

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

Projet de Fin d'études
Pour l'obtention du diplôme de
Master en Optimisation des systèmes énergétiques
Thème

**Etude de l'influence des conditions ambiantes et l'injection
de la vapeur d'eau sur les performances d'une turbine a
gaz**

Dirigé par:

Pr.B.BOUMEDDANE

Réalisé par:

Mr.AIT ISSAD Azzedine

Mr.BENALI Walid

Promotion: 2016/2017

DEDICACES

A Nos chers parents
A Nos frères et sœurs.

REMERCIEMENTS

Nous exprimons nos sincères remerciements au bon dieu pour nous avoir donné la force pour arriver à ce niveau d'études.

Nous tenons à exprimer toute notre gratitude à notre directeur de mémoire Pr. B.BOUMEDDENE pour nous avoir fait bénéficier de son savoir-faire dans le domaine étudié et pour ses conseils et ses remarques objectives.

Nous remercions les membres de jury pour avoir accepté la soutenance de ce travail.

Nous remercions nos chers collègues Z.ASSEB et W.Akcha

Enfin Nous remercions tous ceux qui de loin ou de près nous ont aidé et encouragé.

ملخص

دور توربينات الغاز، في إنتاج الكهرباء والنفط، اتخذ بعدا خاصا في السنوات الأخيرة على الرغم من مزايا هذه المعدات، إن ارتفاع حساسيتها لتأثير درجة حرارة الهواء المحيط، الذي بدوره يختلف اختلافا كبيرا بين اليوم و الليلة، الصيف والشتاء، هذا يؤدي إلى نقصان في مردودية والاستطاعة المنتجة من طرف هذه الآلة، إن تحسين دورات هذه الآلات أصبح ضروري. لهذا الغرض أساليب مختلفة (التجديد، التبريد الوسيط، التسخين المسبق و حقن بخار الماء) تستخدم لتحسين أداء دورة توربينات الغاز. الدورة الأساسية لتوربينات الغاز التي تستعمل حقن البخار، (ستي)، يتمثل في إدخال أميات مناسبة من بخار الماء من خلال نقاط معينة في الدورة. والهدف الرئيسي من هذا العمل، الذي هو جزء من مشروع عنوانه "تقنيات متقدمة في المحالاة الرقمية و التطبيقات الترمو-حرارية" الذي يدخل في إطار تحضير رسالة الدكتوراه، هو وضع برنامج حساب تأثير ظروف البيئية وأثار حقن بخار الماء في غرفة الاحتراق على الخصائص الرئيسية لمختلف عمليات توربينات الغاز، حيث الضغط، الاحتراق والاسترخاء. بعد معرفة خصائص ومعايير التشغيل للتربينة، يعاد حساب الخصائص الأساسية لترتيب التربينة وذلك ثحن الكميات اللازمة من البخار. بينما، مردود الآلة يبقى مستقرا عندما تصبح درجة الحرارة أعلى من درجة حرارة المرجع، عن طريق حقن أميات مناسبة من بخار الماء. تبين النتائج المتحصل عليها أن طريقة الحقن بالبخار في غرفة الاحتراق تحسن الأداء و الخصائص الرئيسية للتوربينات الغازية. معطيات اختبار للتوربينات الغازية الصناعية مستعملة، نموذج رقمي، ودراسة نظرية مستعملة في التحقق من صحة النموذج المقترح. المقارنة بين نتائج المتحصل عليها ونتائج الاختبارات قدمت اتفاق جيد. من هذه المزايا المتحصل عليها، نوصي باستخدام هذا الأسلوب في الصناعة الهيدروأريونية. تكون هذه الدراسة قد ساهمت في اختبار تجريبي

RESUME

Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance (NPP), les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures.

Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire.

A cet effet différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. Le cycle de turbine à gaz injecté par la vapeur (STIG), consiste à introduire de quantités convenables de vapeur d'eau dans divers points donnés du cycle. L'objectif principal de ce travail, consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions de températures rudes dans le sud d'Algérie, par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. La méthode suggérée a été étudiée, analysée et comparée à un cycle simple.

Un code de calcul a été développé pour différents processus de turbine à gaz comprenant les effets, de la température de l'air ambiant, de l'humidité du climat, du taux de compression, des paramètres d'injection, de la température standard, et de la température de combustion avec et sans l'injection de vapeur. Les résultats obtenus, montrent que la méthode d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion améliore considérablement les performances de la turbine à gaz.

Des données d'essai d'une turbine à gaz industrielle largement utilisée dans le domaine des hydrocarbures, d'un modèle informatique et d'une étude théorique sont employées pour vérifier la validité de notre modèle proposé.

La comparaison des résultats obtenus par le programme à ceux de la littérature est en bon accord. A partir de ces avantages, nous recommandons l'utilisation de cette méthode dans l'industrie des hydrocarbures. Cette étude peut être confortée par un test expérimental.

Abstract

Analysis and improvement of gas turbine performances used under hard conditions by steam water injection in the combustion chamber.

In the past three decades, industrial gas turbines have gained more importance on the power generation systems, such as nuclear power plant (NPP) and the petroleum power plant.

Although the advantages of such equipment, high sensitivity to the influence of the ambient air temperature, which varies greatly between day and night, summer and winter, which the thermal efficiency of these machines is affected the improvement of these cycles are required. For this purpose different methods (regeneration, intermediate cooling, preheating and injection of steam water) were used to improve performance cycle gas turbine.

The steam injected gas turbine cycle (STIG) consists of introducing a high amount of steam at various points in the cycle. The main purpose of the present work is to improve the principal characteristics of gas turbine used under hard condition of temperature in Algerian Sahara by injecting steam in the combustion chamber. The suggested method has been studied, analyses and compared to a simple cycle. Efficiency, however, is held constant when the ambient temperature increases from ISO conditions to 50°C.

Computer program has been developed for various gas turbine processes including the effects of air ambient temperature humidity of the climate, pressure ratio, injection parameters, standard temperature, and combustion chamber temperature with and without steam injection.

Data from the performance testing of an industrial gas turbine, computer model, and theoretical study are used to check the validity of the proposed model. The comparison of the predicted results to the test data is in good agreement. Starting from the advantages, we recommend the use of this method in the industry of hydrocarbons. This study can be contributed for experimental tests.

NOTATION ET SYMBOLES

C_p	Capacité thermique massique isobare	(J/Kg k)
H	Enthalpie massique	(J/Kg K)
\dot{m}	Débit massique	(Kg/s)
P	Pression	(bar)
P	Puissance mécanique	(Wet)
PCI	Pouvoir calorifique du gaz nature	(J/Kg k)
Q	Quantité de chaleur	(J/Kg)
\dot{Q}	Flux de chaleur	(W)
R	Constant de l'air	(J/Kg k)
T	Température	(°C,K)
W	Travail	(J/Kg)
S	section de passage d'air.	(m ²)
V	vitesse d'entre d'air.	(m/s)
ρ_{air}	Masse volumique d'air.	(kg/m ³)
Δp	chute de pression	(bar)
C_{sp}	consommation spécifique	(kg/wet)
f	<i>rapport carburent/comburent</i>	

Symboles grecs

η	Rendement	
τ	Taux de compression	
γ_{air}	Coefficient polytropique d'air	
γ_{gb}	Coefficient polytropique des gaz brûlé	
Φ	humidité Relative	
w	humidité spécifique	

Les indices

Ad	adiabatique	
A	L'air	
C-C	Chambre de combustion	
ATMO	atmosphérique	

Abréviation

AC	Compresseur de l'air	
C-C	Chambre de combustion	
TG	Turbine à gaz	
HRSG	Chaudière de récupération	

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE 3 : ETUDE THERMODYNAMIQUE

Tableau 3. 1. Les principaux constituants du gaz naturel et leur proportion volumique molaire.....	30
--	----

CHAPITRE 4 : INFLUENCE DES CONDITIONS CLIMATIQUES SUR LES PERFORMANCES DE LA TG

Tableau 4. 1. La variation des performances de la TG en fonction de la température ambiante	41
Tableau 4. 2. Variation des performances de la TG en fonction de la pression atmosphériques	46
Tableau 4. 3. L'effet de L'humidité sur les performances de la TG	59

CHAPITRE 5 : INJECTION DE VAPEUR

Tableau 5. 1. Les produits de la combustion dans la TG	61
Tableau 5. 2. La variation de la température adiabatique de combustion en fonction de taux d'injection de la vapeur	64
Tableau 5. 3. L'influence de l'injection de vapeur sur les différentes performances	71

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE 1 : Etude bibliographique

Figure 1.1. Turbine à gaz de 35.75 MW	3
---	---

CHAPITRE 2 : Turbine à gaz

Figure 2. 1. Les éléments de la turbine à gaz.	21
Figure 2. 2. Classification des turbines à gaz.	22
Figure 2. 3. Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.	23
Figure 2. 4. Mode de travail	23
Figure 2. 5. Représentation de cycle fermé et ouvert.	24
Figure 2. 6. Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.	25

CHAPITRE 3 : Etude thermodynamique

Figure 3. 1. Cycle énergétique T_H d'une turbine à gaz	28
Figure 3.2b. Diagramme (P-v)	28
Figure 3. 2a. Diagrammes (T-s)	28
Figure 3. 3. La transformation réelle du cycle de Brayton	32

CHAPITRE 4 : Influence des conditions climatiques sur les performances de la TG

Figure 4. 1 variation de la masse volumique en fonction de la température ambiante.	35
Figure 4. 2. Variation du débit massique en fonction de la température ambiante	35
Figure 4. 3. Travail consommé par le compresseur en fonction de la température ambiante ..	36
Figure 4. 4. Variation de la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.	37
Figure 4. 5. La variation de débit de combustible en fonction de la température ambiante. ...	38
Figure 4. 6. La variation de rapport f (combustible/aire) en fonction de la température ambiante.	38
Figure 4. 7. Variation du travail de la turbine en fonction de température ambiante.	39
Figure 4. 8. Variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante.	40
Figure 4. 9. Variation de la consommation spécifique en fonction de la température ambiante	40
Figure 4. 10. Variation de rendement théorique en fonction de la température ambiante.	41
Figure 4. 11. La variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude du site.	43
Figure 4. 12. Variation de la masse volumique en fonction de la pression atmosphérique	44
Figure 4. 13. : Variation du débit massique en fonction de la pression atmosphérique	45
Figure 4. 14. Variation de la puissance utile en fonction de la pression atmosphérique	45
Figure 4. 15. diagramme psychométrique d'air	48
Figure 4. 16. Variation de l'humidité spécifique en fonction de l'humidité relative	50

Figure 4. 17. Variation de la masse volumique de l'air humide en fonction de l'humidité relative.....	50
Figure 4. 18. Variation du débit massique de l'air humide en fonction de l'humidité relative	51
Figure 4. 19. L'influence de l'humidité relative sur le travail de compression	52
Figure 4. 20. Variation du Q_{cc} en fonction de l'humidité relative	53
Figure 4. 21. Variation du facteur de débit en fonction de l'humidité relative	54
Figure 4. 22. Variation du travail de la turbine (détente) en fonction de l'humidité relative ..	55
Figure 4. 23. Variation du travail utile en fonction de l'humidité relative	56
Figure 4. 24. Variation de la puissance utile en fonction de l'humidité relative	56
Figure 4. 25. Variation du rendement théorique en fonction de l'humidité relative.....	57
Figure 4. 26. Variation de la consommation spécifique en fonction de l'humidité relative	58

CHAPITRE 5 : INJECTION DE VAPEUR

Figure 5. 1. Niveaux combinés globaux des émissions de CO et NOx.....	60
Figure 5. 2. Cycle injection de vapeur.....	62
Figure 5. 3. variation de la fraction débit combustible/débit d'air en fonction de taux d'injection de la vapeur	65
Figure 5. 4. Variation de la quantité de chaleur fournie au niveau de la CC en fonction de taux d'injection de la vapeur	66
Figure 5. 5. Variation du travail de la turbine en fonction de taux d'injection de la vapeur ...	67
Figure 5. 6. Variation du travail utile en fonction de taux d'injection de la vapeur	67
Figure 5. 7. Variation du puissance utile en fonction de taux d'injection de la vapeur	68
Figure 5. 8. Variation du rendement théorique en fonction de taux d'injection de la vapeur..	69
Figure 5. 9. Variation du consommation spécifique en fonction de taux d'injection de la vapeur	69
Figure 5. 10. Variation de l'émission de NOx en fonction de taux d'injection de la vapeur...	70

TABLE DE MATIERES

DEDICACES	i
REMERCIEMENT	ii
ملخص.....	iii
RESUME.....	iv
Abstract	v
NOTATION ET SYMBOLES	vi
LISTE DES TABLEAUX.....	vii
LISTE DES FIGURES.....	viii
TABLE DE MATIERES.....	x
INTRODUCTION GENERALE.....	1

CHAPITRE 1: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction :	3
1. 2 Historique de création et de développement de la TG :	4
1.3 Etat de l'art :	7
1.3.1 Turbine à gaz et amélioration de ses performances :	7
1.3.2 Cycle combiné :.....	11
1.3.3 Injection de vapeur	14
1.4 Conclusion :.....	17

CHAPITRE 2: TURBINE A GAZ

2. 1 Introduction :	18
2.2 Considérations de conception de la turbine à gaz :	18
2.3 Généralités sur les turbines à gaz :	19
2.3.1 Turbine à gaz :.....	19
2.3.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :	25
2.4 Avantages et inconvénients des turbines à gaz :.....	26

CHAPITRE 3: CYCLE THERMODYNAMIQUE

3.1 Cycle Thermodynamique :	27
3.2 Cycle de Brayton :	28
3.2.1 Cycle idéal de Brayton :.....	28

3.2.2 Analyse thermodynamique du cycle de Brayton idéal :	29
3.2.4 Cycle Brayton réel :	31
CHAPITRE 4: INFLUENCE DES CONDITIONS CLIMATIQUES SUR LES PERFORMANCES DE LA TG	
4.1 Introduction :	33
4.2 Facteurs extérieurs :.....	33
4.3 La température ambiante :	33
4.4 La pression atmosphérique :.....	33
4.5 Humidité Relative :.....	33
4.6 Les facteurs intérieurs :.....	33
4.7 Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz :	34
4.7.1 Introduction :.....	34
4.7.2 Variation de la densité d'air en fonction de la température ambiante :	34
4.7.3 :L'effet de la température ambiante sur le débit massique de l'air	35
4.7.4 :L'effet de la température ambiante sur le travail consommé par le compresseur... 36	
4.7.5 :L'effet de la température ambiante sur la quantité de chaleur dégagé Q_{cc}	36
4.7.6 L'effet de la température ambiante sur le débit de combustible injecté :	37
4.7.7 : La fraction débit de combustible sur débit d'air :.....	38
4.7.8 :L'effet de la température ambiante sur le travail de la turbine W_t :	39
4.7.9 L'effet de la température ambiante sur la puissance utile :	40
4.7.10 :L'effet de la température ambiantes sur la consommation spécifique :.....	40
4.7.11 :L'effet de la température ambiante sur le rendement théorique de la turbine :	41
4.7.12 Conclusion :	41
4.8 L'effet de la pression atmosphérique sur les performances de la turbine à gaz	42
4.8.1 Introduction :.....	42
4.8.2 : Variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude du site	42
4.8.3 : Formule internationale du nivellement barométrique.....	43
4.8.4 : Variation de la masse volumique et le débit massique en fonction de la pression atmosphérique	44
4.8.5:Influence de la pression atmosphérique sur la puissance utile :	45
4.8.6 : Conclusion	46
4.9 L'effet de l'humidité relative sur les performances de la turbine à gaz :	47
4.9.1 Introduction :.....	47
4.9.2 Caractéristique de l'air humide :	48

4.9.3 Etude thermodynamique du cycle de Brayton en régime humide :	49
4.9.4 Variation de l'humidité spécifique en fonction de l'humidité relative :	49
4.9.5 Variation de la masse volumique de l'air humide en fonction de l'humidité relative :	50
4.9.6 : Variation du débit massique de l'air humide en fonction de l'humidité relative...	51
4.9.7 L'influence de l'humidité relative sur le travail de compression :	51
4.9.8 L'influence de l'humidité relative au niveau de la chambre de combustion :	52
4.9.9 L'influence de l'humidité relative sur le travail de détente :	54
4.9.10 L'influence de l'humidité relative sur le travail et la puissance utiles :	55
4.9.11 L'influence de l'humidité relative sur le rendement théorique.....	57
4.9.12 L'influence de l'humidité relative sur la consommation spécifique :.....	57
5. conclusion :	58

CHAPITRE 5: INJECTION DE VAPEUR

5.1 Introduction :	60
5.2 Production des polluants atmosphériques :	61
5.3. Injection de vapeur dans l'amont de la chambre de combustion.....	62
5.3.1 Description :	62
5.3.2 Etude du cycle simple de la turbine a gaz avec injection de vapeur :	63
5.3.3 L'influence de l'injection de la vapeur sur les performances de la turbine à gaz....	68
5.3.4 L'effet de l'injection de la vapeur d'eau sur l'émission du NO _x	70
5.4 Conclusion :	71
CONCLUSION GENERALE	72
ANNEXE	74
BIBLIOGRAPHE.....	78

INTRODUCTION GENERALE

Les turbines à gaz (TAG) ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté [1-14].

Actuellement pour solutionner le problème, compte tenu des régions d'exploitation, on procède, lors du projet, au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées. Certes, ce moyen assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance puissent être améliorés, en ajoutant des composants supplémentaires à un cycle simple [15-18].

A cet effet différentes méthodes (régénération [19-22], refroidissement intermédiaire [23-32], préchauffage [33-38] et injection d'eau [39-43] ou de vapeur d'eau [44-51]) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter les performances et la puissance spécifique comparée à un cycle sec de turbine à gaz. L'addition de l'eau ou de vapeur d'eau dans le cycle de turbine à gaz aide également à la diminution des émissions à l'échappement.

La méthode d'injection de vapeur à l'amont de la chambre de combustion d'une turbine à gaz (STIG cycle) a été étudiée et appliquée.

L'augmentation de la puissance spécifique est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la chambre de combustion. L'injection de vapeur a été employée dans des turbines à gaz aussi pour réduire les émissions NOx [52-58]. La quantité de vapeur produite dans le HRSG dépend du débit d'eau d'alimentation et des conditions de fonctionnement de la chaudière.

Pour cela le processus de combustion dans la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de vapeur d'eau. Celle-ci a été injectée à l'amont de la chambre

de combustion. La méthode la plus commune pour améliorer le rendement de la turbine à gaz du cycle simple consiste à employer la chaleur des gaz d'échappement pour produire la vapeur surchauffée à injecter. L'augmentation du rendement et de la puissance à la sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine.

L'objectif principal de notre travail consiste en l'amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans des conditions climatiques rudes du sud Algérien, tels que la variation de la température ambiante et l'humidité par des quantités appropriées de vapeur d'eau à injecter à l'amont de la chambre de combustion.

Un programme de calcul, basé sur les relations analytiques des différents processus d'une turbine à gaz, a été établi pour une gamme de taux de compression et de température de combustion en considérant les propriétés thermodynamiques du fluide moteur variables en fonction des paramètres de pression et de la température.

Le présent travail est réparti en cinq chapitres :

- Le premier chapitre donne une vue rapide et une recherche bibliographique sur la turbine à gaz.
- Le deuxième chapitre traite les différents aspects de la turbine à gaz.
- Le troisième chapitre se concentre sur l'étude thermodynamique.
- Le quatrième chapitre se base sur les influences des conditions ambiantes sur les performances de la turbine à gaz.
- Le cinquième chapitre s'intéresse à l'injection de vapeur dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. La méthode de STIG (Steam Turbine Injection Generator).

1.1 Introduction :

La turbine à gaz (figure 1) est une machine productrice de puissance mécanique, mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiante telles que la température de l'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine a volume constant, sa puissance proportionnelle au débit d'air passant qui est directement proportionnel à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa production quand elle est installée dans des climats chauds ou pendant les jours chauds de l'année .une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique .par conséquent que leur capacité de conséquence. Les turbine à gaz fonctionnant sous climat chaud non seulement produisent moins de puissance que leur capacité de conception, mais consomment également plus de carburant [60 ;61]. Solon McCracKen [62], la puissance d'une turbine à gaz diminue de 25-35 % en été et sa consommation de carburant augmente d'un moyen de 6 %.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiante sur le rendement de la turbine à gaz, mais les deux méthodes les plus communs sont celles du refroidissement d'air à l'admission et l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion [63 ;64]. Le refroidissement de l'air à l'admission typiquement augmente le rendement de la turbine à gaz de 10-18 % pour chaque 10 C de diminution de la Température de l'air d'admission [63].

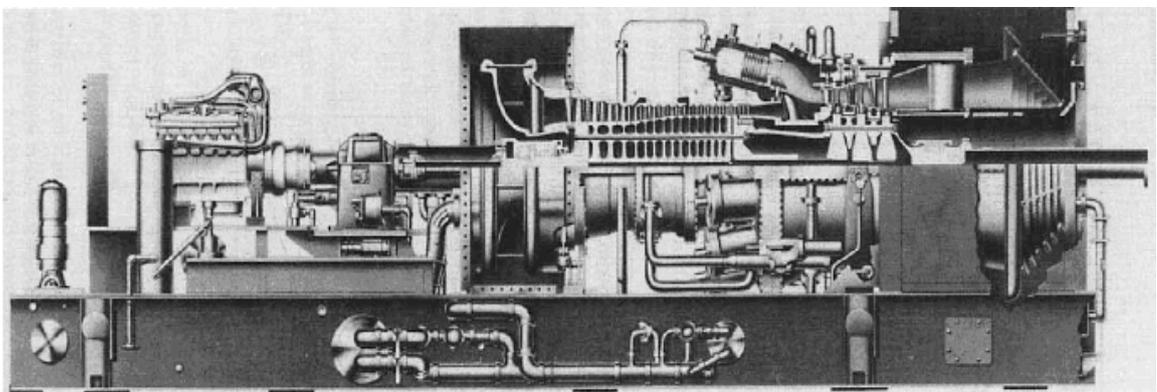


Fig 1 . Turbine à gaz de 35.75 MW [48]

Figure 1.1. Turbine à gaz de 35.75 MW

1. 2 Historique de création et de développement de la TG :

En 1791, en Angleterre, **John Barber** a inventé la première véritable TG au niveau mondial. Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une TG moderne, qui utilise le cycle Thermodynamique. Les éléments principaux de l'installation sur plan, sont constitués d'une Chaîne d'entraînement d'un compresseur, une chambre de combustion et une TG de détente [66].

