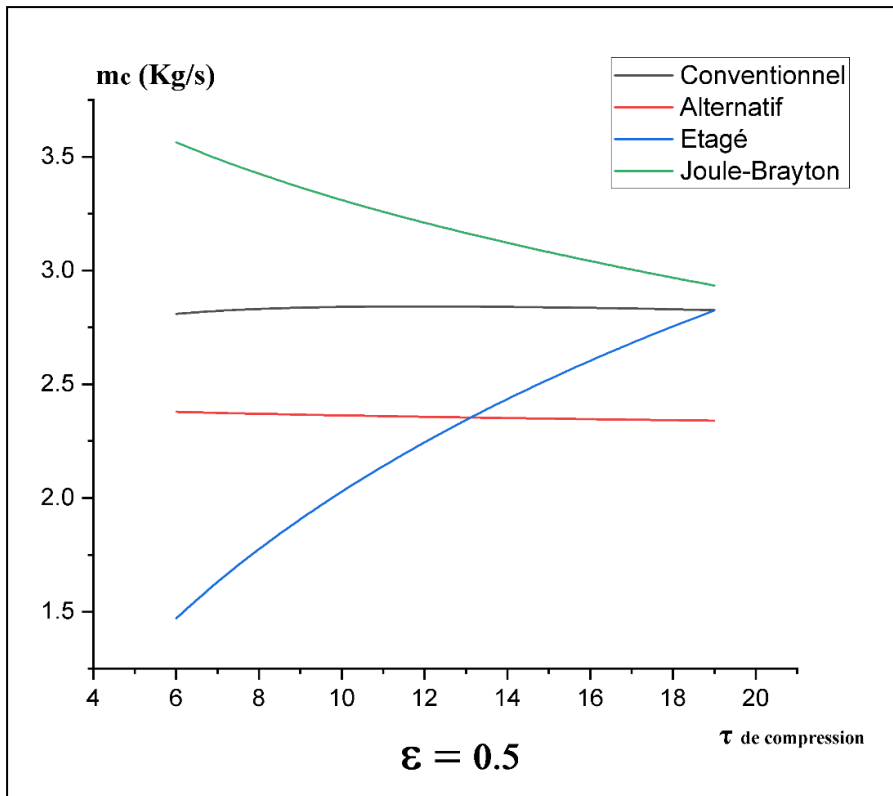


Figure III.24: Comparaison des masses de carburant des quatre cycles pour $\epsilon = 0.5$

Pour $\epsilon = 0.7$

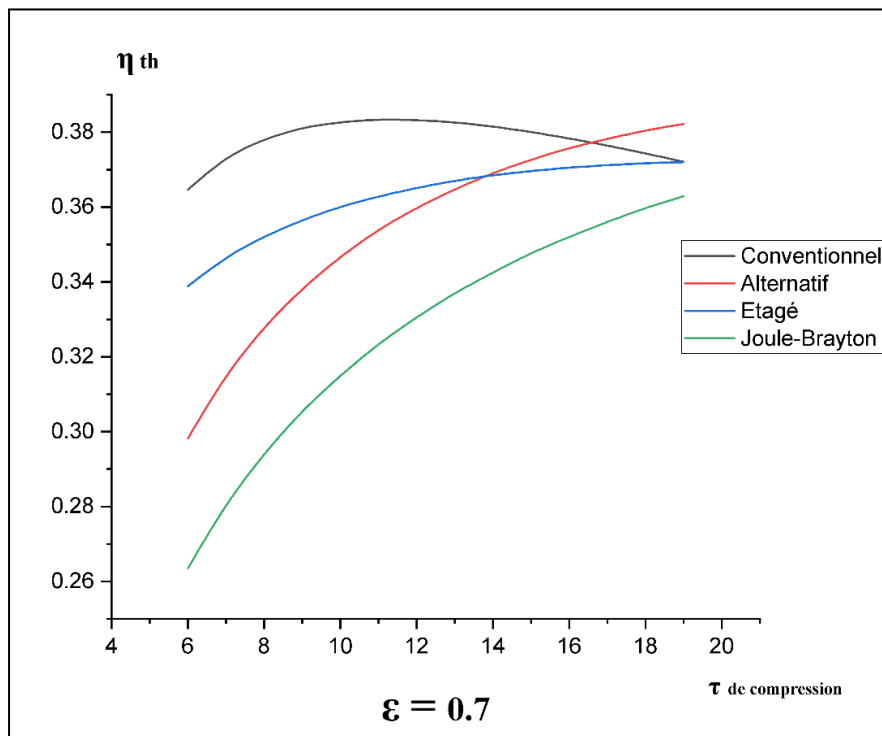


Figure III.25: Comparaison des rendements des quatre cycles pour $\epsilon = 0.7$