En 1861, **MENNONS** a écrit un brevet d'une TG dont la conception se rapproche des TG modernes à circuit ouvert. Un compresseur centrifuge et une turbine radiale, les deux à un seul étage, un récupérateur de chaleur et une chambre à combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.

En 1884, **PARSONS** a employé le compresseur et la turbine, chacun comportant plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvaient être refroidies par une circulation interne d'eau.

A : Les cinquante premières années du 20^{ème} siècle

En 1903, l'ingénieur norvégien **Aegidius Elling** a réussi à dépasser l'étude théorique pour la construire première TG à cycle simple d'une puissance nette de 8,1 kW et d'une température d'entrée de turbine (TET) à 400 °C [67, 68]. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la TG a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée d'un étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux. Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la TG, les gaz de combustion passaient à travers un échangeur de chaleur (eau/gaz) pour se refroidir et produire de la vapeur d'eau. Par la suite, le mélange de combustion refroidit et la vapeur est envoyée dans la turbine. On peut dire que l'idée d'**Elling** était en avance sur son temps, en plus, pour la technique de réduction du travail de compression, il a incorporé le concept de refroidissement intermédiaire et mis également en place l'injection de vapeur.

En 1905 à Berlin-Weissensee l'ingénieur **Franz Stolze** a testé la première installation complète d'une centrale énergétique dans le monde de conception axiale. Ce travail a été fait en parallèle avec celui d'**Elling**. **Franz Stolze** pour le développement de son idée, a obtenu une récompense en 1899 pour sa TG construite en 1873. Cette dernière a une puissance nette d'environ 150 kW, une seule chambre de combustion, un récupérateur et plusieurs étages dans la turbine (15 étages axiaux) ainsi que dans le compresseur (10 étages axiaux) [69].

Une autre turbine ayant une importance historique, a été développée par **Charles Lamale** et **Rene Armengaud** cette turbine, constituée d'un compresseur centrifuge à 25 étages avec trois tubes de refroidissement intermédiaire, a été construite pour l'entreprise BBC par l'ingénieur français **August Rateau** durant les années **1905-1906**. La turbine est d'une conception de deux étages à impulsion axiale. L'unité conçue pour produire 298,4 KWatt avec TET de 400°C et le taux de compression (τ) de 3 avait une efficacité de cycle de seulement (2÷3)%, et ce, parce que le compresseur consommait 248,69 KWatt [66].

Parmi les problèmes rencontrés au début du développement de la technologie de la TG, celui associé au fait que la section de compression consommait une quantité d'énergie importante produite dans la section turbine, car on maîtrisait mal, les phénomènes aérodynamiques des aubes et les frottements mécaniques des paliers dans le compresseur et la turbine. Durant la période **1920-1930**, beaucoup d'efforts ont été fournis pour le développement de l'efficacité du compresseur axial et plus particulièrement au niveau de l'entreprise BBC. Les travaux de **Ludweig Prandtl** en Allemagne, un des pionniers du monde dans le domaine de l'aérodynamique sur le développement des théories des profils minces et compacts, ont servi au développement de la théorie aérodynamique sur les turbocompresseurs [70].

La première TG mondiale génératrice de puissance électrique, qui a été une réussite, a été développée par la BBC et mise en exploitation commerciale à Neuchâtel, en Suisse en **1939** [71]. Elle est composée d'un arbre, avec un compresseur axial doté de (23) étages, une chambre de combustion et une turbine axiale de (07) étages. Cette TG possède une TET de 550 °C, taux de pression ($\tau= 4,4$), une capacité de production d'électricité de 4 MW et un rendement de 17,4% [70, 71]. Le compresseur axial consomme environ 74% de l'énergie produite par la turbine et les rendements adiabatiques du compresseur et de la turbine ne sont respectivement que de 85 et 88%. En 1988, ASME a déclaré que la TG de Neuchâtel était le lieu historique international de génie mécanique [71].

B : La seconde moitié du 20ème siècle

Durant la période **1950-1960**, les matériaux à haute température étaient disponibles pour permettre une température d'entrée de turbine sensiblement élevée. Durant les années 1960, des efforts ont été consacrés à l'augmentation de la TET pour améliorer l'efficacité du cycle de Brayton. Par exemple, en **1961**, **Westinghouse** a construit sa turbine à gaz W191 d'une puissance 18 MW à TET de 788 °C et d'une efficacité du cycle à 25,4% [66]. Il y avait

aussi une poussée agressive pour le développement de systèmes à cycle combiné dans les années 1960 afin d'améliorer l'efficacité globale des installations de TG. **Westinghouse** a mis en exploitation sa TG **Power Station** W301, à San Angelo aux États-Unis en 1967, d'une puissance de 25 MW avec TET à 788 °C, et d'une efficacité à cycle combiné de 39%, qui a été considérée comme le taux le plus élevé aux États-Unis pendant des années [66]. Les effets de la TET et du taux de pression sur le rendement du cycle combiné sont clairement exposés dans la littérature [66, 72,73, 74]. Cette approche est destinée à optimiser les TG pour un travail spécifique maximal. Au milieu des années **80**, les principaux fabricants de TG ont commencé à développer les types industriels classe -F avec une TET à 1260 °C ou plus, qui ont été commercialisées dans le début des années **1990**. Ce développement a été pour beaucoup dans l'amélioration des performances de ces turbomachines.

La première machine de série F (GE7F) a été installée par GE à Virginia Power Station Chesterfield n°7 en 1990 et avait un rendement de 45,2 % pour une TET de 1260°C, avec une puissance totale de 214 MW en cycle combiné, et de 150 MW à 34,5% en cycle simple [75].

Une autre machine, de modèle 501F, élaborée conjointement par Westinghouse, Mitsubishi Heavy Industries et Fiat Avio, qui est devenue opérationnelle en 1993, avec une même TET 1260 °C et une puissance de 160 MW, une efficacité du cycle de 35,6% et 51,7%, dans des applications à cycle simple et combiné, respectivement [66].

Au début des années **90**, le ministère de l'énergie des États-Unis, en partenariat avec les principaux fabricants de TG, les universités et les laboratoires nationaux, a lancé un programme visant à développer les **SAT**. L'un des objectifs principaux, est d'aller vers l'efficacité du cycle combiné à 60% [64, 67, 76, 77, 78].

En **1999-2000**, Vision-21 programme a été lancé par le ministère de l'énergie des États-Unis pour développer les installations de production flexible en carburant avec les principaux objectifs suivants:

- Les systèmes à base de charbon doivent atteindre une efficacité de 60% ;
- Les systèmes en gaz naturel doivent atteindre une efficacité de 75% ;
- Près de zéro les émissions de soufre, de NOx, de particules, et la réduction de 100% de CO2 à la sortie [79]. Ce programme vise à introduire des technologies avancées jusqu'à l'horizon 2015.

Depuis le début du développement historique de la technologie des TG, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits. (Tableau 1 dans l'annexe donne un résumé sur l'historique de la turbine à gaz)

1.3 Etat de l'art :

1.3.1 Turbine à gaz et amélioration de ses performances :

Ces dernières années, plusieurs recherches ont été menées pour améliorer les performances des TG en utilisant le refroidissement de l'air d'admission, ce qui confirme ses avantages, on peut citer les travaux suivants :

Alhazmy et al [65] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de TG lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur. Le refroidissement de l'air de 3 à 15 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets à récupérer partiellement l'eau de pulvérisation. Il existe différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

Mohsen et al [80] ont étudié l'amélioration des performances d'une installation à TG et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps, ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, les limites de la capacité d'utilisation d'un refroidisseur par évaporation, sur simple cycle de la TG de type ouvert indiqué dans la Figure 1-3. Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation. Ils ont démontré que le refroidissement par évaporation est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%.

Majed et al [81] ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la TG. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par

pulvérisation d'eau. Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des TG fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide. Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air, sont dépendantes du temps. Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la TG. L'amélioration d'exécution est calculée, pour les températures ambiantes, de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%) avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de TG ABB-11D5 dans les conditions humides et chaudes de Jeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation.

Amir et al [82] ont étudié le refroidissement par évaporation déshydratant pour l'amélioration des performances d'installations de la TG, ils ont fait une comparaison entre l'amélioration des performances obtenues par la méthode proposée et ceux des autres systèmes de refroidissement par évaporation (direct et indirect), dans des conditions climatiques différentes. Ils montrent que la technique de refroidissement par évaporation déshydratant, au moins pour les climats chauds et humides, est plus efficace que les autres techniques de refroidissement par évaporation.

Hosseini et al [83] ont présenté une modélisation du système de refroidissement par évaporation installé dans les TG de la Fars (Iran) de la centrale à cycle combiné. Dans ce modèle, différents paramètres de conception tels que la vitesse d'entrée de l'air, la forme géométrique, la taille et l'épaisseur des médias, ont été pris en considération. L'analyse des résultats montre, que pour un nombre constant de Prandtl, l'efficacité du refroidisseur diminue et la chute de pression augmente, de même que la vitesse d'air entrant. La baisse du taux d'évaporation de l'eau et la température du refroidisseur a été calculée, et les effets de la température de l'humidité relative et la pression de l'air ambiant ont été étudiés. Les résultats pratiques et analytiques de cette étude, montrent que la TG du Fars à cycle combiné, pour une température ambiante de 38 °C avec 8% d'humidité relative, la puissance augmente de 11 MW, tandis que la température de l'air d'admission chute d'environ 19°C, avec l'installation du refroidissement par évaporation. En raison de l'augmentation annuelle d'électricité de 5280

MWh et compte tenu de 2,5 cents / kWh le prix de vente d'électricité excédentaire générée, durant la période de récupération obtenue est d'environ quatre ans. Dans cette étude, une simulation numérique a été utilisée par **Beshkani** et al [72], le modèle est amélioré en utilisant différentes conditions aux limites dans le sens de la hauteur du canal d'air humide. Les aspects économiques de refroidissement de l'air d'admission de TG de la centrale de Fars sont étudiés, la chute de température, le taux d'évaporation et l'augmentation de la puissance sont étudiés pour différentes températures ambiantes et humidités relatives.

Kadi et al [84] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la TG (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des TG avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les TG peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des TG ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante.

Bouam et al [61,62,63] ont fait une étude pour développer un cycle simple avec l'utilisation de l'énergie des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour améliorer les performances de la TG, pour cela, ils ont proposé un cycle simple avec l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Ils ont réalisé un programme de calcul et d'analyse de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TG. Les résultats obtenus montrent que la puissance utile et le rendement d'une TG se stabilisent, quand une quantité précise de vapeur d'eau est injectée lors de la variation de la température ambiante.

Jaber et al [85] ont réalisé une étude sur l'influence de l'apport d'air de refroidissement sur le rendement de la TG, une comparaison entre l'utilisation de différents systèmes de refroidissement, tels que le refroidissement par évaporation et le refroidissement par serpentin. Ils ont exécuté un modèle de simulation informatique pour les systèmes utilisés

et développés afin d'évaluer la performance de la TG étudiée à la centrale électrique de Marka, (Amman, Jordanie). Les caractéristiques de performance sont étudiées pour un ensemble de paramètres réels de fonctionnement, les résultats obtenus ont prouvé que le système de refroidissement par évaporation, est capable d'amplifier la puissance et d'augmenter l'efficacité de la TG étudiée, d'une meilleure manière que le système de refroidissement par serpentin dû à sa consommation de puissance élevée exigée pour couvrir l'unité de réfrigération de vapeur.

Néanmoins, il fournit le plein contrôle sur les conditions d'admission de la température indépendamment du taux d'humidité.

Garooi et al [86] ont étudié l'effet de refroidissement de l'air d'admission sur le rendement des TG. Leurs travaux montrent que, le travail net et l'efficacité augmenteront de 6-10% et de 1-5% respectivement, pour chaque diminution de 10 °C de la température d'admission, puisque, le coefficient de performance du cycle de réfrigération d'absorption est faible, avec un taux de haute pression dans une simple TG et un taux de basse pression dans la régénératrice de la TG.

L'énergie des gaz d'échappement ne peut pas fournir toute l'énergie thermique nécessaire pour le cycle de réfrigération. Les résultats prouvent que, quand un éjecteur est inclus dans le cycle de réfrigération, il a besoin d'une source externe d'énergie pour le cycle de réfrigération.

Is'haq [87] a présenté une étude sur les performances de deux TG, une à un arbre et une autre à deux arbres, avec deux méthodes de refroidissement de l'air d'entrée qui leurs sont appliquées.

Ces deux méthodes sont la réfrigération par compression de vapeur et la réfrigération par absorption de vapeur. Il a utilisé le principe de la thermodynamique pour analyser les deux méthodes de réfrigération et de leur comportement dans différentes conditions de fonctionnement. Les résultats de simulation obtenus en utilisant le système de réfrigération à compression de vapeur ont donné une augmentation de puissance de sortie d'environ 27% et 20%, respectivement pour la TG à un arbre et la Tag à deux arbres, et ceci à une température ambiante de 50 °C. Les chiffres correspondants pour ces deux TG lors de la réfrigération par absorption de vapeur utilisée sont de 31,8% et de 26,7% respectivement. Il a été conclu dans cette étude que les deux méthodes de refroidissement sont techniquement réalisables.

Muthana et al [88] ont exécuté une étude sur les différentes modifications de régénération qui consistent à une intégration du système de régénération et d'un système d'évaporation d'eau dans le conduit d'entrée d'air de la TG (GT-85-2-H). L'objectif principal est d'améliorer l'efficacité thermique par régénération, en utilisant l'injection d'eau comme un moyen pour accroître sensiblement la puissance de sortie ainsi que l'efficacité. L'étude, qui repose sur l'essai avec la régénération et l'essai avec injection de l'eau dans l'entrée d'air du compresseur a donné les résultats suivants :

- La régénération améliore l'efficacité thermique d'environ 56%, due à la réduction de la consommation de carburant.
- La puissance de sortie réduit d'environ 20,67% en raison des pertes de pression qui se produisent à cause du système de régénération.
- La consommation de carburant spécifique est réduite d'environ 59%.

Rahim et al [89] ont effectué une étude sur les performances d'un système de refroidissement qui se compose d'une boucle externe d'eau froide couplée à l'entrée de la TG. L'analyse explique les changements des paramètres thermodynamiques, ainsi que les variables Économiques, telles que la rentabilité, le financement et la durée de vie du système, qui sont étendues aux composants de refroidissement, comme les réfrigérateurs, les pompes à eau et l'échangeur thermique. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'importance d'une analyse couplée, thermo-économiques dans le choix du système de refroidissement et des paramètres de fonctionnement.

Les résultats ont montré que l'amélioration de la puissance de sortie dépend du degré de refroidissement de l'air d'entrée au compresseur.

1.3.2 Cycle combiné :

Une centrale idéale de cycle combiné (CC) est une centrale qui a un rendement élevé dans les deux cas: charge totale et charge partielle, haute fiabilité, et elle est facilement et économiquement maintenue. Malheureusement, ces buts sont en conflit avec l'un et l'autre dans une certaine mesure. Par exemple, l'usine peut être conçue pour un rendement élevé, mais pour réaliser ce rendement plus élevé, plus d'argent doit être dépensé.

La déréglementation de l'industrie énergétique en Europe a mené à de nouvelles approches au financement et à la construction des centrales. Cette déréglementation du marché d'électricité/énergie a accéléré depuis que la directive d'Union Européenne 92/96 rentrée en vigueur [67]. Dans cet environnement, les approches de conception, de construction, et de fonctionnement sont "des besoins de base" et doivent être justifiées sur une base économique. L'article de Narula et al [67] a discuté la conception, les dépenses, et les considérations saillantes de réalisation de projet d'une usine de cycle combiné (CC) pour un marché dérégulé.

L'objectif de l'étude de Grace et al [68] était de démontrer la signification des décisions de conception des installations sur les performances et l'économie des centrales de cycle combiné, aussi bien l'utilisation des outils informatiques (logicielles) pour aider les réalisateurs à examiner et comparer rapidement les décisions de conception des installations. L'étude compare plusieurs options principales de conception des installations, y compris la conception du générateur de vapeur par récupération de la chaleur (HRSG), la resurchauffe, le refroidissement à l'admission. Les coûts de carburant, et les prix de l'électricité ont été également considérés dans chaque cas.

L'article de **Polyzakis** et al [69] a comme objectif l'optimisation d'une centrale de cycle combiné décrite et de la comparer à quatre cycles de turbine à gaz : cycle simple, cycle refroidi, cycle réchauffé, cycle réchauffé et refroidie. La centrale de cycle combiné proposée produirait une puissance de 300 MW (200MW de la turbine à gaz et 100 MW de la turbine à vapeur). Les résultats ont prouvé que la turbine à gaz réchauffée est la combinaison la plus souhaitable, principalement en raison de la haute température des gaz d'échappement de la turbine à gaz $EGT = 911.1 \text{ K}$ et un débit de vapeur de 83.54 kg/s résultant à un rendement thermique élevé du cycle de vapeur de 36.6% et un rendement globale de 53.5% . Le cycle optimal de la turbine à gaz (GT) mènera à une centrale de cycle combiné plus efficace, et ceci aura comme conséquence la grande économie. L'approche initiale adoptée est d'étudier indépendamment les quatre configurations théoriquement possibles du cycle de turbine à gaz et sur la base de combiner ces derniers avec le cycle simple de Rankine, l'arrangement optimum est trouvé. Une fois que la turbine à gaz est choisie, la prochaine étape est d'étudier l'impact de conception et des paramètres du cycle de vapeur sur les performances globales de la centrale, afin de choisir le cycle combiné offrant la meilleure installation.

Dans l'article de **Bassily** [70], le réchauffage du gaz avec récupération a été appliqué au cycle combiné réchauffé à trois pression, avec l'unité de TG exigeant deux turbines à gaz, récupérateur de gaz, et deux chambres de combustion. Le cycle régulier avec réchauffage et récupération de gaz a été modélisé comprenant un modèle détaillé du processus de combustion et de refroidissement de TG et une technique pour réduire les irréversibilités de son récupérateur de chaleur (HRSG Heat Recovery Steam Gas). Le cycle réchauffé et le cycle avec réchauffage et réduction des irréversibilités de récupérateur de chaleur (HRSG) ont été comparés au cycle simple. Les effets dans la variation de la température d'entrée turbine sur les performances de tout le cycle ont été présentés et discutés. Les résultats trouvés indiquent que le cycle avec réduction d'irréversibilité est de 1.9-2.15 % plus élevé dans le rendement et 3.5 % plus haut dans le travail spécifique que le cycle avec réchauffage, qui est de 3.3-3.6 % plus haut dans l'efficacité et 22-26 % plus haut dans le travail spécifique que le cycle simple. Le cycle simple réchauffé avec réduction d'irréversibilité est de 1.18 % plus haut dans l'efficacité que le cycle combiné à la même valeur de TIT. L'analyse économique a montré que l'application du réchauffage des gaz avec récupération pourrait résulter à une économie annuelle de 10.2 à 11.2 millions de dollars pour une unité de production de 339 MW à 348 MW en utilisant le cycle simple. La réduction des irréversibilités du HRSG du cycle avec réchauffage a pu avoir comme conséquence une économie additionnelle annuelle de 11.8 millions de dollars pour une unité de production de 439 MW employant un cycle réchauffé.

Une étude comparative et une analyse du premier et du second principe de thermodynamique des deux cycles combinés et turbine à gaz avec injection de vapeur avec et sans récupération (combined and recuperated and non-recuperated steam injected gas turbine cycles) est présentée dans l'article de **Yadav** et al [71]. L'analyse a été effectuée par le développement d'un code de calcul, qui est basé sur la modélisation des divers éléments de ces cycles. La turbine à gaz choisie pour l'analyse est MS9001H développé récemment par GE et un cycle à vapeur à trois pression réchauffé et muni d'un récupérateur générateur de vapeur. Ces auteurs ont observé que le cycle combiné est supérieur au cycle à vapeur injecté, cependant, l'espace se rétrécit vers l'augmentation du taux de compression et de la température d'entrée turbine. Des pertes détaillées d'énergie ont été présentées dans divers éléments du cycle combiné et cycle à vapeur injectés. Le rendement d'usine du cycle à injection de vapeur récupéré est supérieur au cycle sans récupération jusqu'au rapport de compression de 30 à une température d'entrée turbine $TIT = 1750K$. Les pertes d'énergie sont maximales dans la chambre de combustion suivie par des pertes dans le générateur de vapeur HRSG.

L'étude de **Alobaid** et al [72] décrit le développement et la recherche d'un modèle de simulation statique et dynamique et son application pour améliorer le récupérateur de chaleur (HRSG) d'une centrale de cycle combiné. Les modèles dynamiques de simulation à l'aide des ordinateurs puissants sont des outils efficaces pour étudier et comprendre les caractéristiques de fonctionnement des centrales, améliorer la conception, comprendre la stratégie de commande et les conditions opérationnelles. La récupération de la chaleur dans le générateur de vapeur (HRSG) est modélisée à l'aide d'un logiciel commercial de simulation appelé advanced process simulation software (APROS). Les résultats obtenus montrent un niveau très élevé d'exactitude et de fiabilité qui s'accorde aux données de conception. Par ceci le modèle de HRSG représente le vrai générateur de vapeur récupérateur de chaleur, afin d'avoir l'information fiable sur la production de l'électricité demandée. En plus de ceci le modèle de HRSG représente un outil efficace pour la future recherche, l'amélioration, et l'étude des paramètres d'optimisation des conditions de fonctionnement.

Une étude comparative de l'influence des différents moyens de refroidissement des aubes de turbine est faite par Sanjay et al [73] sur les performances thermodynamique de la centrale de cycle combiné. Sept arrangements impliquant l'air et la vapeur comme liquides réfrigérants sous des techniques de refroidissement de boucle ouverte et bloquée ont été étudiés. La boucle ouverte incorpore les techniques de refroidissement de convection internes, techniques de refroidissements en film et de transpiration. Ces auteurs ont constaté que la boucle de refroidissement de vapeur fermée offre plus de travail spécifique et par conséquent donne une valeur plus élevée de rendement de la centrale d'environ 60 %. Tandis que pour la vapeur de transpiration et le refroidissement en boucle ouverte, le refroidissement par convection interne de vapeur en boucle ouverte, le refroidissement à l'air de transpiration, le refroidissement à film de vapeur, et à film d'air, et le refroidissement par air en convection interne sont avérés rapporter des valeurs plus basses de rendement de l'installation par ordre décroissant par rapport au refroidissement de vapeur de la boucle fermée.

1.3.3 Injection de vapeur

La méthode de STIG (Steam Turbine Injection Generator) représente l'injection de la vapeur dans la turbine à gaz. La vapeur produite par le générateur de vapeur (HRSG) est injectée dans la chambre de combustion, et avec l'air du compresseur toutes les deux reçoivent l'énergie du carburant et toutes les deux se détendent à l'intérieur de la même turbine

pour amplifier la puissance de la turbine. Il convient de noter que la pression exigée de la vapeur injectée est obtenue à partir d'une pompe. Puisque l'ordre de grandeur du travail de pompage est 2-3 fois plus petit que celui du compresseur, la puissance net produite par la vapeur est beaucoup plus haute que celle de l'air en termes d'unité de masse d'écoulement. En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée qui est presque double de l'air et l'enthalpie de la vapeur qui est plus haute. Par conséquent, la méthode de STIG est une manière très efficace pour amplifier le rendement et la puissance nette des turbines à gaz.

Dans le papier de Penning [91] l'effet de l'injection de vapeur dans les systèmes de cogénération (production de la vapeur et de l'électricité) le cycle de Cheng est analysé au moyen d'un modèle qui est basé sur des schémas de construction et des données réelles disponibles. La validation du modèle avec des mesures montre la bonne concordance du comportement du modèle avec le comportement réel. Avec ce modèle, la flexibilité du système du cycle de Cheng est étudiée et l'injection de vapeur est analysée. Cette injection de vapeur montre qu'elle devrait seulement être appliquée quand la vapeur excessive doit être produite pour satisfaire la demande en électricité. Bien que l'analyse soit basée sur une situation existante, les modèles développés et les calculs peuvent facilement être élargis à d'autres systèmes.

Dans l'étude de Wang et al [92] un simple cycle de Frame 7B GENSET de Taipower (Taiwan Power Company) a été considéré comme système de base et converti en système modifié avec les dispositifs de refroidissement d'air d'entrée compresseur ou/et d'injection de vapeur dans la chambre de combustion (STIG). Dans cette étude, un code de calcul été développé pour simuler le cycle simple. Sous le temps local moyen d'été, l'avantage d'ajouter le dispositif de STIG peut sensiblement améliorer le rendement de puissance allant de 52.14 à 85.56 MW et l'efficacité de production d'électricité de 29 à 37.24 %. La puissance maximum qui peut être atteinte par le système avec utilisation des deux dispositifs de refroidissement de l'air à l'admission et d'injection de vapeur est de 88.2 MW.

Dans l'étude de Yap et al [93], des calculs sont conduits pour des centrales de 5 MW. Les centrales considérées incluent les systèmes simples de turbine à gaz, systèmes de turbine à vapeur, systèmes de cycles combinés, et systèmes de turbine à gaz avec injection de vapeur (STIG) en utilisant des gaz de basses chaleurs calorifiques. Les augmentations de puissance dans quatre conditions ambiantes différentes sont calculées en utilisant le refroidissement par évaporation de brouillard à l'admission de la turbine à gaz. Comparons entre l'injection du

brouillard et l'injection de vapeur en utilisant la même quantité de la masse d'eau indique que l'injection de vapeur est moins efficace que l'injection de brouillard en augmentant le rendement et la puissance du cycle de turbine à gaz. L'injection maximale de vapeur réduit de manière significative le rendement et la puissance du cycle combiné. Cette étude indique que les performances de la turbine à gaz et le système de cycle combiné rempli de combustible par les carburants de basse capacité calorifique ont pu être très différentes du comportement du système de combustion avec le gaz naturel.

D'après Dempsey et al [95] l'injection de l'eau ou de la vapeur pour le contrôle de production de NO_x et la puissance délivrée peut avoir une influence sur la vie de la section chaude de la turbine et l'intervalle d'entretien des composants. Ceci est lié à l'effet de l'eau supplémentaire sur les propriétés du transport des gaz chauds. Une conductivité plus élevée du gaz, en particulier, l'augmentation de transfert thermique aux aubes, peut mener à une température plus haute du métal et durée de vie réduite de la partie chaude. L'impact de l'injection de vapeur sur le cycle de vie des aubes de turbine de HP de LM6000PC a été étudié par ces auteurs. La relation entre l'injection de la vapeur, le contrôle de la température d'admission de la turbine basse pression, la température du matériau des aubes, ont été analysées. Les résultats d'analyse peuvent être employés pour l'évaluation de l'impact de l'injection de vapeur sur le cycle de vie avec contrôle de la température limite.

Dans le papier de **Srinivas** et al [95] une évaluation thermodynamique a été effectuée pour un cycle combiné avec injection de vapeur (STIG). La vapeur de haute pression d'une turbine à vapeur est injectée dans la chambre de combustion à une pression plus élevée que la pression de combustion pour améliorer l'efficacité exégetique du cycle combiné. D'après ces auteurs, pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion de turbine à gaz la limite maximum de la quantité de vapeur injecté est identifié comme 6 kg /kg de carburant. L'injection de vapeur donne des avantages au cycle combiné à la pression élevée de réchauffage de vapeur et à la pression élevée d'admission de la turbine à vapeur. L'injection de vapeur dans la chambre de combustion permet la diminution des pertes exégetiques dans la chambre de combustion et dans la turbine à gaz réchauffée de 38.5 à 37.4 % a comparé au cas sans injection de vapeur dans la chambre de combustion.

Le cycle de turbine à gaz avec injection de vapeur (cycle de Cheng) est l'un des cycles thermodynamiquement efficace parmi les cycles combiné et beaucoup d'autres cycles améliorés. D'après Cheng et al [96] la meilleure performance du cycle de Cheng dépend du

choix de bons paramètres en termes du rapport de compression, température d'entrée turbine, et la simplicité dans la configuration du compresseur et rotor. Une chronologie est présentée par ces auteurs qui ont accentué les étapes prises pour développer ce cycle. Malheureusement, d'après ces auteurs, la combinaison des meilleurs paramètres pour le cycle de Cheng est rare parce que les turbines à gaz courantes sont conçues pour optimiser l'efficacité thermique des cycles combinés.

1.4 Conclusion :

Les techniques citées ci-dessus à savoir, cycle combiné, injection de brouillard et injection de vapeur sont parmi pleines méthodes existantes pour améliorer le cycle simple des turbines à gaz, qui reste la base de toutes les idées et innovations existantes dans ce domaine.

2. 1 Introduction :

Les turbines à gaz ont été utilisées pour produire la puissance mécanique pendant plusieurs années dans l'aviation et les centrales industrielles. Le concept est semblable à celui d'un moteur à combustion qui converti l'énergie d'un carburant en énergie mécanique, mais la différence c'est que le cycle de turbine à gaz fonctionne sans interruption au lieu des cycles alternatifs. Les composants de base d'une turbine à gaz sont un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Le fluide de fonctionnement (habituellement l'air) rentre dans le compresseur où le travail est ajouté pour le porter à une pression et une température plus élevées puis dans la chambre de combustion où il est brûlé avec du carburant pour élever les gaz à une température importantes. Les gaz sont alors détendus dans la turbine pour créer l'énergie mécanique, dont une partie est employé pour entraîner le compresseur qui est rigidement couplé à la turbine et la différence qui reste c'est la puissance nette du cycle.

2.2 Considérations de conception de la turbine à gaz :

La turbine à gaz est le moteur le plus adapté aux besoins actuels tels que : les coûts, le temps de planification et de réalisation, l'entretien, et les coûts de carburant. Elle a également le temps de réalisation le plus court, mais son inconvénient c'est le taux élevé de la chaleur utilisée néanmoins les nouvelles turbines sont parmi les types les plus efficaces.

La conception de n'importe quelle turbine à gaz doit répondre à des critères essentiels basés sur des considérations opérationnelles. Parmi ces critères on cite:

- Haute fiabilité et disponibilité élevée
- Rendement élevé

- Facilité de service
- Facilité d'installation
- Conformité avec les normes environnementales
- Flexibilité de satisfaire les divers besoins de service et de carburant

Les deux facteurs, qui affectent plus le rendement de la turbine à gaz, sont le rapport de pression et la température d'entrée. Le compresseur à écoulement axial qui produit la haute pression, a vu des améliorations dans le rapport de compression qui a été augmenté de 7:1 à 40:1.

2.3 Généralités sur les turbines à gaz :

2.3.1 Turbine à gaz :

a- Définition :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique.

b- Historique de la turbine à gaz

L'histoire nous raconte que l'idée de la turbine à gaz et la turbine à vapeur ont été initiées simultanément. En effet dès 1791, l'anglais John Barber a décrit d'autres source d'énergie (gaz, fluide) pour la turbine à vapeur, il inventa ce qui peut être considéré turbine à gaz ; le gaz est produit à partir du chauffage de charbon, mélangé avec l'air, comprimés et puis brûlée. Ceci produit un jet à grande vitesse appliqué sur les aubes de la roue de turbine. Avant l'idée de John Barber il y avait déjà en Giovanni Branca en 1629 avec " la turbine à vapeur avec impulsion", Leonardo da Vinci en 1550 avec "smoke mill" et Hero d'Alexandrie avec la turbine à vapeur a réaction, mais elles étaient justes des idées qui ont pu être transformé en machines à la fin du 19 siècle [7]. En 1914 Norman Davy énonça "la théorie de la turbine à gaz qui a été entièrement saisie par Barber à la fin du 18 siècle, et par Bresson au début du 19 siècle. Le succès de la turbine à gaz comme moteur thermique était contraint seulement par des limitations pratiques.

En 1808 John Dumball envisagea une turbine à plusieurs étages. Malheureusement son idée consista seulement en aubes mobiles sans la partie stationnaire pour faire tourner l'écoulement dans chaque étage. Là où il réalisa le besoin d'étage stationnaire entre chaque étage tournant, il lança le concept d'une turbine axiale.

À Paris en 1837, l'idée de Bresson était d'utiliser un ventilateur pour comprimer l'air qui va se mélanger avec le carburant dans la chambre de combustion. Les produits de combustion sont étai refroidis par l'addition de l'air en plus, et le produit final sert à entraîner les aubes de turbine.

En 1850, en Angleterre, Fernimough ajouta l'eau à la turbine à gaz, en laquelle de l'air est soufflé par une grille de charbon tandis que l'eau est pulvérisée dans les gaz chauds. Le mélange du gaz et de vapeur alors entraîne un rotor à deux aubes.

En 1872 Dr. Franz Stolze a pu combiner les idées de Barber et Dumball pour développer le premier compresseur axial conduit par une turbine axiale mais, il a pu construire sa machine juste en 1900.

La conception de Dr. Franz Stolze basée sur un compresseur axial à plusieurs étages, une chambre de combustion simple, une turbine axiale à plusieurs étages et un régénérateur utilisant des gaz d'échappement pour chauffer l'air du compresseur. Cette unité a été examinée entre 1900 et 1904, mais n'a jamais fonctionné avec succès [66].

Les idées de Bresson sont à la base du refroidissement à air, les idées de Fernimough sont à la base d'injection d'eau (pour l'augmentation de puissance et plus tard le contrôle du NOx), et les idées de Stolze ont mené la manière pour l'application des deux idées dans la conception de la turbine à gaz et le régénérateur pour l'amélioration de l'efficacité.

En 1884 il y avait le brevet de Charles Parsons pour la turbine à vapeur et turbine à gaz avec réaction, et en 1888, l'application de l'idée de Giovanni Branca pour la turbine à vapeur d'impulsion pour Charles de Laval's.

En 1895-1896 des variations dans les conceptions de la turbine d'impulsion ont été introduites par August C. Rateau, Charles Curtis, et Dr. Zoelly. L'expérience gagnée dans le développement des matériaux de turbines à vapeur est directement transférée aux turbines à gaz.

Dans toute la majeure partie de la première moitié du 20^{ème} siècle le développement de la turbine à gaz continua lentement. Des avancées ont été entravées principalement par des possibilités de fabrication et la disponibilité des matériaux de résistance à hautes températures pour l'usage dans les compresseurs, turbines, et dans la chambre de combustion.

En raison des limitations : des rapports de pression des compresseurs, températures d'entrée turbine, les rendements étaient faibles. Pour surmonter les limites de la température de la turbine, l'injection de la vapeur et de l'eau a été employée intensivement pour refroidir les matériaux de la chambre de combustion et de la turbine.

En 1905, la construction de la première unité de turbine à gaz par Brown Boveri qui a été installée dans une compagnie pétrolière près de Philadelphia. Cette unité a produit une puissance de 900 kilowatts d'électricité. Boveri brun a également construit le premier générateur d'électricité pour une centrale électrique à Neuchâtel en Suisse qui a été exposé en 1938. (Tableau 1 dans l'annexe A donné un résumé sur l'histoire de la turbine à gaz)[7].

c- Les éléments d'une turbine à gaz :

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments:

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

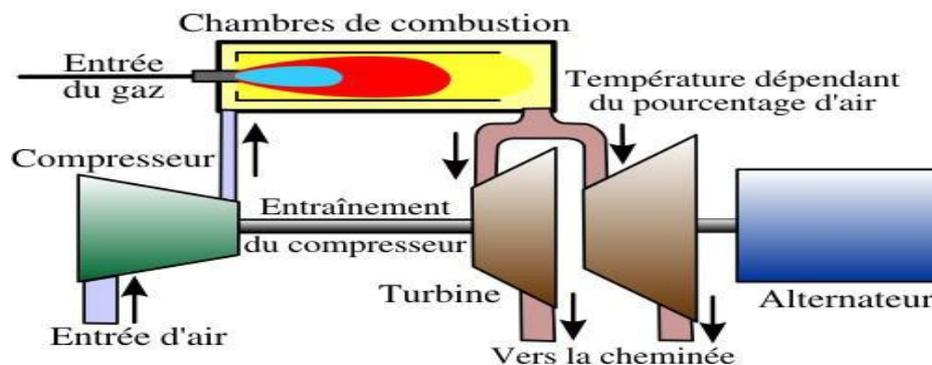


Figure 2. 1. Les éléments de la turbine à gaz.

d- Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

- Par le mode de travail.
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Par le mode de construction.

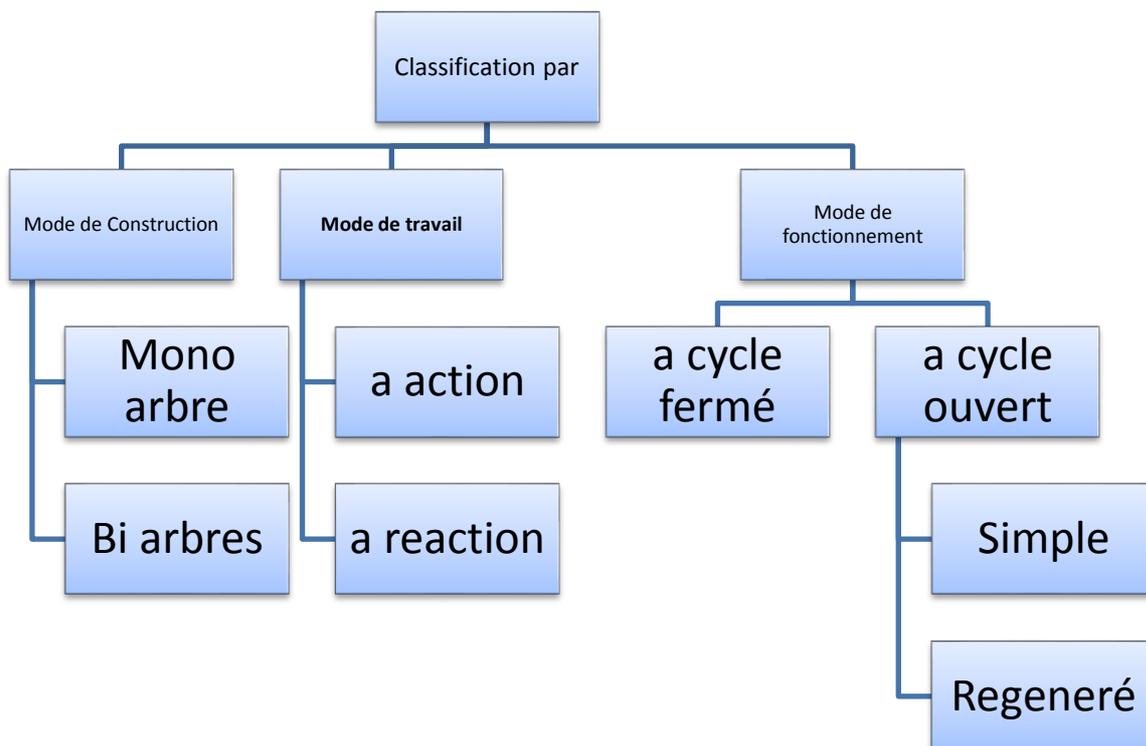


Figure 2. 2. Classification des turbines à gaz.

❖ par le mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (**bi-arbres**); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure

l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère (figure I.3).

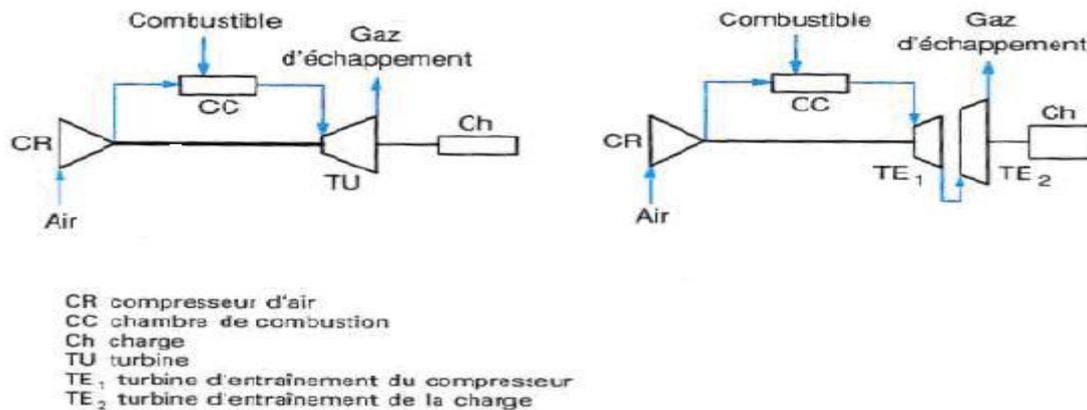


Figure 2. 3. Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.

❖ Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

- **Turbine à action**

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

- **Turbine à réaction**

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale

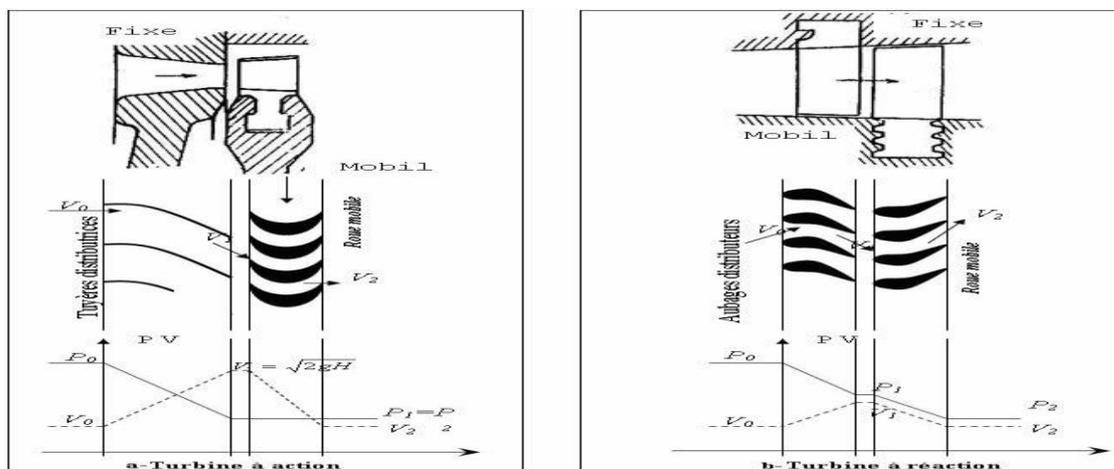


Figure 2. 4. Mode de travail

❖ Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- **Turbine à gaz à cycle fermé**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

- **Turbine à gaz à cycle ouvert**

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

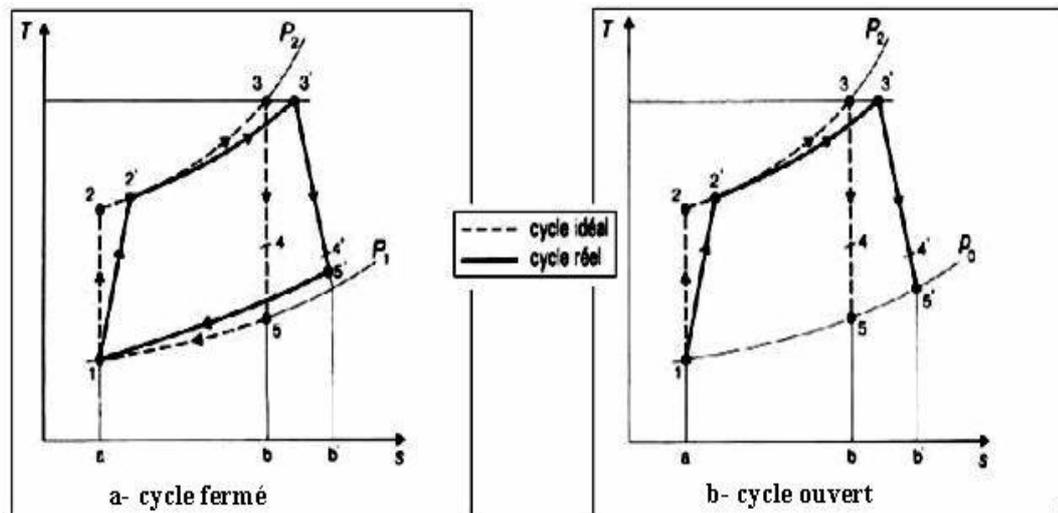


Figure 2. 5. Représentation de cycle fermé et ouvert.

Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- **Turbine à cycle simple**

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

- **Turbine à cycle régénéré**

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

2.3.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant.
- elle le comprime à une pression plus élevée.
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre coté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui à lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

La figure (1.6) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus

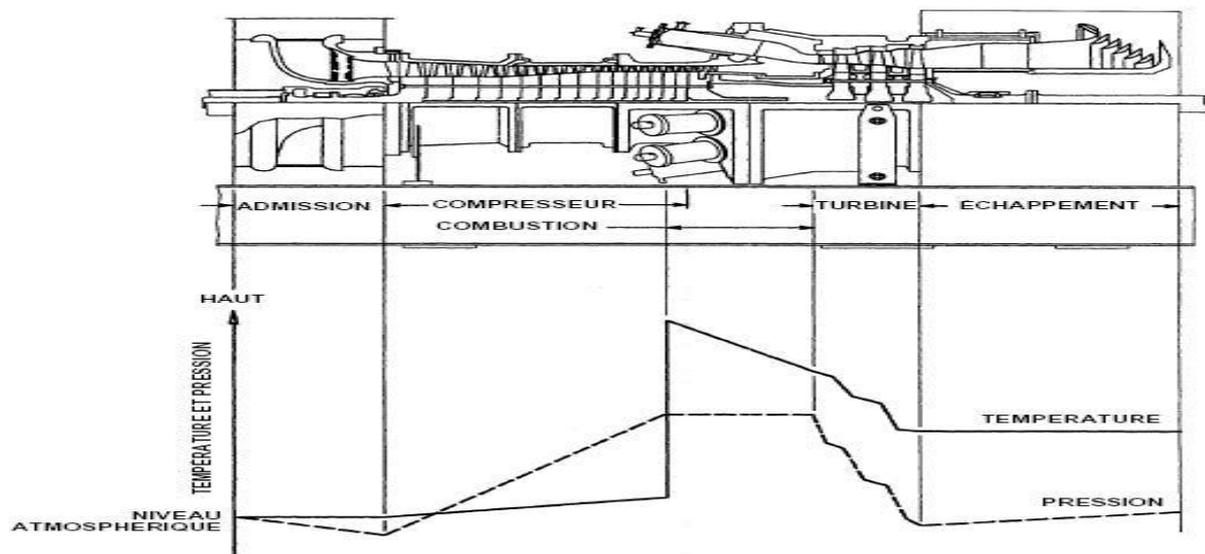


Figure 2. 6. Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

2.3.3 Domaines d'application des turbines à gaz :

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

❖ **Domaines fixes (utilisation industrielle) :**

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Entraînement des alternateurs.

❖ **Domaines mobiles :**

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

2.4 Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

• **Avantages :**

Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé;

A l'exception de 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 3000KW, prix d'installation 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.

3.1 Cycle Thermodynamique :

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 3.1 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.

Le schéma T-H permet l'analyse des cycles thermodynamiques parce qu'il indique la quantité de chaleur nécessaire pour réaliser un processus durant un cycle. Si on représente chaque processus par une courbe sur le schéma T-H, la zone située sous la courbe est la quantité de chaleur requise pour réaliser ce processus.

Chaque processus du cycle de Brayton peut être tracé sur le schéma T-H de la Figure 3-1. 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.

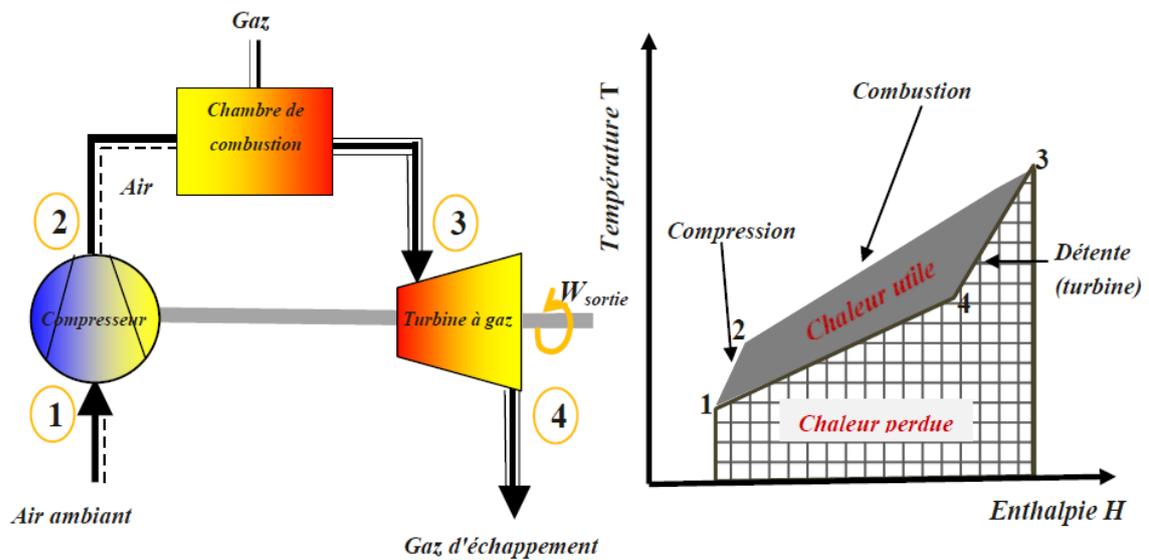


Figure 3. 1. Cycle énergétique T_H d'une turbine à gaz

3.2 Cycle de Brayton :

3.2.1 Cycle idéal de Brayton :

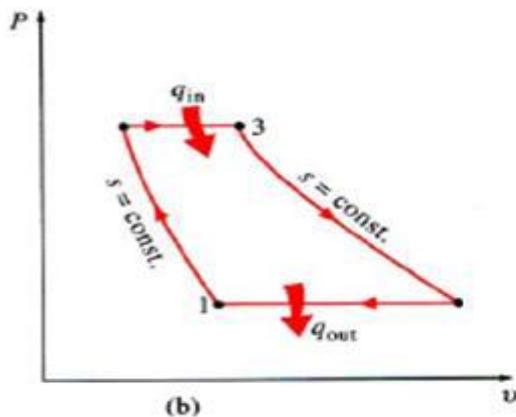


Figure 3.2b. Diagramme (P-v)

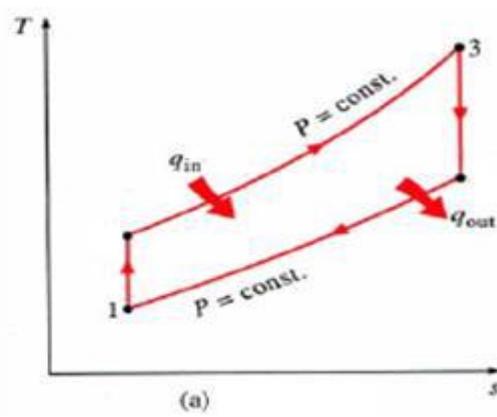


Figure 3. 2a. Diagrammes (T-s)

Les Figures (3.2a) et (3.2b) montrent les diagrammes (T-s) et (P-v), respectivement, pour le cycle idéal de Brayton. Toutes les transformations sont réversibles, sans frottement, sans perte de charge et sans perte de chaleur. La compression et la détente sont isentropiques, et la combustion et la détente sont isobares. Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par trois paramètres significatifs: le rapport de pression (taux de compression), la température de combustion, et le rendement thermique du cycle.

- Le taux de compression, $\tau_c = P_{2s}/P_1$, est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur). Sa valeur égale aussi le rapport P_3/P_{4s} .
- L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle, T_3 .
- Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente – travail de compression) à la chaleur fournie par la combustion du gaz. Le rendement théorique croît avec le taux de compression et la température de combustion.

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement.

Le cycle d'une turbine à gaz simple est caractérisé au minimum par :

- son rapport de compression $\tau_c = P_{2s}/P_1$
- la température maximale d'entrée turbine T_3
- le débit massique d'air à l'admission.

Ainsi, si on fait les hypothèses simplificatrices suivantes :

- gaz parfait, de chaleur massique c_p et exposant γ identiques en tout point de la machine,
- régime stationnaire.
- débit identique dans tous les composants.
- compression et détente réversibles.

3.2.2 Analyse thermodynamique du cycle de Brayton idéal :

➤ **Evolution 1-2** : compression isentropique

On va déterminer la pression de sortie P_2 , la température T_2 et le travail W_c

On a comme données : T_1, P_1

- Avec $r_{\text{air}} = \frac{R}{M_{\text{air}}}$; $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$; $r_c = \frac{R}{M_{\text{air}}}$; $\eta_{\text{isc}} = \frac{T_{2\text{is}} - T_1}{T_2 - T_1}$

$$\checkmark W_c = H_2 - H_1 \quad [\text{kJ}] \quad (3.1)$$

$$\checkmark w_c = h_2 - h_1 = c_{p_a}(T_2 - T_1) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.2)$$

➤ **Evolution 2-3** : combustion isobare

$P_2 = P_3$; On va déterminer la chaleur fournie pour la combustion et la température atteinte lors de la combustion du gaz naturel (combustible).

On a comme données :

- la température d'entrée d'air à la chambre de combustion T_2 ; η_{cc} ; P_{ci} ; τ_{cc}
- la température de combustible est de : 298 K°
- $\sum X_i \cdot H_{\text{react}} = \sum X_i \cdot H_{\text{Prod}}$
- $T_{\text{max}} = T_{\text{ad}}$

Et aussi l'équation de la combustion du gaz naturel comme suite :

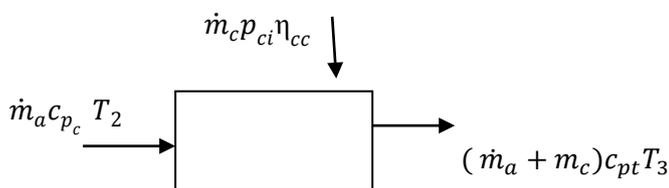
- gaz naturel + $\alpha(\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2) = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2 + \text{N}_2 + \text{O} + \text{OH} + \text{H} + \text{CO}$

On mentionne dans le tableau suivant les principaux constituants du gaz naturel et leur proportion volumique molaire.

Tableau 3. 1. Les principaux constituants du gaz naturel et leur proportion volumique molaire.

Constituants	% Volumique (molaire)
CH ₄	86,98
C ₂ H ₆	9,35
C ₃ H ₈	2,33
C ₄ H ₁₀	0,63
N ₂	0,71

En appliquant les deux lois de conservation :



$\sum H_{\text{in}} = \sum H_{\text{out}}$ Loi de conservation de l'énergie.

$\sum \dot{m}_{\text{in}} = \sum \dot{m}_{\text{out}}$ Loi de conservation de la masse.

- $\dot{m}_a c_{p_c} T_2 + \dot{m}_c p_{ci} \eta_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_{pt} T_3$
- $c_{p_c} T_2 + f p_{ci} \eta_{cc} = (1 + f) c_{pt} T_3$

$$\checkmark Q_{cc} = \dot{m}_c \cdot \eta_{cc} \cdot P_{ci} \quad [\text{kJ}] \quad (3.3)$$

$$\checkmark q_{cc} = f \cdot \eta_{cc} \cdot P_{ci} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.4)$$

Avec:

$$\bullet f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

➤ **Evolution 3-4** : détente isentropique

On va déterminer T_4 et W_t :

Données : η_{ist} ; perte de pression $\frac{\Delta P}{P_1}$ avec : $\Delta P = P_4 - P_1$; $\tau_t = \frac{P_4}{P_3}$

$$\bullet \frac{T_4}{T_3} = 1 + \eta_{ist} \left(\tau_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} - 1 \right)$$

$$\bullet W_t = H_3 - H_4 \quad [\text{kJ}]$$

$$\bullet w_t = (1 + f) \cdot C_{p_{gb}} (T_3 - T_4) \cdot \eta_{mec} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.5)$$

3.2.3 Les performances de la turbine à gaz

$$\checkmark w_u = w_t - w_c = (1 + f) \cdot C_{p_{gb}} (T_3 - T_4) \cdot \eta_{mec} - c_{pa} (T_2 - T_1) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.6)$$

$$\checkmark \eta_{th} = \frac{w_u}{q_{cc}} \cdot 100[\%] \quad (3.7)$$

$$\checkmark P_u = \dot{m}_a \cdot w_u \quad [\text{MW}] \quad (3.8)$$

$$\checkmark CSP = \frac{f}{w_u} \cdot 3600000 \quad [\text{kg/W.h}] \quad (3.9)$$

On note que :

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot q_v \quad \text{Avec } q_v = \text{cste} \quad (3.10)$$

3.2.4 Cycle Brayton réel :

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_{ciso} : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que $T_2 > T_{2s}$. La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de

frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isotrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$.

La figure (3-3) montre la transformation réelle dans le cycle de Brayton TG

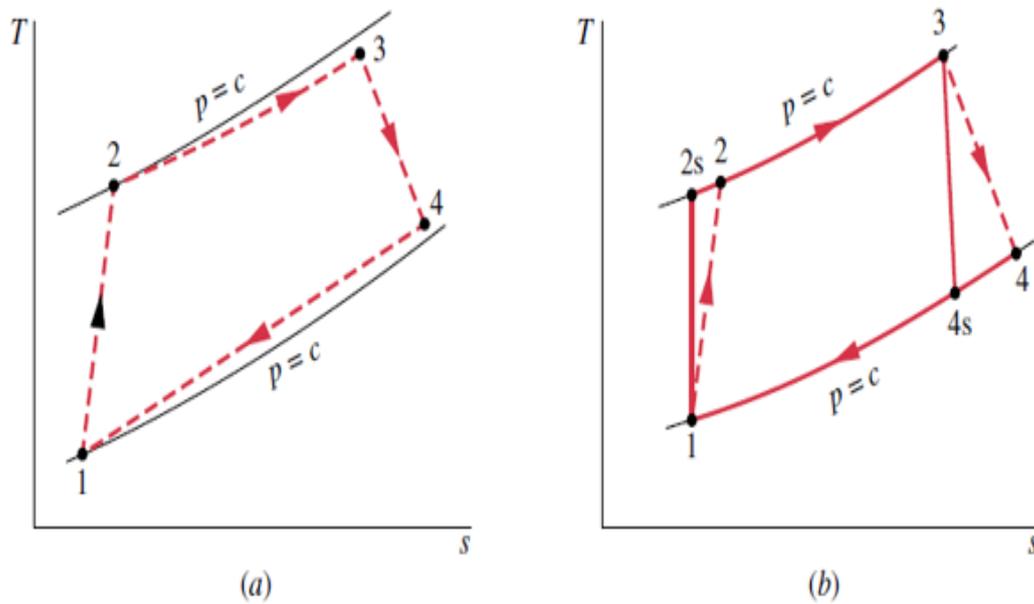


Figure 3. 3. La transformation réelle du cycle de Brayton

4.1 Introduction :

Les caractéristiques de l'air d'admission à l'entrée de compresseur de la TG et CC jouent un rôle très important dans la puissance de la turbine à gaz et la puissance le cycle combine globalement, dans ce chapitre on va étudier l'influence des différentes conditions climatique (Température ambiante, pression atmosphérique, l'humidité relative) ou les facteurs extérieurs pour cela on va utiliser le Logiciel EES (Voir Présentation du Logiciel EES Dans Annexe). D'autre paramètre les facteurs intérieur de la TG.

4.2 Facteurs extérieurs :

La turbine à gaz et CC est une machine qui emploie l'air dans son fonctionnement, cela implique que l'endroit où la turbine est installée à une grande influence, du fait que les caractéristiques de l'air changent avec l'influence de l'endroit se résulte dans le changement de la puissance produit par le CC, qui peut diminuer comme il peut augmenter. Les facteurs liés qui influent sur la puissance produit par la CC.

4.3 La température ambiante :

La variation de la température ambiante au niveau de l'endroit de l'installation avec les saisons et le jour et la nuit et ce changement peut augmenter ou baisser la puissance produite par la TG et le cycle combiné CC et le Rendement de la TG et le CC.

4.4 La pression atmosphérique :

La pression d'aspiration est liée à l'altitude de la zone où elle est installée le CC et la saison, aussi le système de filtration d'air d'entrée de compresseur pour protéger les aubes de la turbine (les particules contenus dans l'air ambiant) fait aussi démunie la pression à l'entrée de compresseur. Donc on va étudier l'influence de cette variation de pression et conclure sur son importance.

Les performances de la turbine à gaz sont normalement cotées à une pression d'air de 1,013 bar (14,7 pisa) -iso condition, qui correspond approximativement à la pression moyenne en vigueur au niveau de la mer.

4.5 Humidité Relative :

L'humidité relative c'est le rapport entre la pression de saturation et pression de vapeur a températures considéré dans l'atmosphère.

L'humidité relative varie avec la saison et l'endroit de l'installation de CC. On va étudier leur influence sur la puissance de CC globalement et la TG spécifiquement.

4.6 Les facteurs intérieurs :

Les différentes caractéristiques de la turbine à gaz : taux de compression, rendement isentropique et poly tropique, température maximale rendement mécanique et la température

d'échappement. Toutes ces caractéristiques sont des facteurs intérieurs qui dépendent du produit et la qualité de la TG ou CC.

4.7 Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz :

Les valeurs prises et le résultat d'affichage du code EES sont données respectivement dans le tableau 2 et 3 (Annexe).

4.7.1 Introduction :

La région algérienne se caractérise par un climat où la température ambiante peut varier de 0°C à 50°C suivant la saison et l'heure. Donc on va varier la température d'admission entre ces deux limites en tenant compte de la variation de masse volumique, dont l'effet se traduit par une variation de débit massique.

Hypothèses :

- $P_1 = P_{amb} = 1$ [bar]
- Une marge de températures qui varie entre (0-50) C° ou (273,15-323,15) K°
- L'air admis est sec (humidité relative nulle)

4.7.2 Variation de la densité d'air en fonction de la température ambiante :

La variation de la masse volumique (densité d'air) en fonction de la température ambiante est représentée par la relation $\rho = \frac{P}{rT}$.

L'air ambiant est considéré comme un gaz parfait.

$$r_c = 287.1 \text{ J.Kg.K}^{-1}.$$

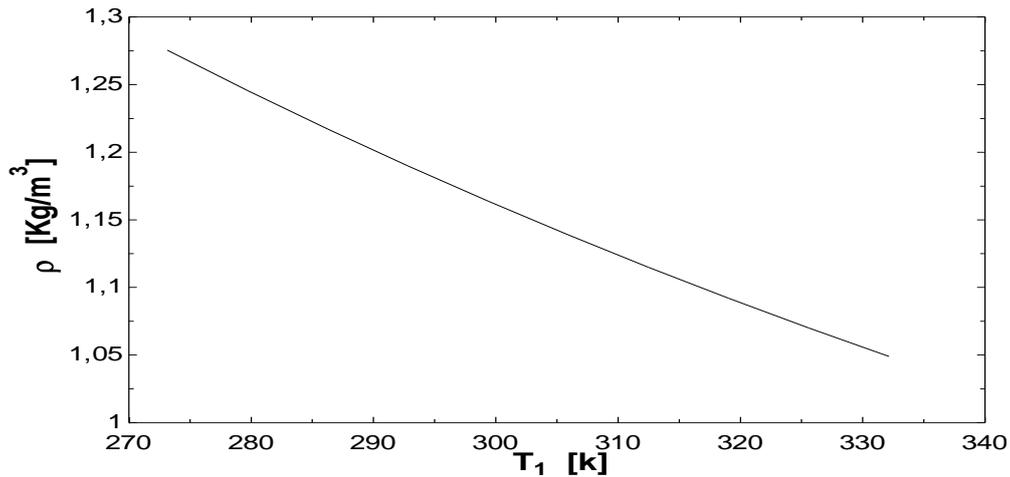


Figure 4. 1 variation de la masse volumique en fonction de la température ambiante.

L'analyse de la figure (4.1) montre que la masse volumique de l'air diminue avec l'augmentation de la température ambiante, donc l'air ambiant devient moins dense lorsque la température ambiante s'accroît.

4.7.3 :L'effet de la température ambiante sur le débit massique de l'air

Le débit volumique aspiré par le compresseur est constant $Q_v=200 \text{ m}^3/\text{s}$

Le débit massique est représenté par la relation (3.10).