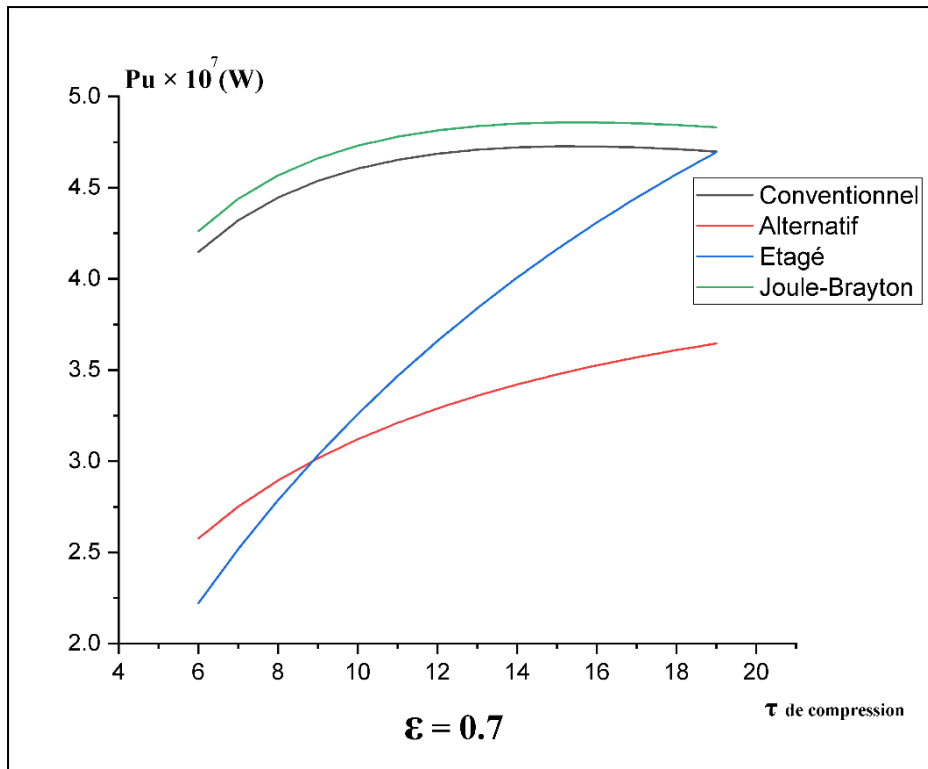


Figure III.26: Comparaison des puissances utiles des quatre cycles pour $\epsilon = 0.7$

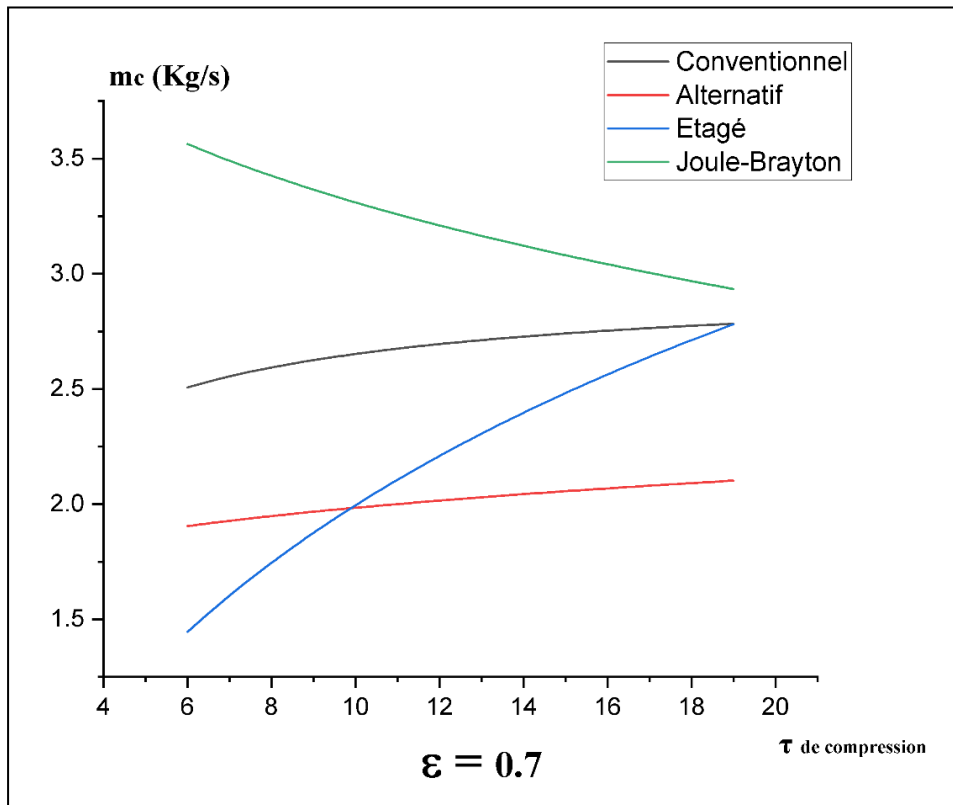


Figure III.27: Comparaison des masses de carburant des quatre cycles pour $\epsilon = 0.7$