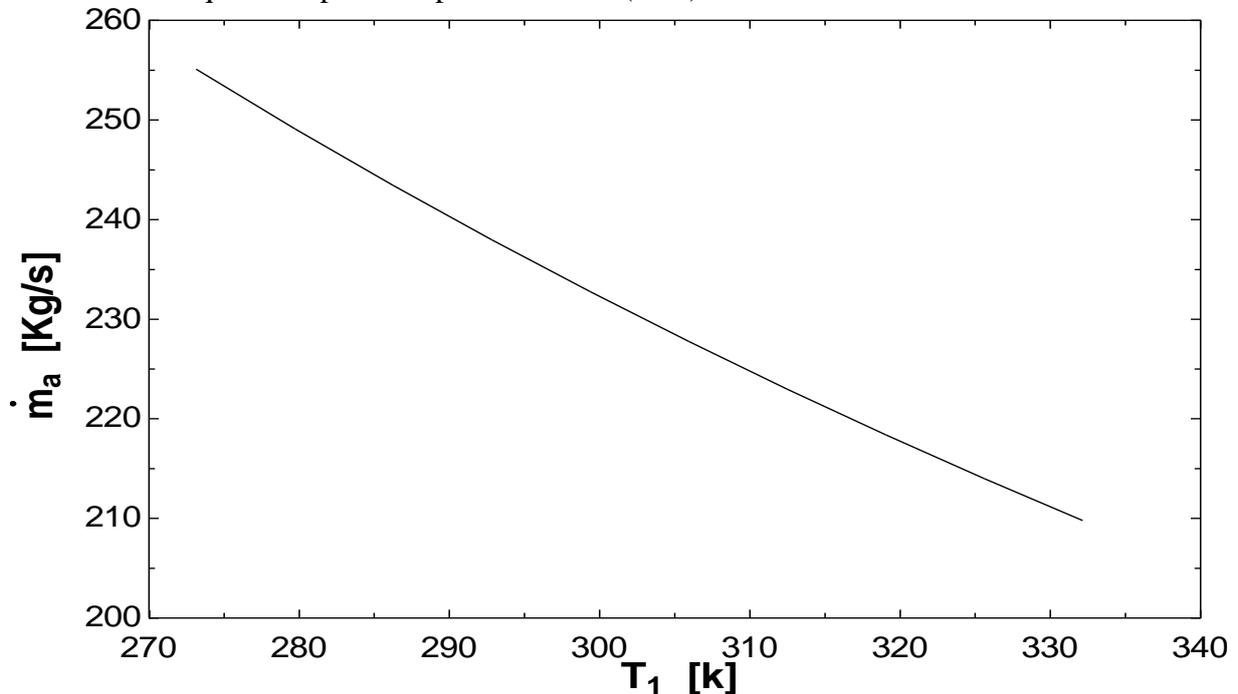


Figure 4. 2. Variation du débit massique en fonction de la température ambiante

On remarque dans la figure (4.2) une diminution du débit d'air en fonction de la température ambiante, et cela est dû à la dégradation de la densité d'air car le débit est

proportionnel à la densité de l'air, un abaissement de la densité provoque un décroissement du débit d'air.

4.7.4 :L'effet de la température ambiante sur le travail consommé par le compresseur

Le travail consommé par le compresseur est calculé par l'équation (3.2).

Le C_p d'air est calculé à l'aide du logiciel EES ainsi que les enthalpies à l'entrée et la sortie du compresseur.

Pour un taux de compression $t_c=18$

Rendement isentropique du compresseur $\eta_{isc} = 0,9$

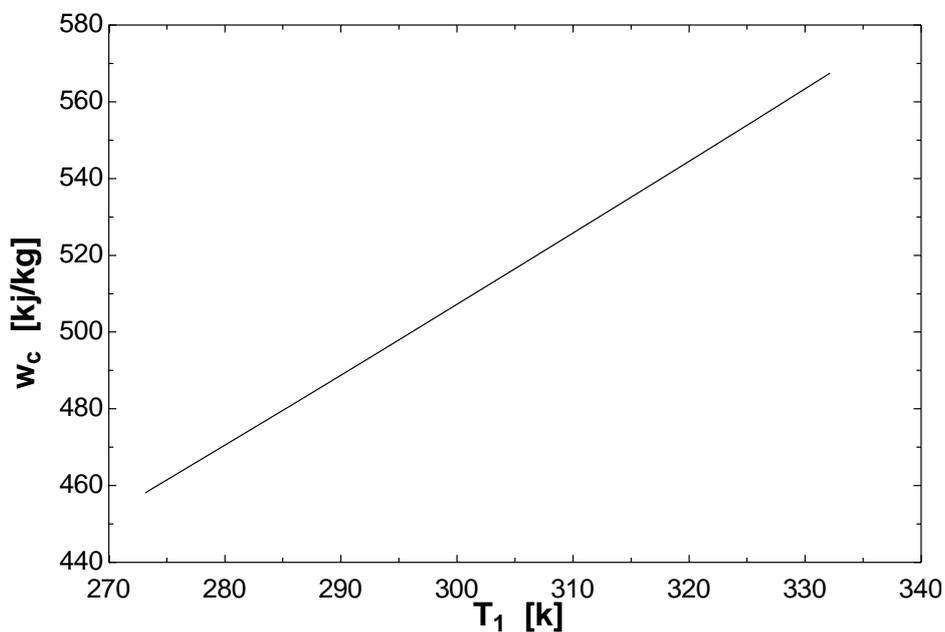


Figure 4. 3. Travail consommé par le compresseur en fonction de la température ambiante

L'analyse de la figure (4.3) montre que le travail consommé par le compresseur ou le travail de compression s'accroît avec l'augmentation de la température ambiante, car plus l'air est chaud plus il devient moins dense et nécessite plus de travail pour sa compression.

4.7.5 :L'effet de la température ambiante sur la quantité de chaleur dégagée Q_{cc}

La quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion est calculé par l'équation (3.3)

La température maximale atteinte dans la chambre de combustion est calculé à l'aide d'un programme EES qui modélise le processus de la combustion du gaz naturel avec l'air ambiant qui est en excès bien précis.

$$T_3 = T_{\max} = 1653 \text{ K}$$

On a pris :

$\tau_{cc} = P_3/P_2 = 0,96$ (dû aux pertes de pression au niveau de la chambre de combustion)

$P_{ci} = 45000$ (Kj/Kg)

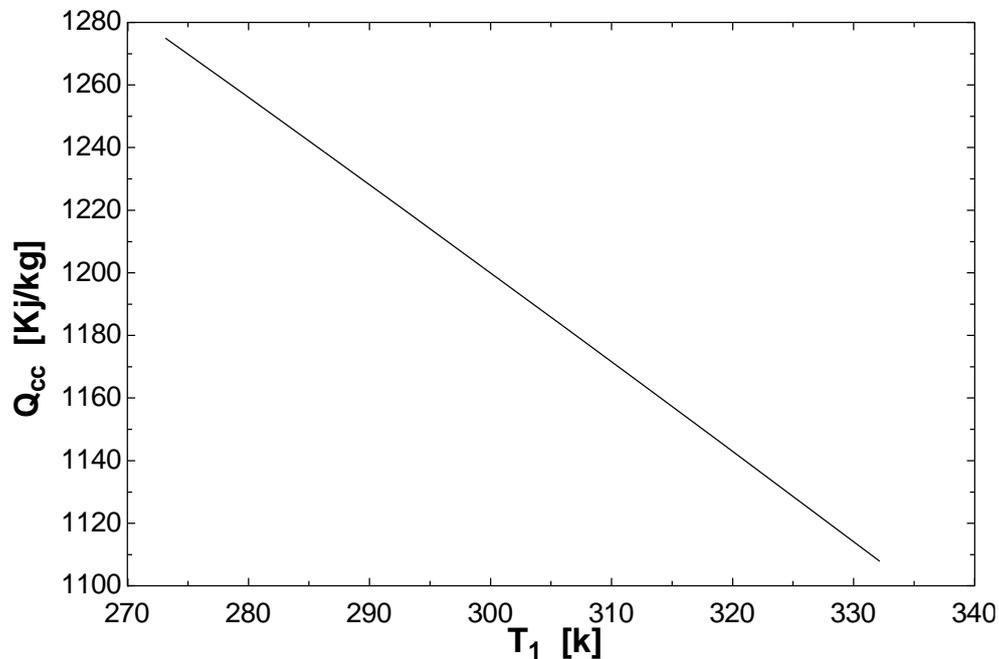


Figure 4. 4. Variation de la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.

L'analyse de la figure (4.4) montre que l'augmentation de la température ambiante provoque une diminution de la quantité de chaleur fournie au fluide dans la chambre de combustion.

L'accroissement de la température à l'entrée du compresseur est suivie par une augmentation de sa température à la sortie, donc le fluide nécessite moins de chaleur pour qu'il atteigne la température maximale dans la chambre de combustion qui est constante.

4.7.6 L'effet de la température ambiante sur le débit de combustible injecté :

Le débit de combustible est calculé par l'équation (3.4) .

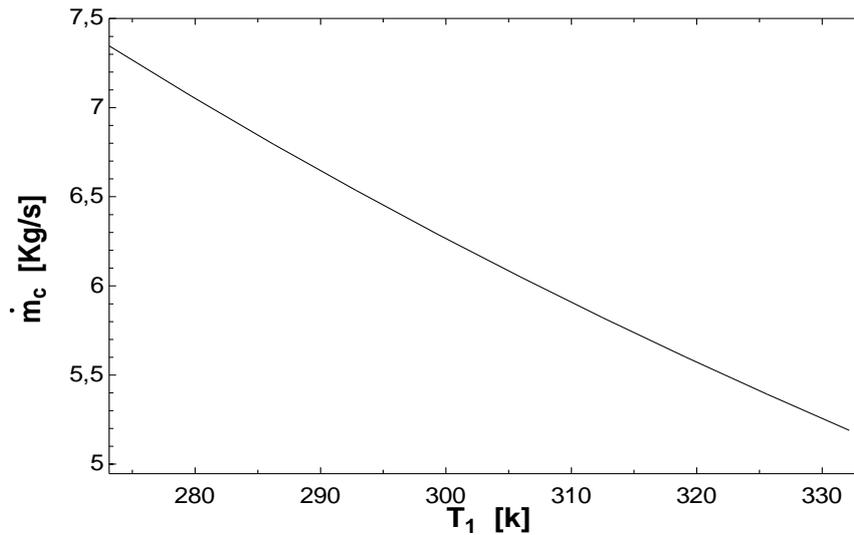


Figure 4. 5. La variation de débit de combustible en fonction de la température ambiante.

L'analyse de la figure (4.5) montre que Le débit de combustible diminue avec l'augmentation de la température ambiante car la quantité de chaleur nécessaire s'abaisse en fonction de la température ambiante.

4.7.7 : La fraction débit de combustible sur débit d'air :

Le rapport combustible/air est représenté par l'équation :

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{air}}$$

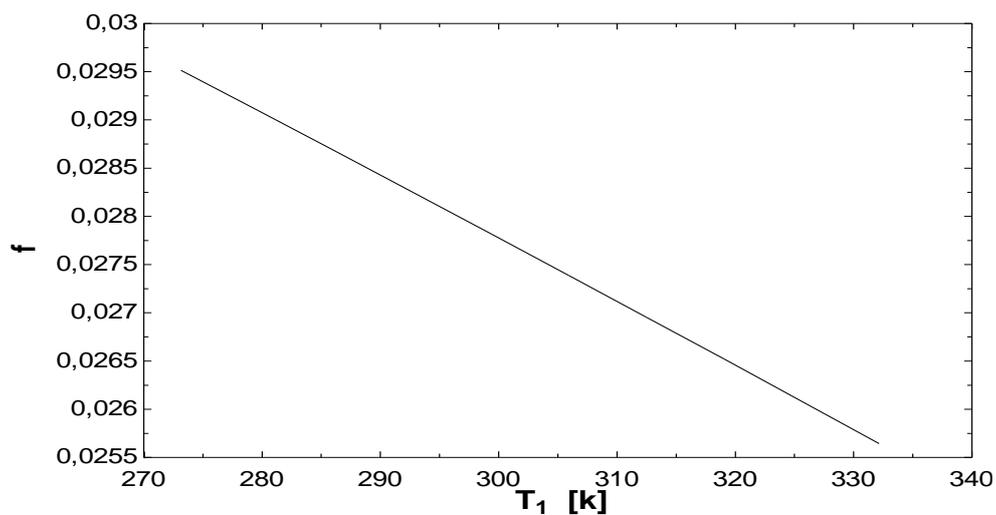


Figure 4. 6. La variation de rapport f (combustible/aire) en fonction de la température ambiante.

La figure (4.6) montre que le rapport f (combustible/ air) diminue avec l'élévation de la température ambiante et cela est dû à la diminution du débit de combustible et le débit d'air.

4.7.8 :L'effet de la température ambiante sur le travail de la turbine W_t :

Le travail de la turbine W_t est calculé par l'équation (3.5)

Le rendement isentropique de la turbine $\eta_{ist} = 0,9$

Perte de pression à la sortie de la turbine $\frac{\Delta P}{P} = 0,02$

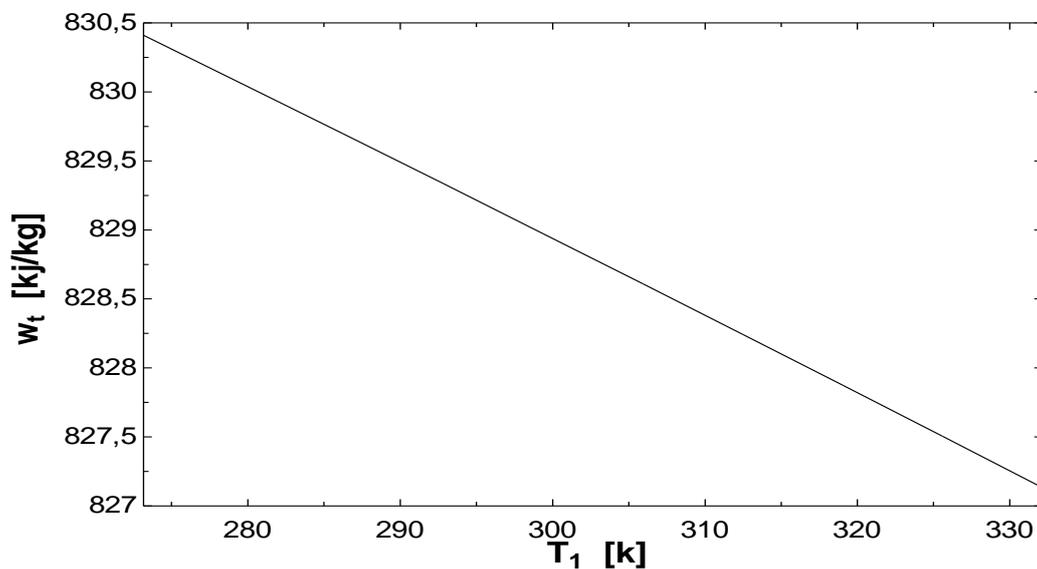


Figure 4. 7. Variation du travail de la turbine en fonction de température ambiante.

L'analyse de la figure (4.7) montre que le travail de la turbine diminue avec l'augmentation de la température ambiante cela est dû à l'abaissement de la densité d'air et par suite la densité des gaz brûlés.

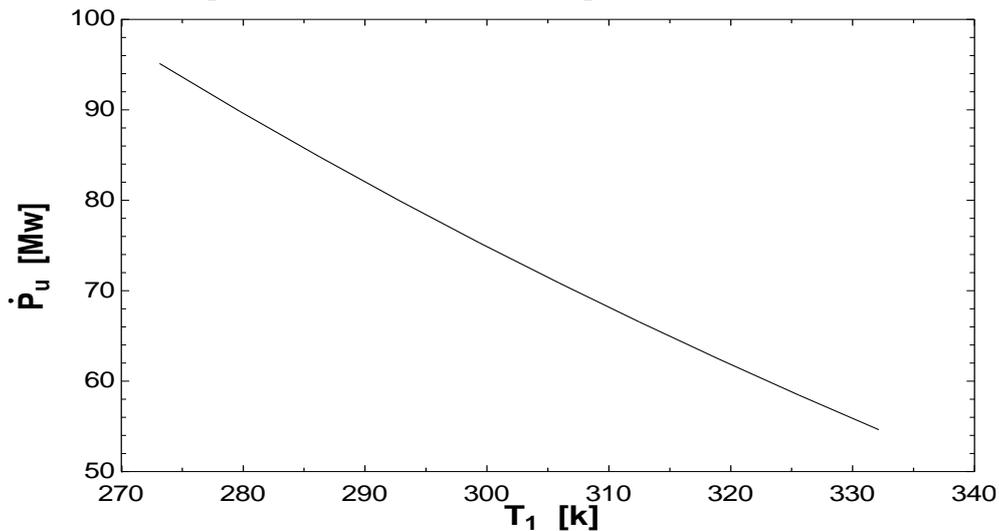
4.7.9 L'effet de la température ambiante sur la puissance utile :

Figure 4. 8. Variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante.

La figure montre que la puissance utile diminue avec l'augmentation de la température ambiante à cause de la dégradation du travail de la turbine et l'augmentation du travail de compresseur.

4.7.10 :L'effet de la température ambiante sur la consommation spécifique :

La consommation spécifique est calculé d'après l'équation (3.9)

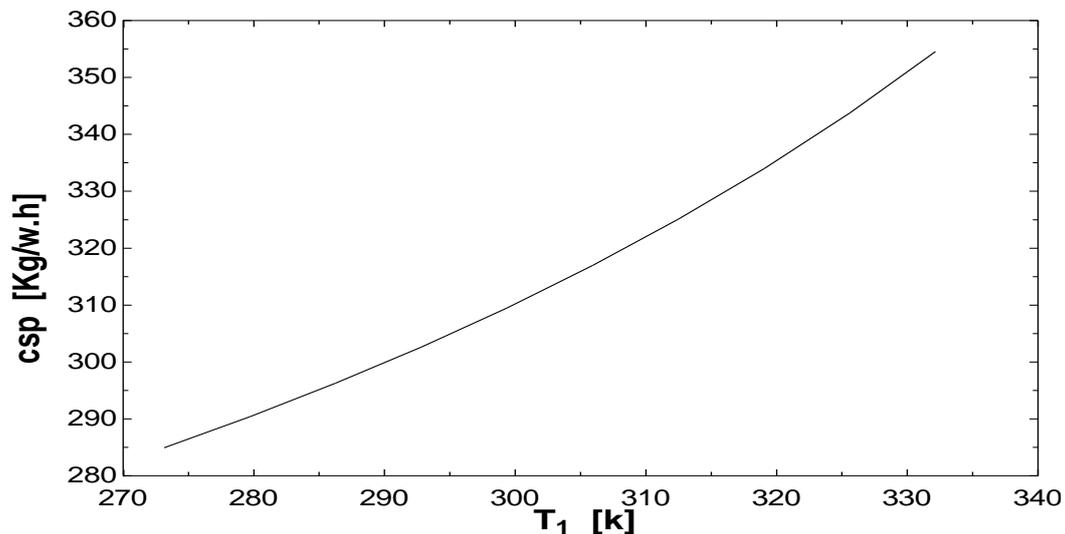


Figure 4. 9. Variation de la consommation spécifique en fonction de la température ambiante

L'analyse de la figure (4.9) montre que la consommation spécifique de carburant s'accroît avec l'élévation de la température ambiante, cela est dû à la dégradation du travail utile en fonction de la température .

4.7.11 :L'effet de la température ambiante sur le rendement théorique de la turbine :

Le rendement théorique de la turbine à gaz est calculé par l'équation (3.7)

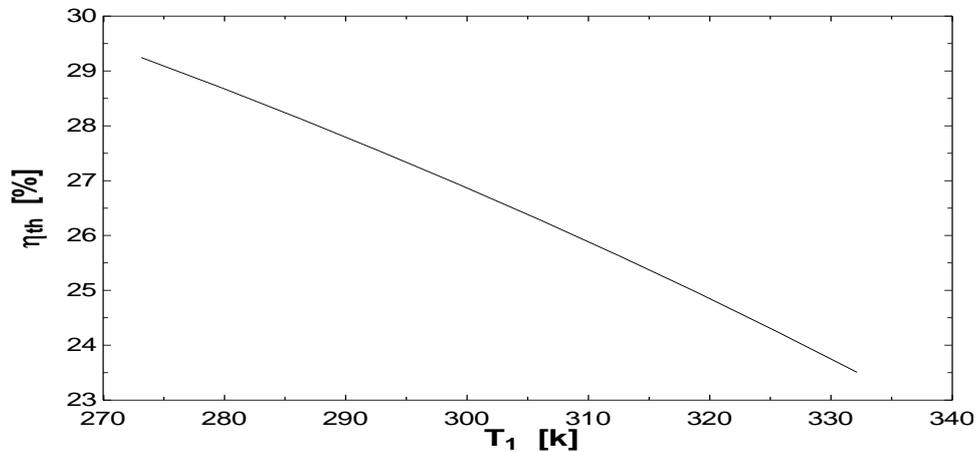


Figure 4. 10. Variation de rendement théorique en fonction de la température ambiante.

Le rendement théorique de la turbine à gaz diminue à cause de décroissement du travail utile en fonction de la température ambiante malgré l'abaissement de la quantité de chaleur dégagée au niveau de la chambre de combustion.

En effet le compresseur consomme une partie majeure du travail de la turbine donc l'augmentation du travail de compression conduit à des rendements très faibles.

4.7.12 Conclusion :

Tableau 4. 1. La variation des performances de la TG en fonction de la température ambiante

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	T ₁ [k]	ρ [Kg/m ³]	m _a [Kg/s]	w _c [kj/kg]	Q _{cc} [Kj/kg]	f	m _c [Kg/s]	w _t [kj/kg]	w _u [kj/kg]	P _u [Mw]	csp [Kg/w.h]	η _{th} [%]
Run 1	273,2	1,275	255,1	458,1	1275	0,02951	7,529	831	372,9	95,12	284,9	29,25
Run 2	279,7	1,246	249,1	470	1257	0,02909	7,248	830,6	360,7	89,85	290,4	28,7
Run 3	286,3	1,217	243,4	481,9	1239	0,02867	6,979	830,3	348,4	84,8	296,3	28,13
Run 4	292,8	1,19	238	494	1220	0,02825	6,721	830	336	79,96	302,6	27,54
Run 5	299,4	1,164	232,8	506	1202	0,02782	6,475	829,6	323,6	75,31	309,5	26,93
Run 6	305,9	1,139	227,8	518,2	1183	0,02739	6,238	829,3	311,1	70,85	316,9	26,29
Run 7	312,5	1,115	223	530,4	1164	0,02696	6,011	828,9	298,5	66,56	325,1	25,64
Run 8	319	1,092	218,4	542,7	1146	0,02652	5,792	828,6	285,9	62,44	334	24,95
Run 9	325,6	1,07	214	555	1127	0,02608	5,582	828,2	273,2	58,46	343,7	24,24
Run 10	332,2	1,049	209,8	567,5	1108	0,02564	5,38	827,9	260,4	54,63	354,5	23,51

Le tableau (4.1) résume l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz.

La température ambiante varie en fonction du lieu de site et en fonction de temps (saisons et journées). Ce changement modifie la densité d'air ambiant, donc le débit d'air, ce qui entraîne une augmentation du travail consommé par le compresseur et diminution du travail cédé par la turbine alors un abaissement dans le travail utile, la puissance utile et le rendement de la turbine à gaz, donc la température ambiante élevée est défavorisée pour le cycle de la turbine à gaz.

4.8 L'effet de la pression atmosphérique sur les performances de la turbine à gaz

4.8.1 Introduction :

La pression atmosphérique est la pression qu'exerce le mélange gazeux constituant l'atmosphère considérée (sur Terre : de l'air) sur une surface quelconque au contact avec cette atmosphère.

Sur Terre, la pression atmosphérique moyenne au niveau de la mer dépend essentiellement de la masse de l'atmosphère, celle-ci pouvant évoluer avec la masse moyenne des gaz à concentration variable comme la vapeur d'eau. Elle varie autour de l'atmosphère normale, soit 1 013,25 hPa ($1,013\ 25 \times 10^5$ Pa).

La pression atmosphérique se mesure surtout à l'aide d'un baromètre, d'un hypsomètre ou d'un altimètre. Elle a été longtemps mesurée en mmHg (puis en torr) en raison de l'utilisation courante de baromètre à colonne de mercure. Depuis l'adoption du pascal comme unité de pression, les météorologues utilisent un multiple de cette unité, l'hectopascal (1 hPa = 100 Pa), nouvelle dénomination du millibar (1 bar = 100 000 Pa). [98]

Dans ce qui suit, on va étudier l'influence de la pression atmosphérique sur les performances d'une turbine à gaz.

4.8.2 : Variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude du site

La variation de la pression atmosphérique avec l'altitude est le changement de la pression selon l'altitude dans le cas particulier d'un objet situé à l'air libre au-dessus du sol terrestre. L'atmosphère terrestre n'est jamais en équilibre à cause du réchauffement solaire du sol. Toutefois, on peut définir une atmosphère normalisée, supposément en équilibre et où la pression atmosphérique diminue avec l'altitude suivant une loi à la puissance 5,25. La pression est réduite d'un facteur 2 à l'altitude 5 500 m et d'un facteur 10 à 16 km, Cela a été démontré par Blaise Pascal grâce à une expérience qu'il a réalisé le 19 septembre 1648.

L'expérience consistait à comparer la mesure de deux baromètres à colonne de mercure au même moment, l'un à Clermont-Ferrand et l'autre en haut de la montagne la plus proche, le Puy de Dôme. Plusieurs savants contrôlent l'opération, et en effet, le niveau du baromètre, donc la pression mesurée, est moins élevée en haut de la montagne qu'à Clermont-Ferrand.

4.8.3 : Formule internationale du nivellement barométrique

En prenant le niveau de la mer comme altitude de référence z_0 , et en prenant pour l'atmosphère un état moyen défini par l'atmosphère normalisée type OACI (Température $15\text{ °C} = 288,15\text{ K}$, pression $1013,25\text{ hPa}$, gradient vertical de température $0,65\text{ K}$ pour 100 m), on obtient la formule internationale du nivellement barométrique donnant la pression $p(z)$ exprimée en hectopascals (ou millibars) à l'altitude z exprimée en mètres :

$$P = 1,01325 \cdot \left[1 - \frac{0,0065 \cdot z}{288,5} \right]^{5,31} \quad (4.1)$$

$P=f(z)$ la pression atmosphérique en fonction de l'altitude du lieu z .

L'altitude du site z est comprise entre 0 jusqu'à 1000 mètres de hauteur par rapport au niveau de la mère.

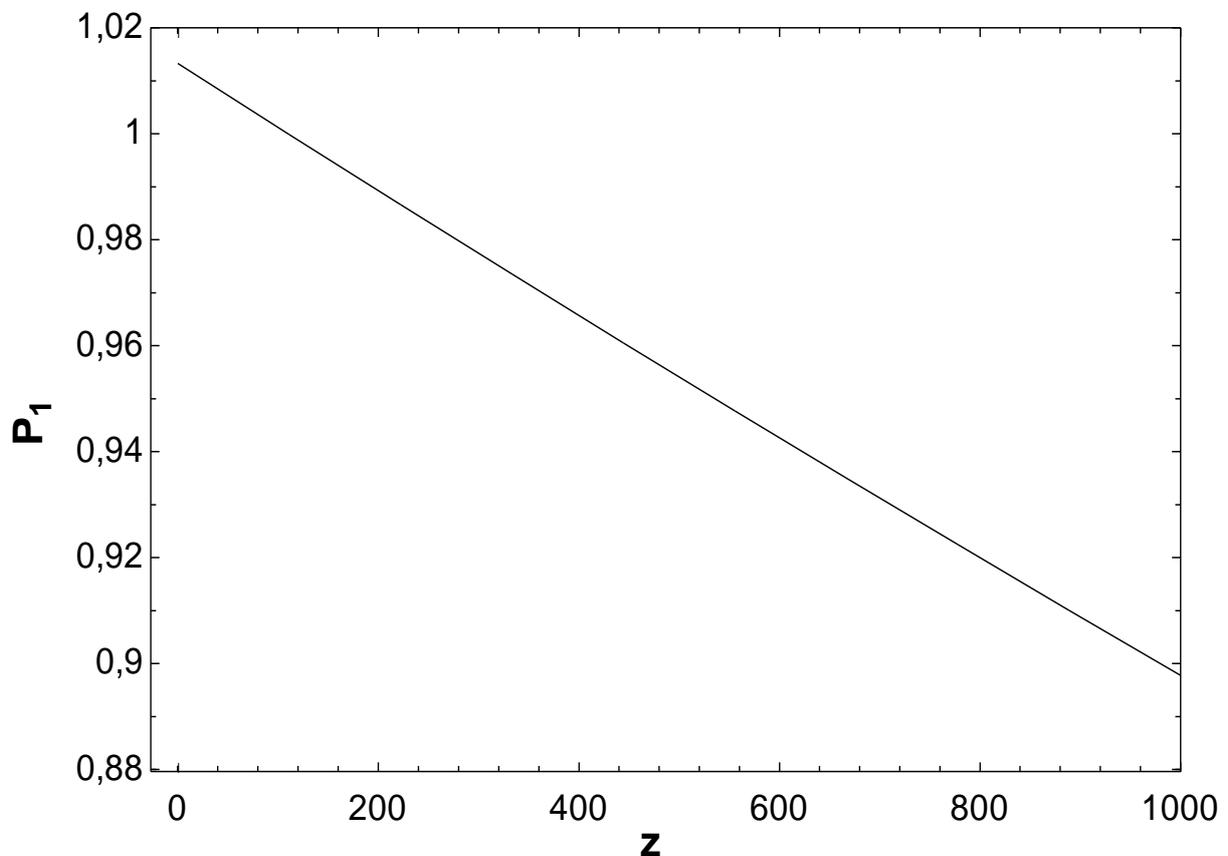


Figure 4. 11. La variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude du site

La figure (4.11) représente la variation de la pression à l'entrée du compresseur (pression atmosphérique) pour des valeurs d'altitude comprises entre 0m (niveau de la mère) jusqu'à 1000 mètres de hauteur

L'analyse de la figure montre que la pression atmosphérique qui est la pression à l'entrée du compresseur diminue avec l'altitude du site.

4.8.4 : Variation de la masse volumique et le débit massique en fonction de la pression atmosphérique

Hypothèses :

La température ambiante (température à l'entrée du compresseur) est supposée fixe pour étudier l'influence de la variation de la pression atmosphérique sur les performances de la turbine à gaz seulement.

$$T_1 = 288.5 \text{ K}$$

La chute de pression au niveau de l'admission du compresseur est supposée nulle c'est-à-dire $P_1 = P_{\text{amb}}$

On prend les mêmes données et caractéristiques du compresseur et de la turbine prises dans le calcul de l'influence de la température ambiante.

La masse volumique et le débit massique sont calculés à partir des équations ()

On a établi un code EES pour les calculs.

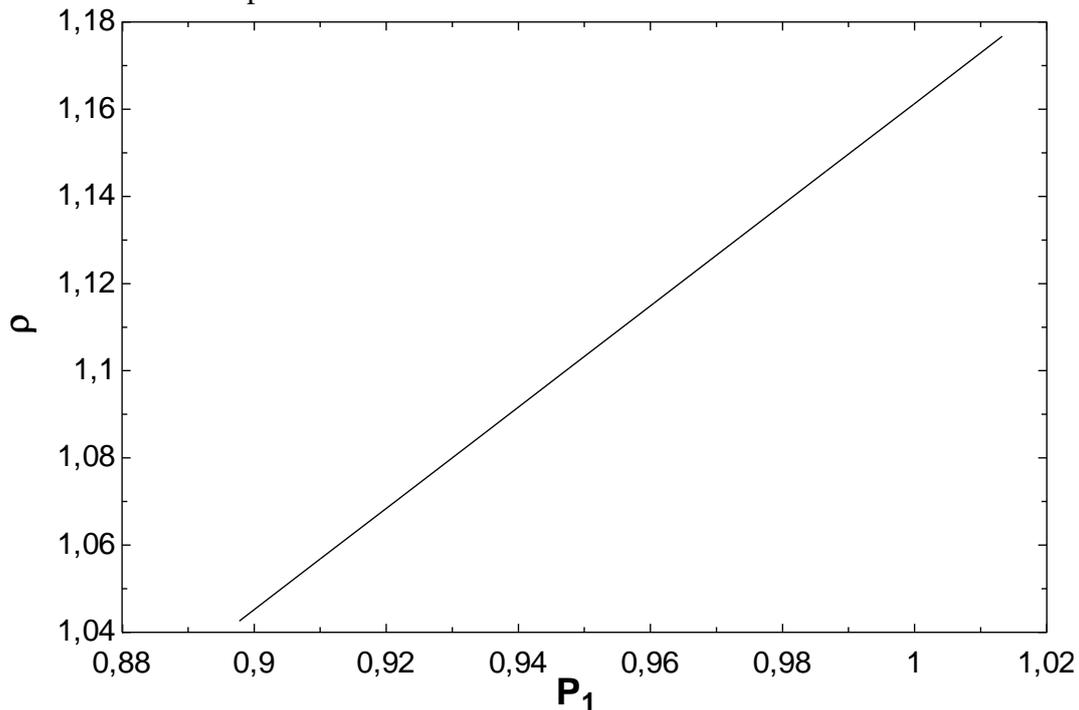


Figure 4. 12. Variation de la masse volumique en fonction de la pression atmosphérique

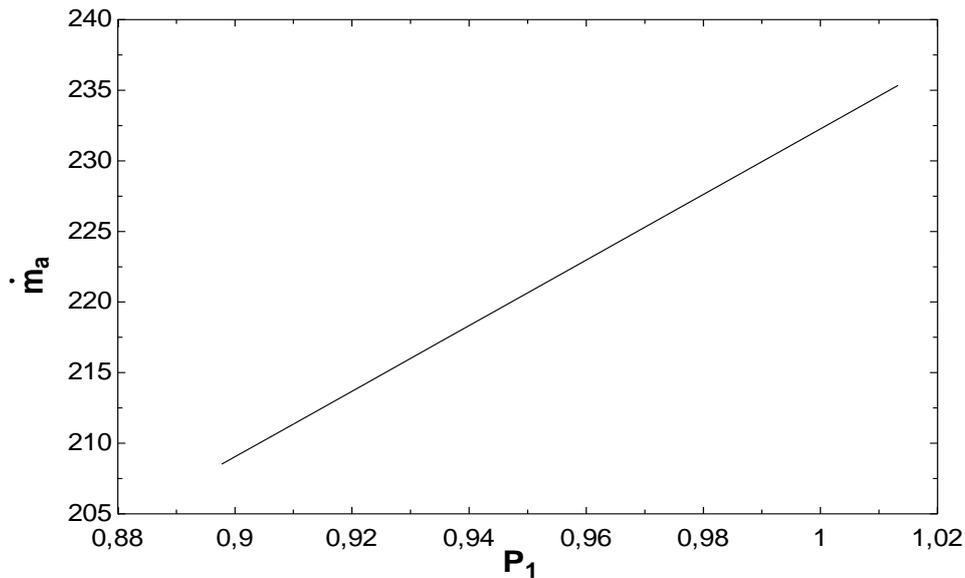


Figure 4. 13. : Variation du débit massique en fonction de la pression atmosphérique

D'après l'analyse des figures (4.12) et (4.13) on constate que la masse volumique s'accroît avec l'augmentation de la pression à l'entrée du compresseur (pression atmosphérique) c'est-à-dire l'air ambiant devient plus dense lorsque sa pression augmente, ainsi que le débit massique qui varie proportionnellement avec l'accroissement de la pression atmosphérique.

4.8.5:Influence de la pression atmosphérique sur la puissance utile :

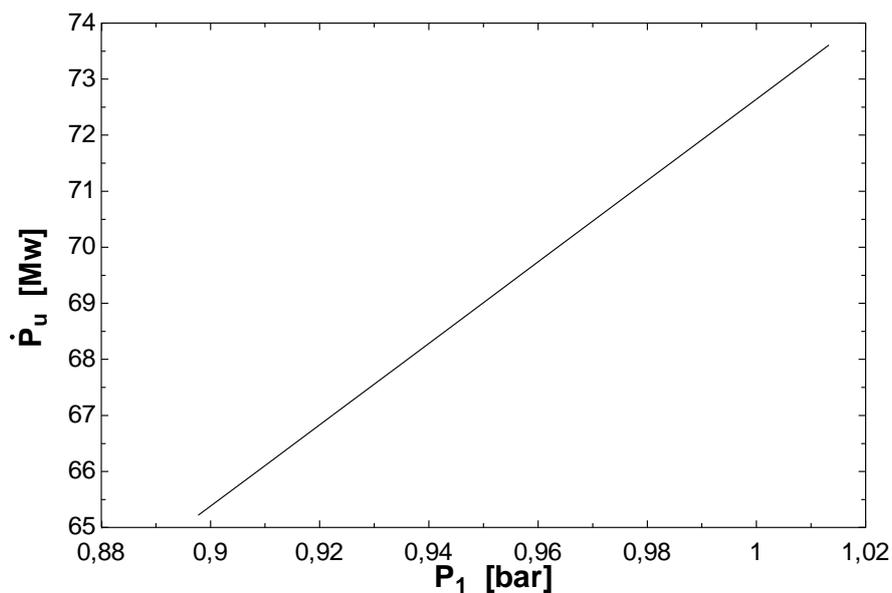


Figure 4. 14. Variation de la puissance utile en fonction de la pression atmosphérique

L'analyse de la figure (4.14) montre que la puissance utile varie proportionnellement avec le débit massique en fonction de la pression atmosphérique, l'augmentation de la puissance est traduite par l'accroissement du débit massique avec l'élévation de la pression P1.

4.8.6 : Conclusion

Tableau 4. 2. Variation des performances de la TG en fonction de la pression atmosphériques

1.10	z [m]	P ₁ [bar]	P ₂ [bar]	w _c [kj/kg]	Q _{cc} [kj/kg]	f	m _a [kg/s]	m _c [kg/s]	w _t [kj/kg]	w _u [kj/kg]	P _u [Mw]	csp [kg/w.h]	η _{th} [%]
Run 1	0	1,013	18,24	514,8	1101	0,02548	235,3	5,998	827,6	312,8	73,61	293,3	28,41
Run 2	111,1	0,9999	18	514,8	1101	0,02548	232,2	5,918	827,6	312,8	72,63	293,3	28,41
Run 3	222,2	0,9866	17,76	514,8	1101	0,02548	229,2	5,84	827,6	312,8	71,67	293,3	28,41
Run 4	333,3	0,9735	17,52	514,8	1101	0,02548	226,1	5,762	827,6	312,8	70,72	293,3	28,41
Run 5	444,4	0,9605	17,29	514,8	1101	0,02548	223,1	5,685	827,6	312,8	69,78	293,3	28,41
Run 6	555,6	0,9477	17,06	514,8	1101	0,02548	220,1	5,609	827,6	312,8	68,84	293,3	28,41
Run 7	666,7	0,935	16,83	514,8	1101	0,02548	217,2	5,534	827,6	312,8	67,92	293,3	28,41
Run 8	777,8	0,9225	16,6	514,8	1101	0,02548	214,3	5,46	827,6	312,8	67,01	293,3	28,41
Run 9	888,9	0,91	16,38	514,8	1101	0,02548	211,4	5,387	827,6	312,8	66,11	293,3	28,41
Run 10	1000	0,8978	16,16	514,8	1101	0,02548	208,5	5,314	827,6	312,8	65,22	293,3	28,41

Les résultats du tableau (4.2) montrent que les paramètres de performances reste constantes avec la dégradation de la pression atmosphérique sauf la puissance utile qui diminue.

Dans ce cas ou on a supposé que la température ambiante celle à l'entrée de compresseur est fixe, et la pression atmosphérique identique à celle de l'entrée du compresseur (chute de pression nulle au niveau du filtre), cette dernière diminue avec l'altitude du site par conséquent l'air devient moins dense, ainsi que le débit massique qui varie proportionnellement avec sa densité, ceci influe sur la puissance utile de la TG qui décroît avec la dégradation du débit massique.

Les autres paramètres (travail de compression et de détente, quantité de chaleur cédée dans la chambre de combustion, consommation spécifique et le rendement de la TG) restent constants car ils ne dépendent pas de la pression atmosphérique.

4.9 L'effet de l'humidité relative sur les performances de la turbine à gaz :

4.9.1 Introduction :

L'air humide est le nom donné à l'air par les scientifiques utilisant l'air comme vecteur de vapeur d'eau tels que les climatologues, thermiciens et ingénieurs du génie des procédés.

- L'air humide sera caractérisé par plusieurs grandeurs dont on gardera traditionnellement:
- La température (dite température sèche)
- La température humide ou température de thermomètre humide
- La température de rosée ou point de rosée
- L'humidité absolue ou teneur en eau
- L'humidité relative
- L'enthalpie

Parmi ces grandeurs ; l'humidité relative, ou degré hygrométrique, couramment notée ϕ , correspond au rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air sur la pression de vapeur saturante (ou tension de vapeur) à la même température. Elle est donc une mesure du rapport entre le contenu en vapeur d'eau de l'air et sa capacité maximale à en contenir dans ces conditions. Ce rapport changera si on change la température ou la pression bien que l'humidité absolue de l'air n'ait pas changée. Elle est mesurée à l'aide d'un hygromètre. [97]

Dans ce qui suit on va étudier l'influence de cette grandeur sur les performances de la turbine à gaz.

4.9.2 Caractéristique de l'air humide :

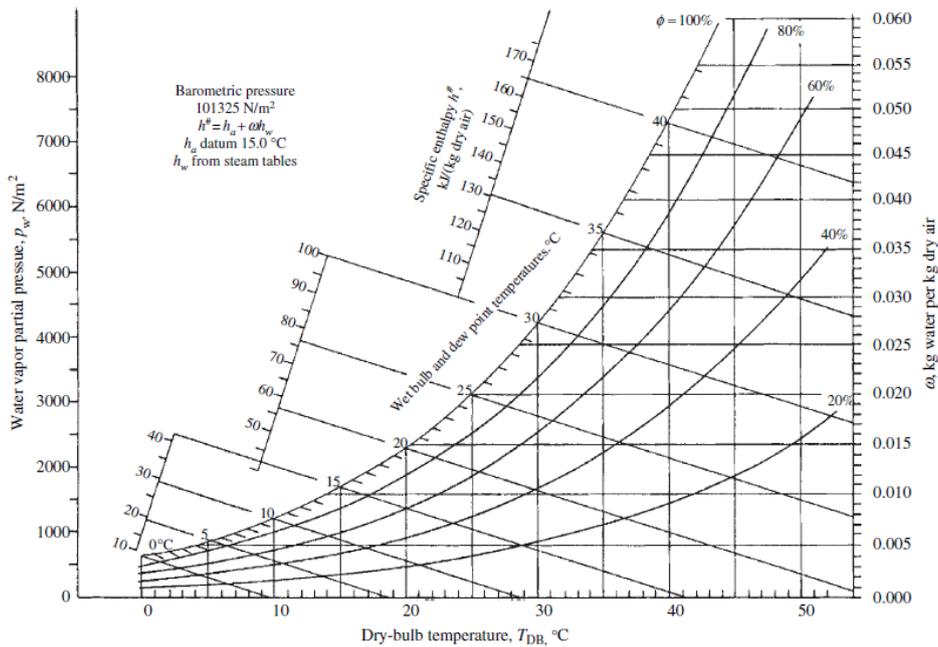


Figure 4. 15. diagramme psychrométrique d'air

Air humide est un mélange d'air sec et de la vapeur d'eau, il est considéré comme gaz parfait.