Pour $\epsilon = 0.9$

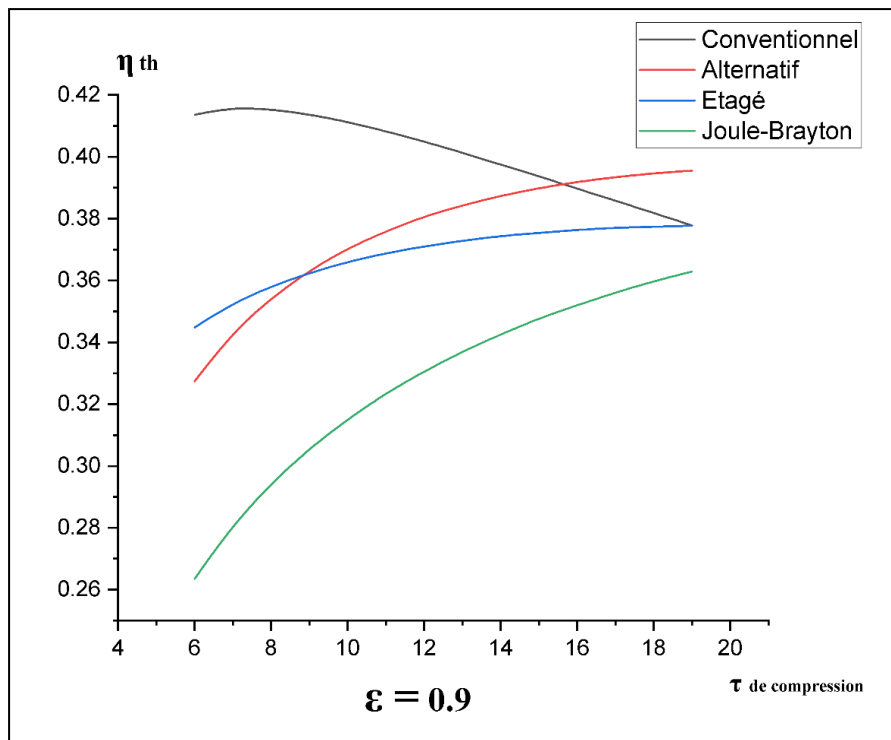


Figure III.28: Comparaison des rendements des quatre cycles pour $\epsilon = 0.9$

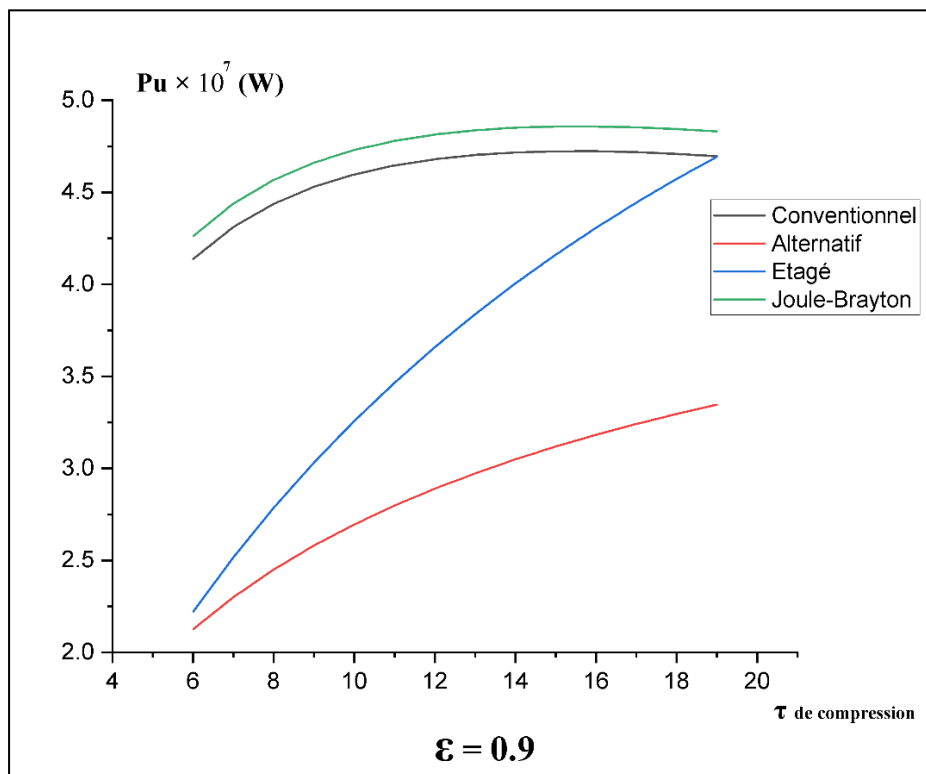


Figure III.29: Comparaison des puissances utiles des quatre cycles pour $\epsilon = 0.9$

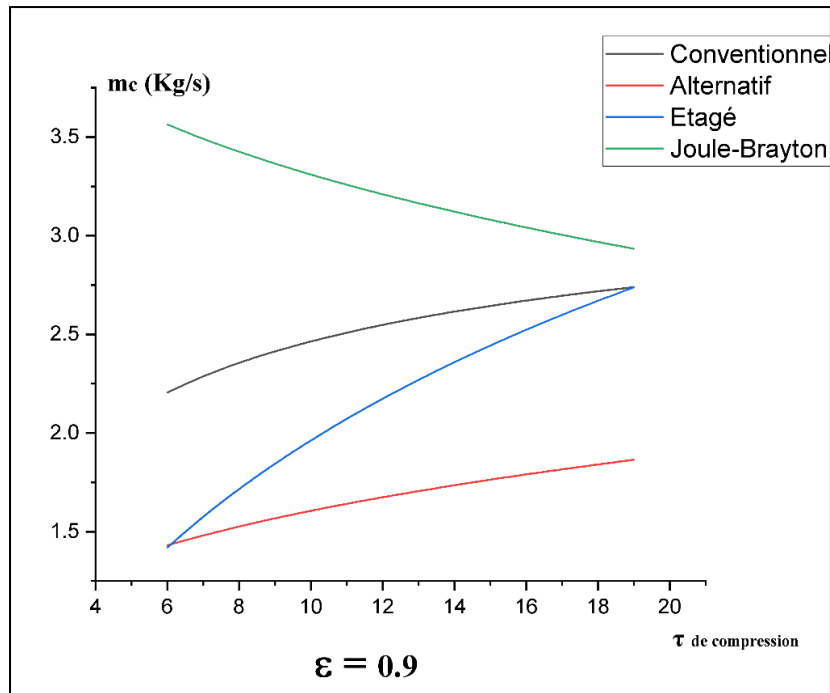


Figure III.30: Comparaison des masses de carburant des quatre cycles pour $\varepsilon = 0.9$

Les figures III.22, 23 et 24 montrent que le débit du carburant et la puissance utile du cycle simple sont toujours élevées, et le rendement est le plus faible.

Pour les cycles d'amélioration, le cycle à récupération conventionnelle donne les plus hautes valeurs de P_u et m_c , et c'est le plus performant dans le domaine de [8 à 17] à $\varepsilon=0.5$, de [6 à 16] à $\varepsilon=0.7$ et de [6 à 15] à $\varepsilon=0.9$, avec l'augmentation de l'efficacité d'échangeur, le cycle à récupération conventionnelle devient préférable avec des valeurs plus faibles de taux de compression. Le cycle avec récupération étagée est plus performant à $\varepsilon=0.5$ avec les faibles valeurs de taux de compression de [6 à 8], et c'est toujours le plus faible avec les valeurs maximales de taux de compression.

Le rendement dans le cycle avec récupération étagée et alternative est directement augmenté avec l'augmentation du taux de compression, le cycle à récupération alternative est le plus performant pour les valeurs maximales de τ , et c'est le plus faible pour les valeurs minimales de τ . Pour $\varepsilon=0.5$, il dépasse le cycle à récupération étagée à $\tau=14$, et il dépasse le cycle à récupération conventionnelle à $\tau=17$, il devient le plus préférable dans le domaine de [18 à 19]. Pour $\varepsilon=0.7$ et 0.9 , c'est le plus performant dans le domaine de [17 à 19] et [16 à 19] respectivement.

La Puissance utile dans les cycles avec récupération étagée et alternative est directement proportionnelle au taux de compression, on peut remarquer que le cycle avec récupération étagée ne change pas avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de chaleur, le cycle à récupération alternative diminue quand ε augmente, ainsi la P_u dans le cycle à récupération alternative est plus élevée que celle du cycle avec récupération étagée dans le domaine de [6 à 12] à $\varepsilon=0.5$, de [6 à 9] à $\varepsilon=0.7$ et de [6 à 19] à $\varepsilon=0.9$.

Pour $\tau=19$, le cycle avec récupération étagée atteint des valeurs de puissance utile proches de celles du cycle à récupération conventionnelle

Pour la masse de carburant, le cycle à récupération alternative est le plus performant à $\varepsilon=0.9$, ce cycle avec une légère diminution donne des valeurs plus élevées que celles du cycle avec récupération étagée dans le domaine de [6 à 13] à $\varepsilon=0.5$ et de [6 à 9] à $\varepsilon=0.7$ puis le cycle à récupération alternative devient le plus performant.

Pour le cycle avec récupération étagée on constate une variation croissante en fonction de taux de compression, à $\tau = 19$, il donne des valeurs proches à celles du cycle à récupération conventionnelle.

II. Analyse environnementale :

Dans cette partie du travail, nous présentons l'effet des différents paramètres sur les émissions de CO_2 des différents cycles analysés.

Nous avons aussi établi une comparaison des trois cycles de récupération et le cycle simple de Joule-Brayton. Nous avons représenté les résultats sous forme de courbes pour les analyser et déterminer le cycle le moins polluant.