- Pression de l'air humide : selon la loi de Dalton la pression de l'air humide est la somme des deux pressions partielles la pression de l'air sec et celle de la vapeur

$$P = P_{a_s} + P_v \tag{4.2}$$

- l'humidité relative : notée ϕ , correspond au rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air sur la pression de vapeur saturante (ou tension de vapeur) à la même température, elle est exprimée par :

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \tag{4.3}$$

- L'humidité spécifique : notée ω c'est le rapport de la masse de vapeur d'eau sur la masse d'air sec à une température donnée et une humidité relative donnée. Elle s'exprime par la relation suivant :

$$\omega = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{as}} \tag{4.4}$$

$$\omega = \frac{M_v P_v \cdot V \sqrt{RT}}{M_a P_a \cdot V \sqrt{RT}} = \frac{M_v P_v}{M_a P_a} \tag{4.5}$$

$$P_a = P - P_v \quad (4.6)$$

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (4.7)$$

on combine les equations(4.7) et (4.3) on obtient :

$$\omega = 0.622 \frac{\Phi.P_{vs}}{P_0 - \Phi.P_{vs}} \quad (4.8)$$

- l'enthalpie de l'air humide :

L'enthalpie de l'air humide peut être calculée par l'équation suivante [97] :

$$H = 1,005.T + w(2501,3 + 1,82.T) \quad (4.9)$$

- la masse volumique de l'air humide

La masse volumique représente la masse d'air sec occupé par 1 m³ d'air humide, elle peut être déterminée à partir du diagramme de l'air humide, ou bien partir des tables thermodynamique en fonction de plusieurs paramètres.

4.9.3 Etude thermodynamique du cycle de Brayton en régime humide :

- Toutes les caractéristiques de l'air humide sont calculées à partir du logiciel EES.
- Le type du fluide est AirH2O qui représente l'air humide sur le Logiciel EES.

Hypothèses :

- On suppose la pression atmosphérique et la température ambiante sont fixes (à l'entrée du compresseur) pour déterminer l'effet de l'humidité seulement sur les performances de la turbine à gaz.
- On va étudier l'influence de l'humidité sur les différentes performances de la turbine à gaz en fonction de l'humidité relative qui varie entre 10-100 %.
- Pour une température ambiante $T_1 = 298,15\text{K}$ (25°C) Et pression atmosphérique $P_1 = 1\text{atm}$ (1,01325 bar).

4.9.4 Variation de l'humidité spécifique en fonction de l'humidité relative :

L'humidité spécifique est exprimée par l'équation (4.8)

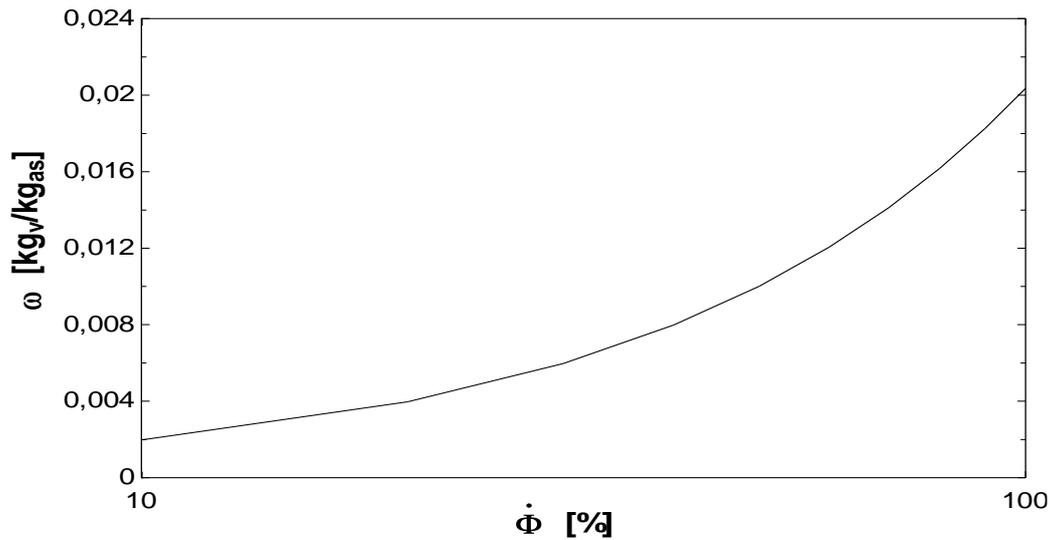


Figure 4. 16. Variation de l'humidité spécifique en fonction de l'humidité relative

La figure (4.16) montre que l'humidité spécifique varie proportionnellement avec l'humidité relative, lorsque l'humidité relative s'accroît la quantité de vapeur contenue dans l'air humide augmente.

4.9.5 Variation de la masse volumique de l'air humide en fonction de l'humidité relative :

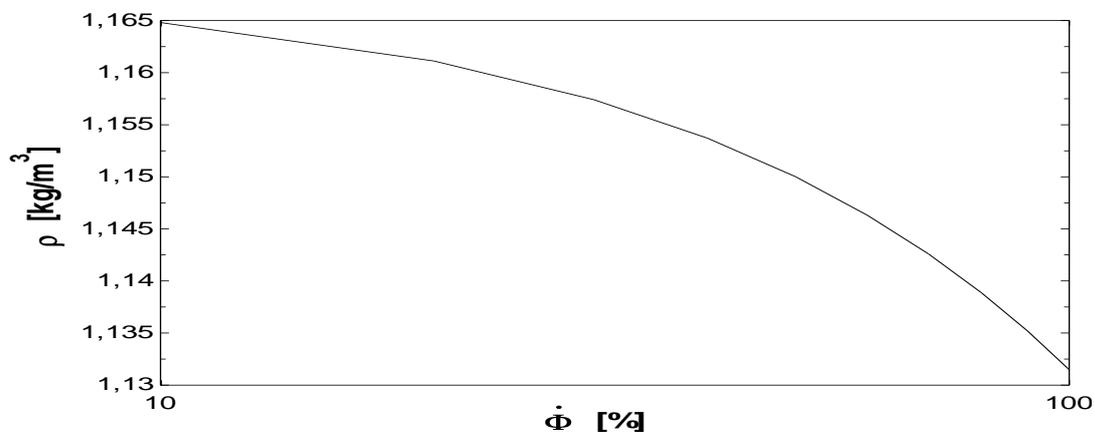


Figure 4. 17. Variation de la masse volumique de l'air humide en fonction de l'humidité relative.

L'analyse de la figure (4.17) montre que la masse volumique décroît avec l'élévation de l'humidité relative, ceci veut dire que l'air humide devient moins dense lorsque l'humidité relative augmente mais cette variation est juste lorsque la température et la pression ne varient pas car la masse volumique dépend aussi de ces deux paramètres.

4.9.6 : Variation du débit massique de l'air humide en fonction de l'humidité relative

Le débit massique de l'air humide est calculé par la relation suivante :

$$\dot{m}_a = \rho_{ah} \cdot Q_v \text{ [Kg/s]}$$

Avec $Q_v = 200 \text{ m}^3/\text{s}$.

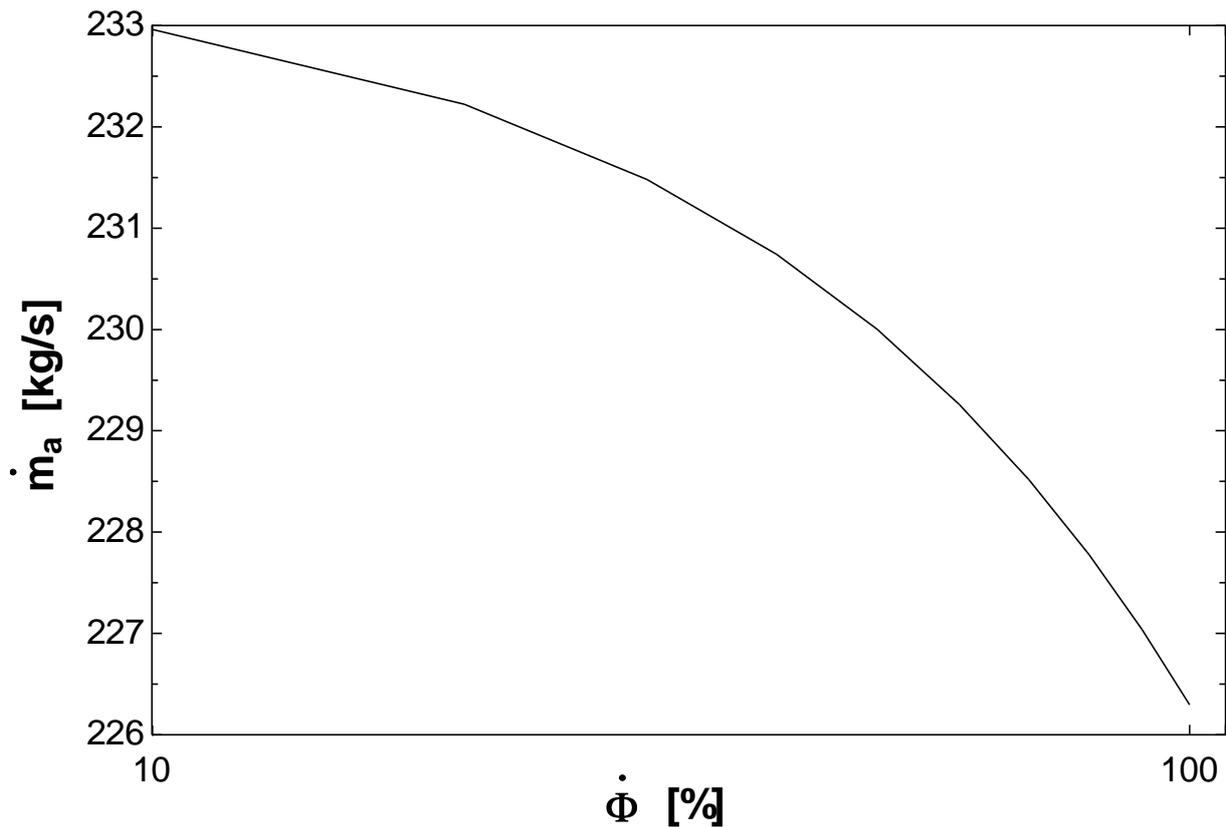


Figure 4. 18. Variation du débit massique de l'air humide en fonction de l'humidité relative

Le débit massique de l'air humide varie proportionnellement avec sa masse volumique

D'après la figure (4.18) le débit diminue avec l'augmentation de l'humidité relative.

4.9.7 L'influence de l'humidité relative sur le travail de compression :

$$\eta_{pc} = \frac{\ln \tau_c}{\int_{T_1}^{T_2} \left[\frac{Cp_a \cdot T + \omega \cdot Cp_{H_2O} \cdot T}{(R_a + \omega \cdot R_{H_2O}) T} \right] dT} \quad (4.10)$$

$$W_c = \int_{T_1}^{T_2} [Cp_a(T) + \omega \cdot Cp_{H_2O}(T)] \cdot dT \quad (4.11)$$

η_{pc} : Rendement polytropique du compresseur

$$\tau_c = \frac{P_2}{P_1} = 18$$

$$\eta_{pc} = 0,93$$

C_{p_a} , $C_{p_{H_2O}}$, R_a , R_{H_2O} , γ_a calculés à partir du logiciel EES

La température de sortie du compresseur est calculée à partir de la relation (4.10)

Le travail de compresseur est calculé par l'équation (4.11).

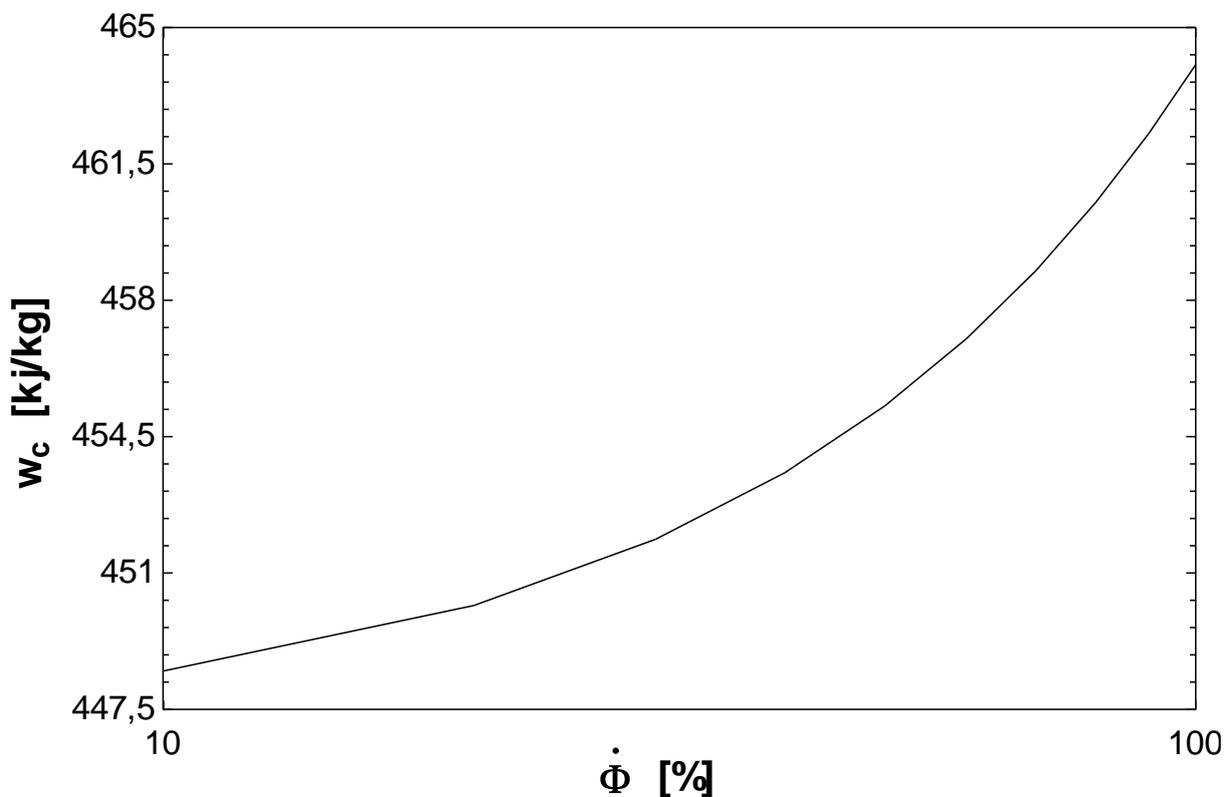


Figure 4. 19. L'influence de l'humidité relative sur le travail de compression

L'analyse de la figure (4.19) montre que le travail de compression augmente avec l'accroissement de l'humidité relative, ceci est dû au décroissement de la densité de l'air humide en fonction de l'humidité relative, car le compresseur consomme plus d'énergie pour comprimer l'air humide.

4.9.8 L'influence de l'humidité relative au niveau de la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = f \cdot P_{ci} \cdot \eta_{cc} \quad (4.12)$$

$$\dot{f} = \frac{\int_{T_2}^{T_3} (C_{p_a} \cdot T + \omega \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot T)}{P_{ci} - \int_{T_1}^{T_3} (C_{p_{gb}} \cdot T) dT} \quad (4.13)$$

C_{p_a} et $C_{p_{gb}}$ sont calculés à partir du logiciel EES les gaz brûlés sont les gaz produits par combustion du gaz naturel avec l'air humide.

T_3 : température d'entrée de la turbine c'est la température maximale atteinte dans la chambre de combustion. D'après le programme de calcul de la combustion EES la température adiabatique maximale atteinte dans la chambre de combustion par combustion du gaz naturel avec l'air humide est égale 1600k°

\dot{f} Est la nouvelle fraction combustible/air humide, et est calculée à partir de l'équation (4.13)

La quantité de chaleur Q_{cc} dégagée dans la chambre de combustion est exprimée par la relation (4.12)

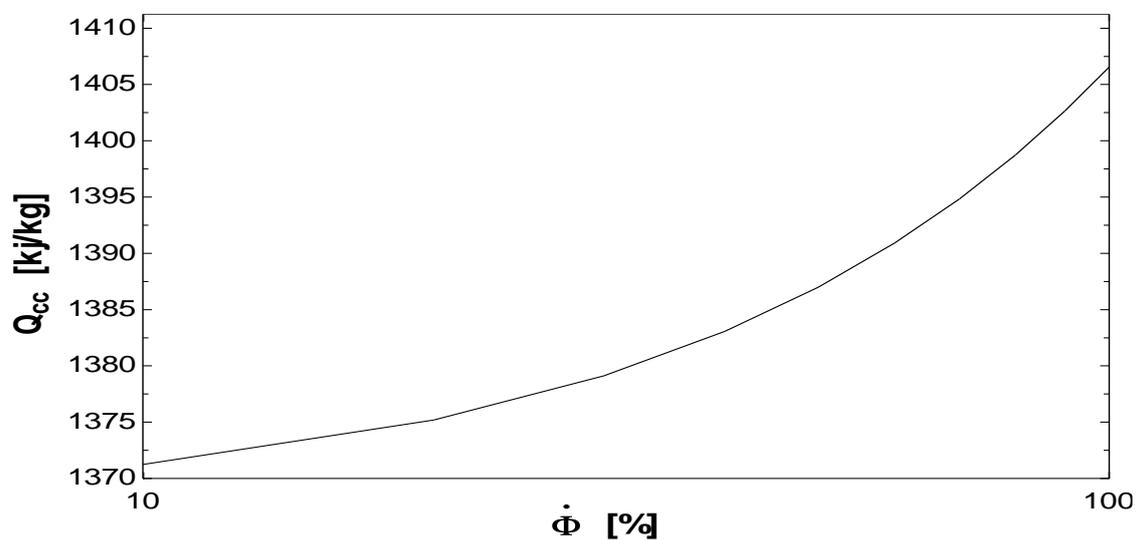


Figure 4. 20. Variation du Q_{cc} en fonction de l'humidité relative

La figure (4.20) montre que la quantité de chaleur fournie dans la chambre de combustion est relative à l'augmentation de l'humidité relative, elle augmente avec l'accroissement de l'humidité car une fois l'humidité relative augmente, la quantité de vapeur contenue dans l'aire augmente, donc plus d'énergie thermique pour que le fluide atteigne la température maximale de la chambre de combustion.

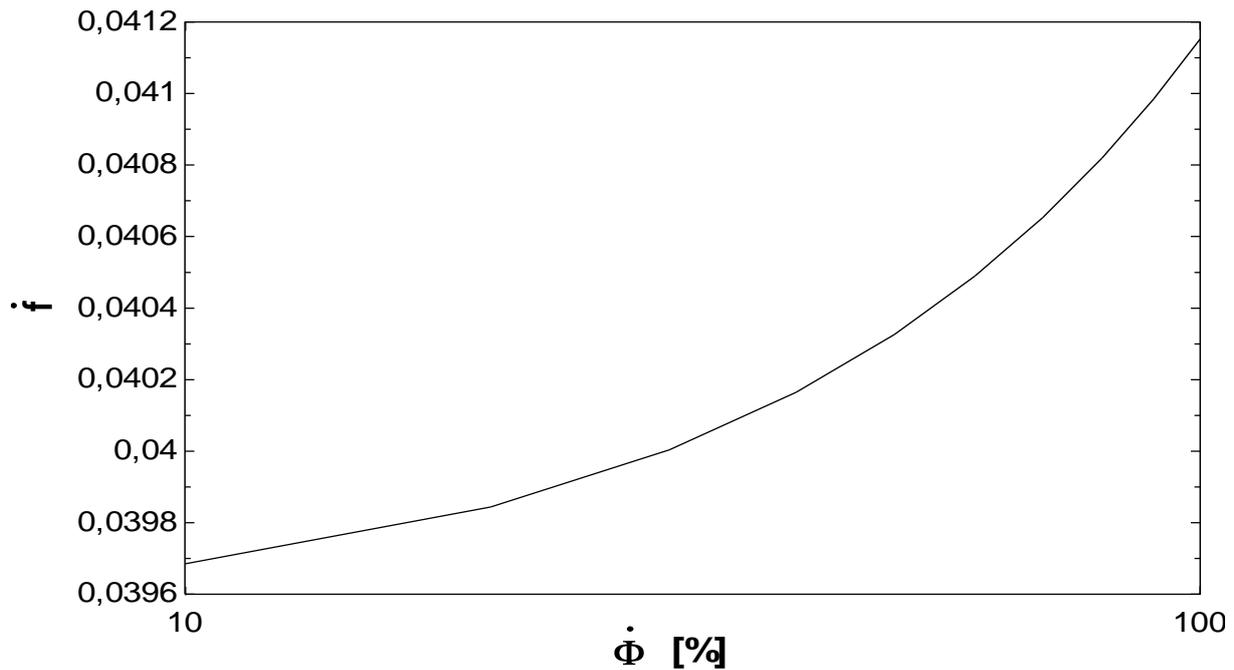


Figure 4. 21. Variation du facteur de débit en fonction de l'humidité relative

La figure (4.21) montre que le nouveau facteur débit combustible/air humide varie proportionnellement avec la quantité de chaleur Q_{cc} , le facteur s'accroît avec l'augmentation de l'humidité ceci est dû à la dégradation du débit d'air en fonction de l'humidité ainsi que l'accroissement du débit combustible injecté dans la chambre de combustion.

4.9.9 L'influence de l'humidité relative sur le travail de détente :

$$\eta_{pt} = \frac{\int_{T_4}^{T_3} \left[\frac{Cp_a \cdot T + \omega \cdot Cp_{H_2O} \cdot T + \dot{f} \cdot Cp_{gb} \cdot T}{(R_a + \omega \cdot R_{H_2O} + R_{gb}) T} \right] dT}{\ln \tau_t} \quad (4.14)$$

$$W_t = \int_{T_4}^{T_3} [Cp_a(T) + \omega \cdot Cp_{H_2O}(T) + \dot{f} \cdot Cp_{gb}] \cdot dT \quad (4.15)$$

$$\tau_t = \frac{P_4}{P_3} \quad (4.16)$$

La température de sortie de la turbine T_4 est calculée à partir de l'équation du rendement polytropique (4.14).