II.1 Effet de la température sortante de la chambre de combustion sur les émissions du CO_2 :

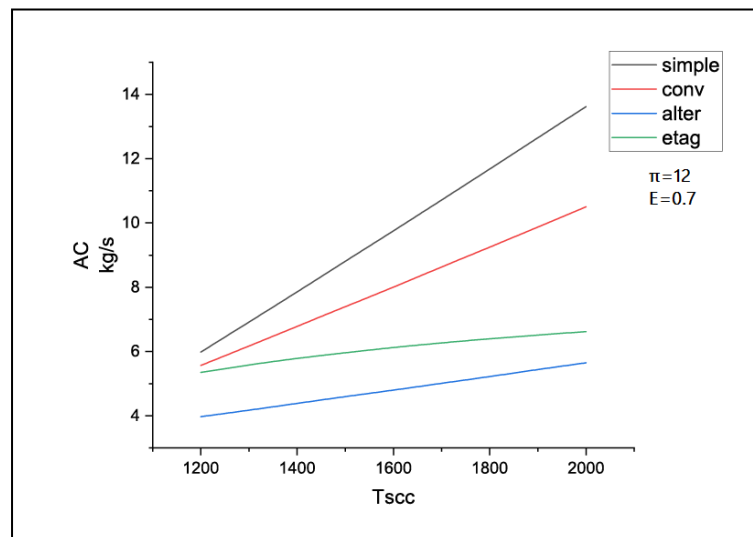


Figure III.31 : Evolution des émissions du CO_2 en fonction de T_{sc} pour les différents cycles.

La figure III.31 représente la quantité des émissions de chaque cycle, à un taux de compression constant $\tau=12$, avec différentes valeurs de température sortante de la chambre de combustion, $T_{sc}=[1200,2000]$.

L'augmentation des températures génère plus d'émission de CO₂ pour tous les cycles, le cycle à récupération alternative est le moins générateur d'entre eux, suivi par le cycle avec récupération étagée, qui génère 1kg/s de moins

Les émissions de CO₂ du cycle Joule-Brayton sont les plus élevées, il génère presque 9 kg/s de plus que le cycle le moins polluant.

A une température $T_{sc}=1200K$ le cycle à récupération conventionnelle, génère une valeur presque similaire à celle du cycle avec récupération étagée, mais à $T_{sc}=2000K$ il passe à une valeur de 4kg/s supérieure à celle du cycle avec récupération étagée.

II.2 Effet du taux de compression sur les émissions de CO₂ des différents cycles :

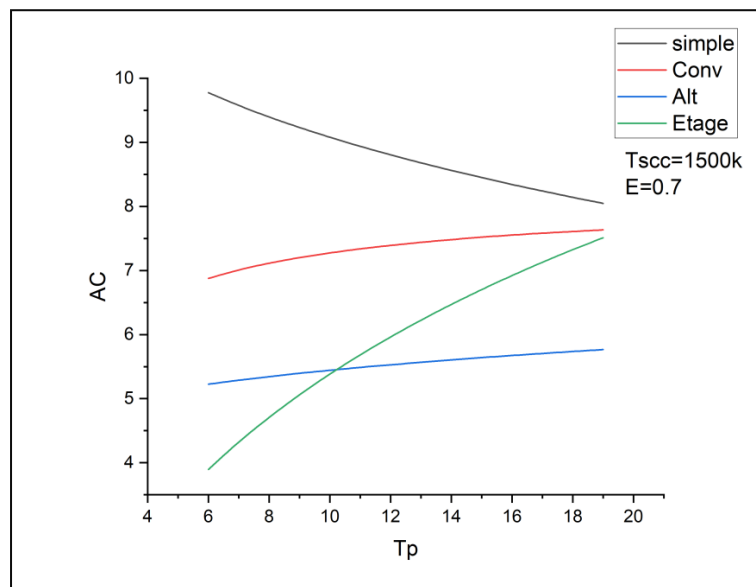


Figure III.32 : Evolution des émissions de CO₂ en fonction du taux de compression pour les différents cycles

La figure III. 32 représente l'évolution des émissions de CO₂ en fonction du taux de compression pour les différents cycles à $T_{sc}=1500 K$.

L'augmentation du taux de compression a un faible impact sur les émissions des deux cycles à récupération alternative et conventionnelle, ce qui est différent pour les deux autres cycles simple et avec récupération étagée. Nous remarquons sur les graphes de figure III.32 que les émissions du cycle avec récupération étagée deviennent plus grandes à l'inverse de celles du cycle de Joule-Brayton qui émet moins lorsque nous utilisons des valeurs de taux de compression plus grands.

La comparaison entre les quatre cycles montre que le cycle avec récupération étagée est moins générateur d'émissions jusqu'à $\tau=10$, à partir de cette valeur le cycle à récupération alternative devient le moins polluant.

Le cycle à récupération conventionnelle reste responsable d'émission de grande quantité de CO₂, mais il est moins polluant que le cycle de Joule-Brayton.

II.3 Effet de l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur les émissions de CO₂ :

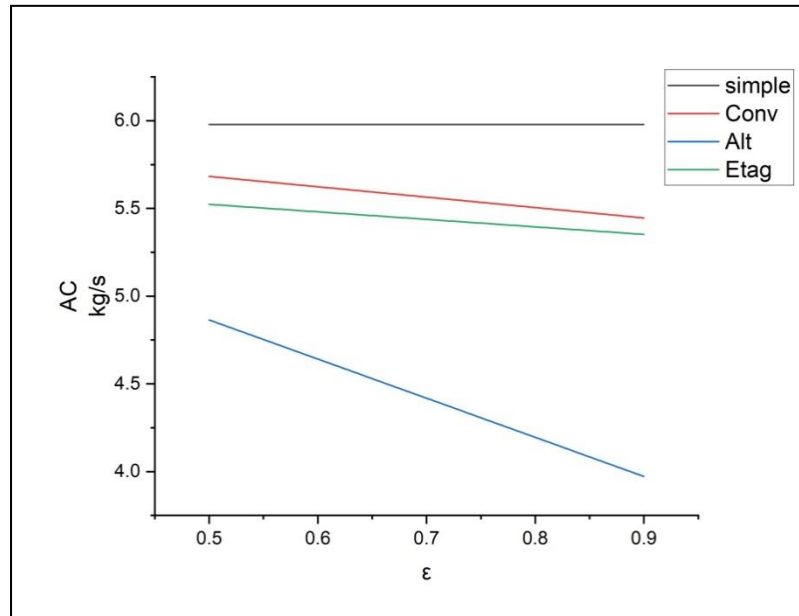


Figure III.33 : Evolution des émissions de CO₂ en fonction de l'efficacité de l'échangeur pour les différents cycles.

La figure III. 33 représente l'évolution des émissions de CO₂ en fonction de l'efficacité de l'échangeur pour les différents cycles, à $T_{sc} = 1200$ et à $\tau = 12$.

Les résultats représentés sur la figure III.33 montre une diminution des émissions à chaque fois qu'on augmente l'efficacité pour les trois cycles à $T_{sc} = 1200$ et $\tau = 12$.

Nous pouvons remarquer sur la figure III.33, l'importance de l'utilisation d'un échangeur à haute efficacité pour le cycle avec récupération alternative, car les résultats montrent une valeur décroissante des émissions de CO₂, en utilisant un échangeur de chaleur plus efficace les résultats montrent une diminution des émissions générées par ce cycle qui est de presque 1kg/s lorsque l'augmentation d'efficacité de $\varepsilon = 0.5$ à $\varepsilon = 0.9$.

Pour les deux autres cycles, Nous voyons que l'utilisation d'une efficacité plus haute, est moins impactant dans ce cas, les résultats montrent que les émissions sont réduites de près de 0,25 kg/s pour le cycle avec récupération conventionnelle, et d'une valeur de 0,17 kg/s pour le cycle de récupération étagée.

Afin de ce chapitre, on peut distinguer à partir de ces résultats et graphes, à chaque cycle, son temps forts et faibles, concernant son rendement, sa puissance utile, sa consommation de carburant, le meilleur choix d'échangeurs de chaleur en fonction de

l'efficacité, le taux de compression, et aussi l'impact de chaque cycle sur l'environnement par la mesure d'émissions de dioxyde de Carbone.

Ces résultats ,nous donnent la chance de comparer tous les aspects énergétiques du cycle, ce qui nous fournira les informations nécessaires pour décider du meilleur cycle à utiliser par rapport à nos besoins.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Ce travail présente une analyse énergétique et environnementale de cycles simple de Joule-Brayton d'une turbine à gaz et de cycles avec différentes méthodes de récupération des gaz d'échappement.

Les trois cycles de récupération de gaz d'échappement sont le cycle avec récupération conventionnelle, le cycle avec récupération alternative, et le cycle avec récupération étagée.

En utilisant MATLAB, nous avons déterminé les performances de chaque cycle et la quantité des émissions de CO₂ a été évaluée comme indicateur principal dans les performances environnementales.

A travers une analyse paramétrique les effets de la température maximale, du taux de compression et de l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur les performances de ces systèmes ont été mis en évidence.

Les résultats indiquent que l'augmentation de la température de la sortie de la chambre de combustion et du taux de compression fait améliorer le rendement. Mais ils sont responsables de l'augmentation de la quantité de carburant consommé ce qui conduit à une augmentation des émissions de dioxyde de Carbone. Ces émissions peuvent être réduites en utilisant des échangeurs de chaleur plus efficace.

La comparaison des performances des différents cycles nous a permis de déterminer le domaine d'utilisation de chaque configuration, pour avoir les meilleurs rendements possibles et les plus faibles émissions de CO₂.

Références bibliographiques:

- [1] Peter Jansohn , “ Modern gas turbine systems : High efficiency , low emission , fuel flexible power generation “ , 1st edition , Woodhead Publishing Limited, 2013
- [2] <https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/1-1.pdf>
- [3] <https://www.flight-mechanic.com/gas-turbine-engines-compressor-section/>
- [4] <https://www.energy.gov/fecm/how-gas-turbine-power-plants-work>
- [5] https://www.cast-safety.org/pdf/3_engine_fundamentals.pdf
- [6] SAYAH Seif-eddine, DERMOUCHI Samir, “ Optimisation du temps d’un planning d’une révision générale MI de la turbine à gaz MS 5002 “ , 2006-2007, Université M’hamedBougara ,Boumerdes.
- [7] DJEFAL Kouthar , TAMERT Amel , “Contribution à l’amélioration de la turbine à gaz MS5002C par la technologie POWER CRYSTAL et par récupération des gaz d’échappement “ , 2020-2021 , Université M’hamedBougara, Boumerdes.
- [8] M. Goodarzi. “Comparative energy analysis on a new regenerative Brayton cycle”. Energy Conversion and Management 120 (2016) 25-31.
- [9] YıldızKoç et al. “Analysing the performance, fuel cost and emission parameters of the 50 MW simple and recuperative gas turbine cycles using natural gas and hydrogen as fuel”. INTERNATIONAL JOURNAL OF HYDROGEN ENERGY 45 (2020) 22138-22147.
- [10] Hossin Omar et al. “Performance of Regenerative Gas Turbine Power Plant”. Energy and Power Engineering, 9 (2017) 136-146.
- [11] Mohanad Abdulazeez ,Abdulraheem Alfellag. “Parametric investigation of a modified gas turbine power plant”. Thermal Science and Engineering Progress 3 (2017) 141-149.
- [12] Paweł Ziołkowski. “An energetic analysis of a gas turbine with regenerative heating using turbine extraction at intermediate pressure - Brayton cycle advanced according to Szewalski's idea”. Energy 185 (2019) 763-786.
- [13] Thamir Khalil Ibrahim et al. “Study of The Performance of The Gas Turbine Power Plants From The Simple To Complex Cycle: A Technical Review”. Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences 57, Issue 2 (2019) 228-250.
- [14] BOUHAOUYA Youcef, OTSMANE Islam. “Optimisation d’une TAG par régénération” Mémoire Master (2020), Université de Blida 1.
- [15] C. Salpingidou et al. “Thermodynamic analysis of recuperative gas turbines and aero engines”. Applied Thermal Engineering 124 (2017) 250-260.

[16]M. Goodarzi. “Energy and exergy analyses of a new atmospheric regenerative Brayton and Inverse Brayton cycle”. Energy Reports 7 (2021) 4530-4539.

[17]Lei Sun, Ding Wang, YonghuiXie. “Energy, exergy and exergoeconomic analysis of two supercritical CO2 cycles for waste heat recovery of gas turbine” (2021). Applied thermal Engineering 196 (2021) 117337.

[18]Abdalla, MominElhadi, et al, “ Regenerative Gas Turbine Power Plant: Performance & Evaluation ”.International Compressor Engineering Conference. (2021)Paper 2694.

[19]ATMANI Asma, ALOUI Mohand Seghir, “Étude thermodynamique du cycle régénératif de Brayton pour turbine à gaz” ‘Mémoire Master’ (2021), Université de Bejaïa.

Annexe

Analyse sur MATLAB

Cycle simple

```

%Données
tp=10;
T3=1500;
gair=1.4;
ggaz=1.33;
Cpa=1005;
Cpg=1147;
Qv=99.35;
nic=0.88;
nit=0.9;
nicc=0.95;
Pci=45366145;
r=287;
T1=288;
P1=101300;
f=2.743;
%Calculs
Rho=P1/(r*T1);
Qm=Rho*Qv;
T2is= T1*(tp^((gair-1)/gair));
T2=((T2is-T1)/nic)+T1;
P2=P1*tp;
dp=P2*0.03;
P3=P2-dp;
T4=T3-((Cpa/Cpg)*(T2-T1));
T4is=T3-((T3-T4)/nit);
tdHP=(T4is/T3)^(ggaz/(ggaz-1));
P4=P3*tdHP;
P5=P1;
T5i=T4*((P5/P4)^((ggaz-1)/ggaz));
T5=(nit*(T5i-T4))+T4;
mc=Qm*((Cpg*T3-Cpa*T2)/(Pci*nicc-Cpg*T3));
%Puissancesetrendements
%Sectioncompresseur-----
Wc=Cpa*(T2-T1);
Pc=Wc*Qm;
%Sectioncombustion-----
Pcal= mc*Pci*nicc;
Pcc=mc*Pci;
%section turbine
Wt=Cpg*(T3-T5);
Pt=(mc+Qm)*Wt;
Whp=Cpa*(T2-T1);
Pu=Pt-Pc;
%Rendement
Rth=(Pu/Pcc),
%emissionns
AC=mc*f;

```

Cycle avec récupération conventionnelle

```
%Données
tp=10;
T4=1500;
gair=1.4;
ggaz=1.33;
Cpa=1005;
Cpg=1147;
Qv=99.35;
nic=0.88;
nit=0.9;
nicc=0.95;
Pci=45366145;
E=0.7;
r=287;
T1=288;
P1=101300;
f=2.743;
%Calculs
Rho=P1/(r*T1);
T2is= T1*(tp^((gair-1)/gair));
T2=((T2is-T1)/nic)+T1;
P2=P1*tp;
P3=P2;
dp=P2*0.03;
P4=P3-dp;
P6=P1;
T5=T4-((Cpa/Cpg)*(T2-T1));
T5is=T4-((T4-T5)/nit);
tdHP=(T5is/T4)^(ggaz/(ggaz-1));
P5=P4*tdHP;
T6i=T5*((P6/P5)^((ggaz-1)/ggaz));
T6=(nit*(T6i-T5))+T5;
T3=E*(T6-T2)+T2;
Qm=Rho*Qv;
mc=Qm*((Cpg*T4-Cpa*T3)/(Pci*nicc-Cpg*T4));
T7=T6-(((Qm*Cpa*(T3-T2))/((Qm+mc)*Cpg)));
P7=P6;
%Puissancesetrendements
%Sectioncompresseur-----
Wc=Cpa*(T2-T1);
Pc=Wc*Qm;
%Sectioncombustion-----
Pcal= mc*Pci*nicc;
Pcc=mc*Pci;
%section turbine HP-----
Whp=Cpa*(T2-T1);
%SectionBP
Pu=(Qm+mc)*Cpg*(T5-T6);
%Rendement
Rth=(Pu/Pcc),
%emissionns
AC=mc*f;
```

Cycle avec récupération alternative

```
%Données
tp=10;
T4=1500;
gair=1.4;
ggaz=1.33;
Cpa=1005;
Cpg=1147;
Qv=99.35;
nic=0.88;
nit=0.9;
nicc=0.95;
Pci=45366145;
E=0.7;
r=287;
T1=288;
P1=101300;
f=2.743;
%`Température&pressions
T2is= T1*(tp^((gair-1)/gair));
T2= ((T2is-T1)/nic)+T1;
P2=P1*tp;
P3=P2;
dp=P2*0.03;
P4=P3-dp;
T5=T4- ((Cpa/Cpg) * (T2-T1));
T5is=T4- ((T4-T5)/nit);
tdHP=(T5is/T4)^(ggaz/(ggaz-1));
P5=P4*tdHP;
T3=E*(T5-T2)+T2;
P6=P5;
Rho=P1/(r*T1);
Qm=Rho*Qv;
mc=Qm*(Cpg*T4-Cpa*T3)/(Pci*nicc-Cpg*T4);
T6= ((Cpa*(T2-T3))/Cpg)+T5;
T7is=T6*((P1/P5)^((ggaz-1)/ggaz));
T7=nit*(T7is-T6)+T6;
P7=P1;
%Puissancesetrendements
%Sectioncompresseur-----
Wc=Cpa*(T2-T1);
Pc=Wc*Qm;
%Sectioncombustion-----
Pcc=mc*Pci;
%section turbine -----
Pu=(Qm+mc)*Cpg*(T6-T7);
%Rendement
Rth=(Pu/Pcc),
%emissionns
AC=mc*f;
```

Cycle avec récupération étagée

```

%Données
tp=10;
T5=1500;
gair=1.4;
ggaz=1.33;
Cpa=1005;
Cpg=1147;
Qv=99.35;
nic=0.88;
nit=0.9;
nicc=0.95;
Pci=45366145;
E=0.7;
K=1.05;
r=287;
T1=288;
P1=101300;
f=2.743;
%Température&pressions
T2is= T1*(tp^((gair-1)/gair));
T2=((T2is-T1)/nic)+T1;
P2=P1*tp;
P3=P2;
dp=P2*0.03;
P4=P3;
P5=P4-dp;
T6=T5-((Cpa/Cpg)*(T2-T1));
T8is=K*T2;
P8=P1;
P9=P8;
T6is=T5-((T5-T6)/nit);
tdHP=(T6is/T5)^(ggaz/(ggaz-1));
P6=P5*tdHP;
P7=P6;
T7=((P7/P8)^((ggaz-1)/ggaz))*T8is;
T8=T7-(nit*(T7-T8is));
T3=E*(T8-T2)+T2;
T4=(Cpg/Cpa)*(T6-T7)+T3;
Rho=P1/(r*T1);
Qm=Rho*Qv;
%Puissancesetrendements
%Sectioncompresseur-----
Wc=Cpa*(T2-T1);
Pc=Wc*Qm;
%Sectioncombustion-----
mc=((Qm*((Cpg*T5)-(Cpa*T4)))/(Pci*nicc-(Cpg*T5)));
Pcc=mc*Pci;
%section turbine -----
Pu=(Qm+mc)*(Cpg*(T7-T8));
%Rendement
Rth=(Pu/Pcc),
%emissionns
AC=mc*f;

```