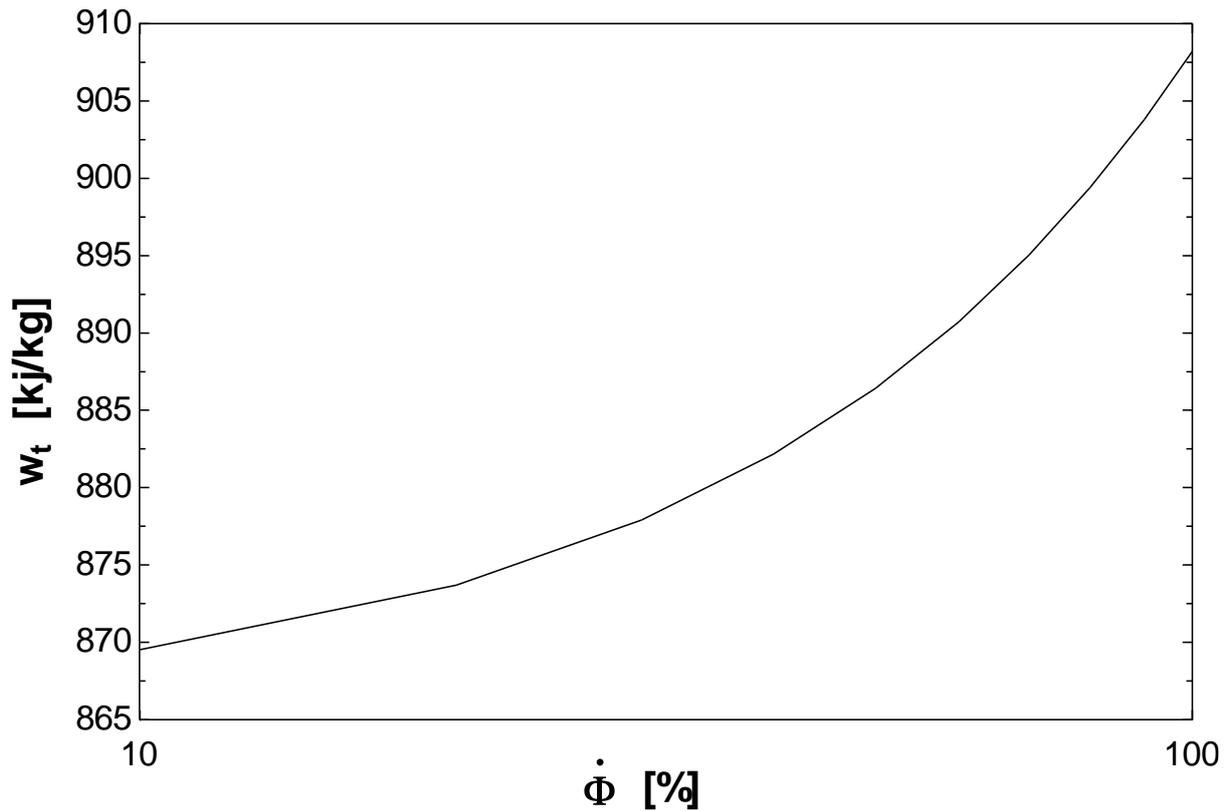


Figure 4. 22. Variation du travail de la turbine (détente) en fonction de l'humidité relative

L'analyse de la figure (4.22) montre que le travail de la turbine augmente avec l'évolution de l'humidité relative ceci est dû à l'augmentation d'enthalpie à l'entrée de la turbine H_3 en fonction de l'humidité.

4.9.10 L'influence de l'humidité relative sur le travail et la puissance utiles :

Le travail utile de la turbine à gaz est calculé par l'équation (3.6)

La puissance utile de la turbine à gaz est calculée par l'équation (3.8)

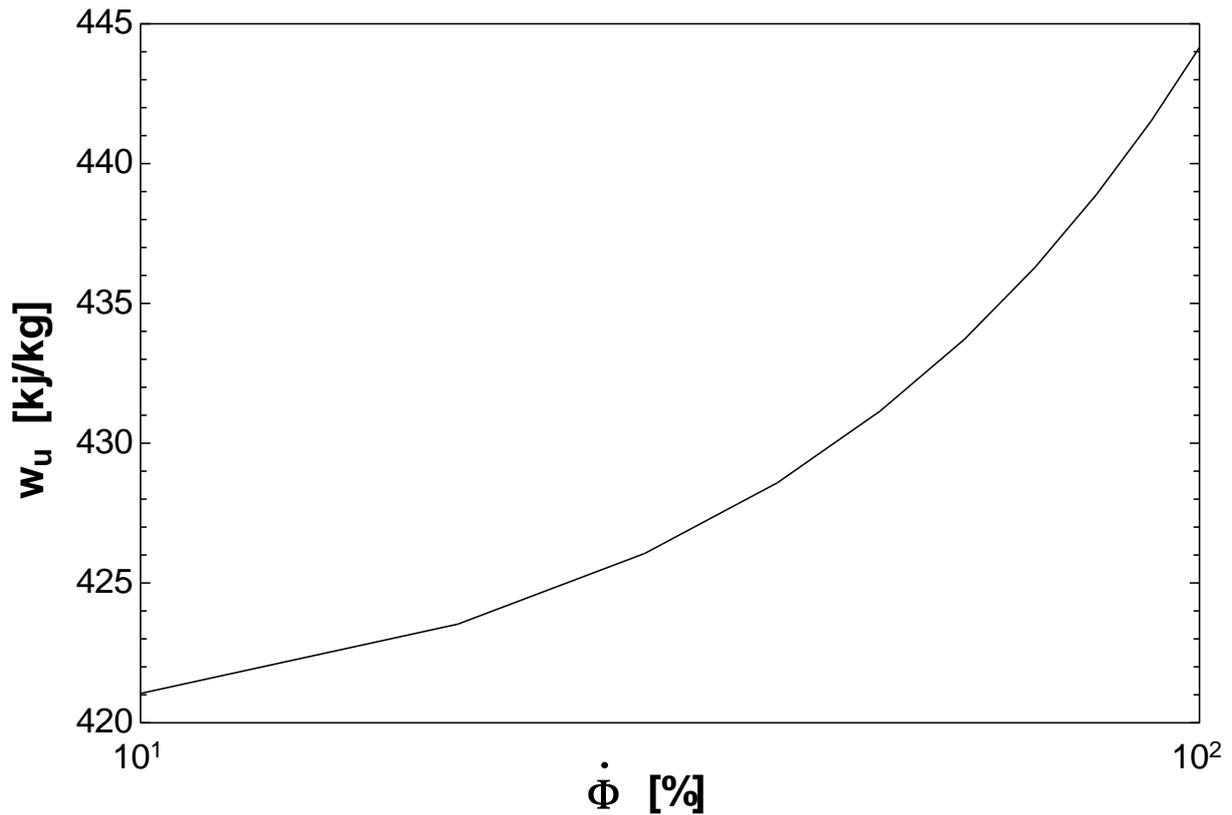


Figure 4. 23. Variation du travail utile en fonction de l'humidité relative

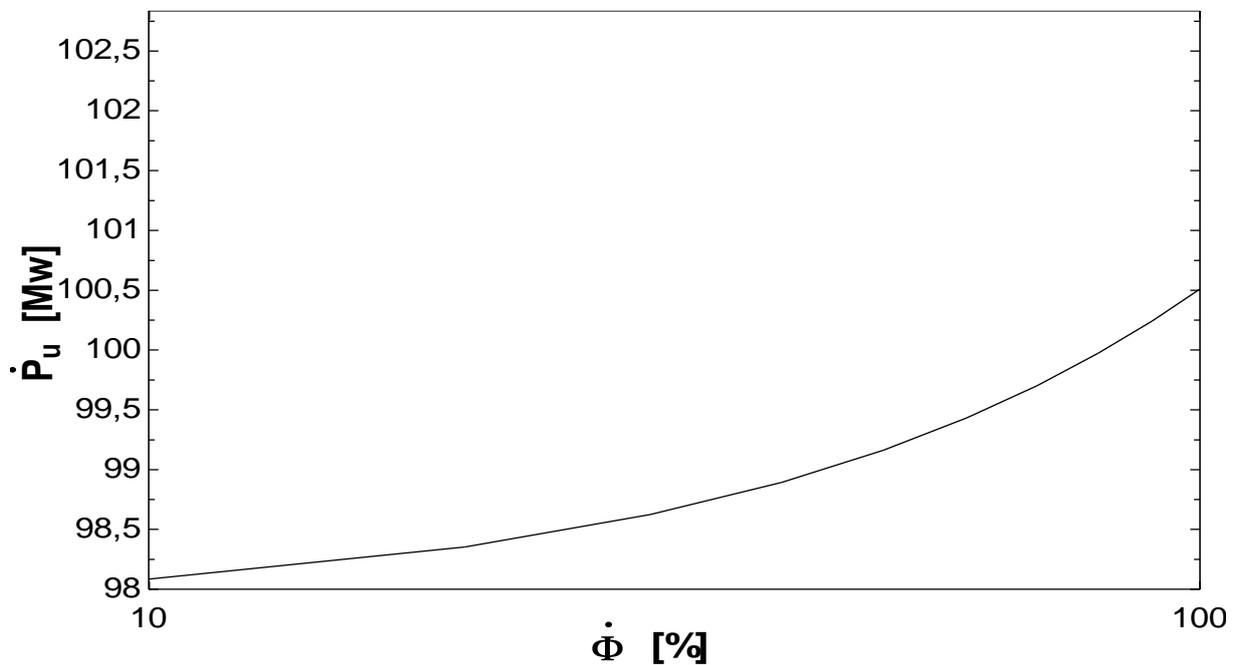


Figure 4. 24. Variation de la puissance utile en fonction de l'humidité relative

L'analyse des deux figures (4.23) et (4.24) montre que le travail et la puissance utiles s'accroît avec l'augmentation de l'humidité.

L'évolution de la puissance utile est quasiment petite 2,5 MW.

4.9.11 L'influence de l'humidité relative sur le rendement théorique

Le rendement théorique est calculé par l'équation (3.7)

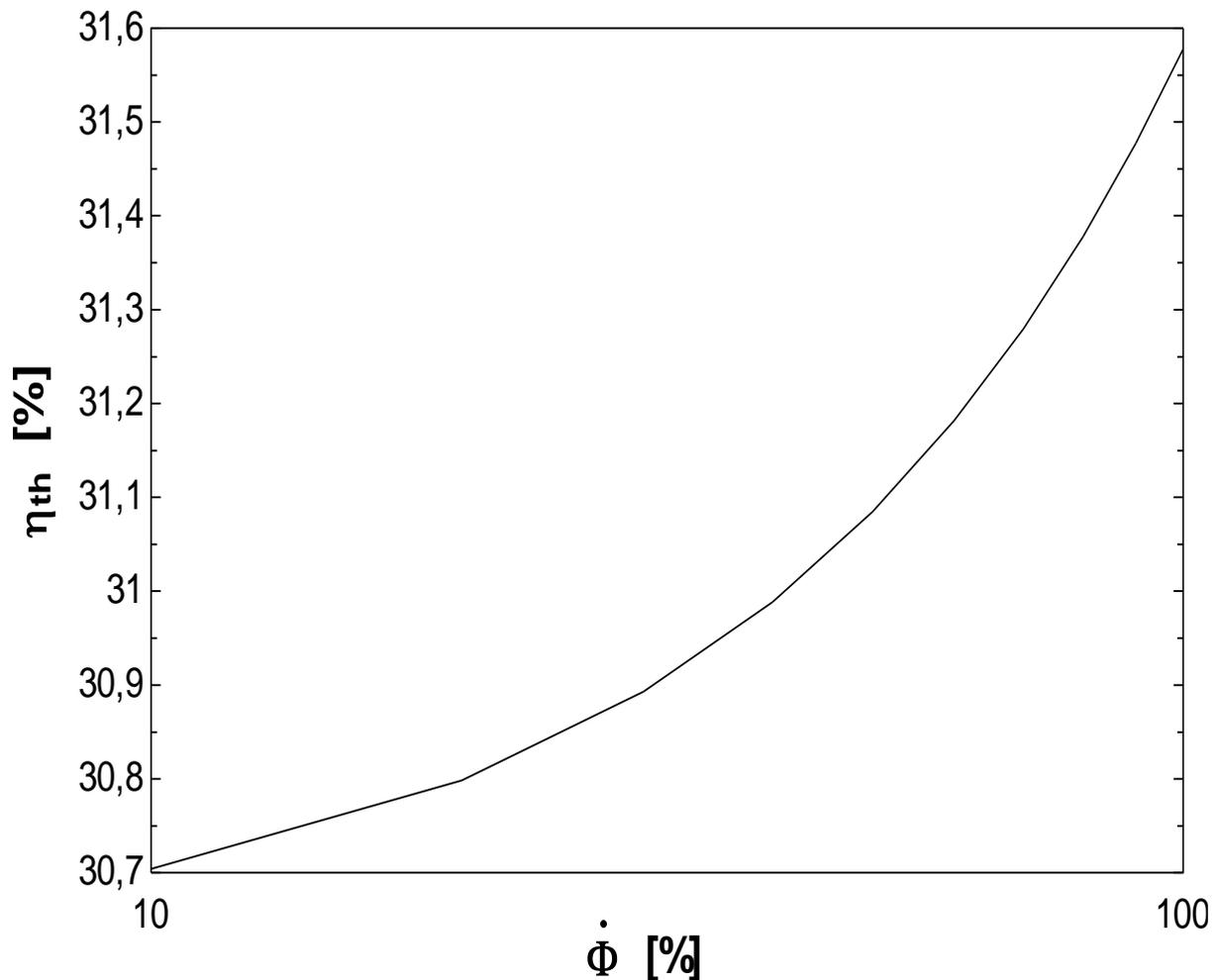


Figure 4. 25. Variation du rendement théorique en fonction de l'humidité relative

L'analyse de la figure (4.25) montre que l'évolution de l'humidité relative fait augmenter le rendement théorique de 1%.

4.9.12 L'influence de l'humidité relative sur la consommation spécifique :

La consommation spécifique est calculée par l'équation (3.9)

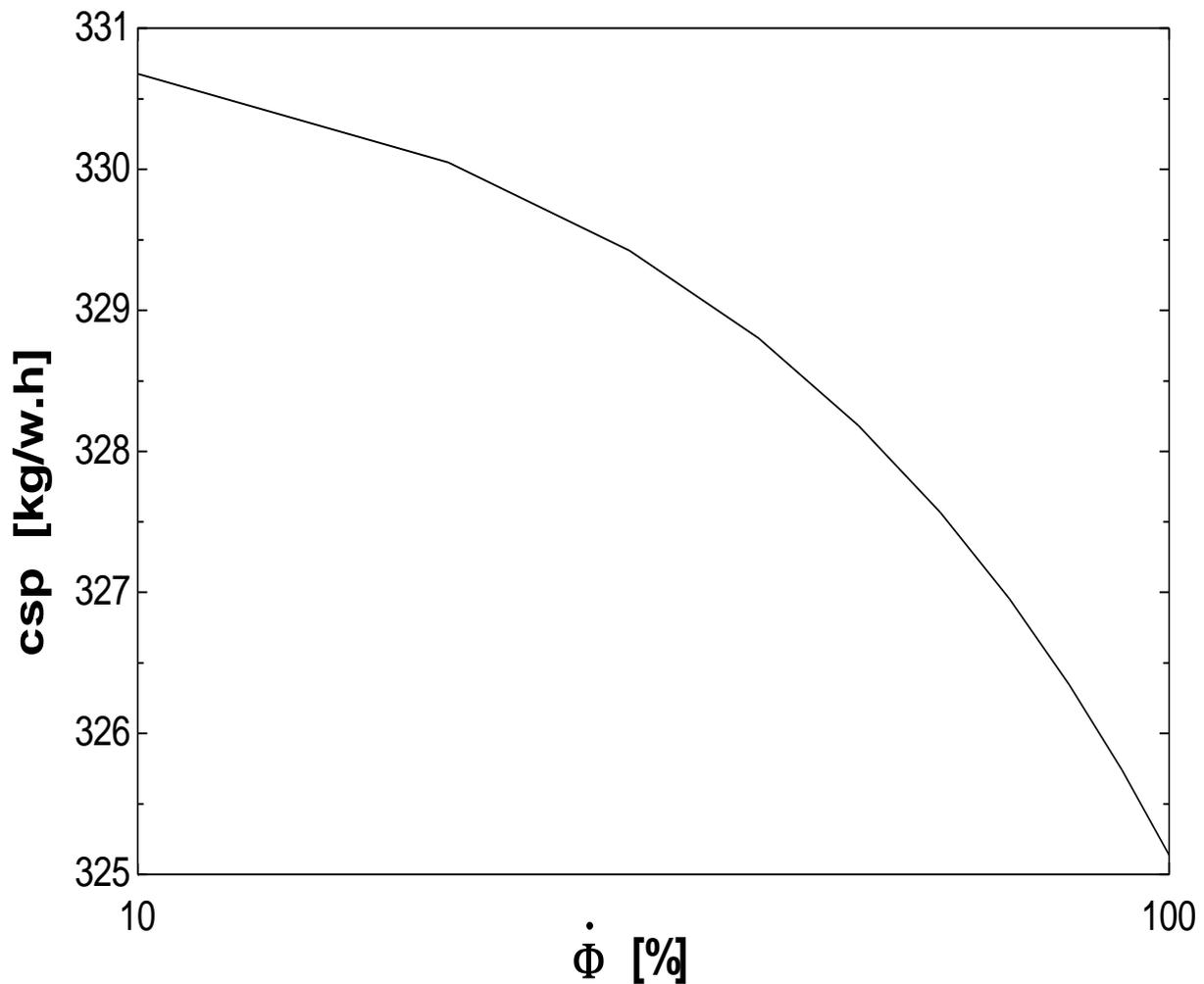


Figure 4. 26. Variation de la consommation spécifique en fonction de l'humidité relative

La consommation spécifique est inversement proportionnelle au travail utile, l'analyse de la figure (4.26) montre que la consommation spécifique décroît avec l'augmentation de l'humidité relative car le travail utile augmente en fonction de l'humidité relative.

5. conclusion :

La performance tableau nous montre clairement l'effet de la variation de l'humidité sur les différentes de la TG.

Tableau 4. 3. L'effet de L'humidité sur les performances de la TG

1-10	1 ϕ [kg _{vap} /kg _{air}]	2 $\dot{\phi}$ [%]	3 ω [kg _v /kg _{as}]	4 ρ [kg/m ³]	5 \dot{m}_a [kg/s]	6 w_c [kj/kg]	7 Q_{cc} [kj/kg]	8 f	9 \dot{m}_c [kg/s]	10 w_t [kj/kg]	11 w_u [kj/kg]	12 \dot{P}_u [Mw]	13 c_{sp} [kg/w.h]	14 η_{th} [%]
Run 1	0,1	10	0,001977	1,165	233	448,5	1364	0,03519	8,199	866,7	418,2	97,43	303	30,6
Run 2	0,2	20	0,003968	1,161	232,2	450,2	1368	0,03533	8,205	870,9	420,7	97,69	302,4	30,7
Run 3	0,3	30	0,00597	1,157	231,5	451,9	1372	0,03548	8,212	875	423,2	97,96	301,8	30,8
Run 4	0,4	40	0,007986	1,154	230,7	453,6	1376	0,03562	8,219	879,3	425,7	98,23	301,2	30,9
Run 5	0,5	50	0,01001	1,15	230	455,3	1380	0,03576	8,225	883,5	428,2	98,49	300,6	31,0
Run 6	0,6	60	0,01206	1,146	229,3	457	1384	0,03591	8,232	887,8	430,8	98,76	300,1	31,1
Run 7	0,7	70	0,01411	1,143	228,5	458,8	1388	0,03605	8,239	892,1	433,3	99,03	299,5	31,2
Run 8	0,8	80	0,01618	1,139	227,8	460,5	1391	0,0362	8,245	896,4	435,9	99,29	299	31,3
Run 9	0,9	90	0,01826	1,135	227	462,3	1395	0,03635	8,252	900,8	438,5	99,56	298,4	31,4
Run 10	1	100	0,02036	1,131	226,3	464	1399	0,0365	8,259	905,2	441,1	99,83	297,8	31,5

5.1 Introduction :

Maximiser le rendement des turbines à gaz aura comme conséquence des charges thermiques accrues sur les composants chauds qui provoque l'échec prématuré des matériaux et des émissions plus élevées de NO_x. Plusieurs études proclament que la technologie et les techniques disponibles aujourd'hui sont capables de pousser l'efficacité thermique plus haut et de doubler également la puissance avec une meilleure commande du rapport air-carburant et des températures de la flamme, toutefois que le rendement thermique et la puissance augmentent, la température d'admission de la turbine augmentera également de 1700K à 2200K, qui est plus haute que la température de fonte des aubes environ 1850K. Au cours des dernières années, beaucoup de solutions ont été proposées pour réduire autant que possible la charge thermique des éléments du moteur et améliorer la longévité des composants. L'utilisation d'un film d'air de refroidissement pour réduire ces charges thermiques n'a pas réduit le problème des émissions de polluants, ils ont trouvé que dans la région proche de la paroi lorsque le film l'air de refroidissement est utilisé, les réactions chimiques ne peuvent pas être possibles à cause de la température d'air qui est relativement basse. Cependant, la température d'air au centre de la zone primaire devient si haute qu'elle a comme conséquence des émissions plus élevées de NO_x. Ces points chauds localisés peuvent produire de 25-30 ppm de NO_x et les spots froids localisés peuvent également avoir comme conséquence une plus haute partie de CO dans l'échappement. Ainsi, même lorsque la zone globale de combustion est bien maintenue au-dessous de la température seuil de formation de NO_x (1500-1650°C), les niveaux de NO_x seront toujours affectés par ces spots chauds et froids localisés. Cette situation produira donc des niveaux combinés globaux d'émissions de CO et NO_x, qui sont indésirables voir figure (5.1).

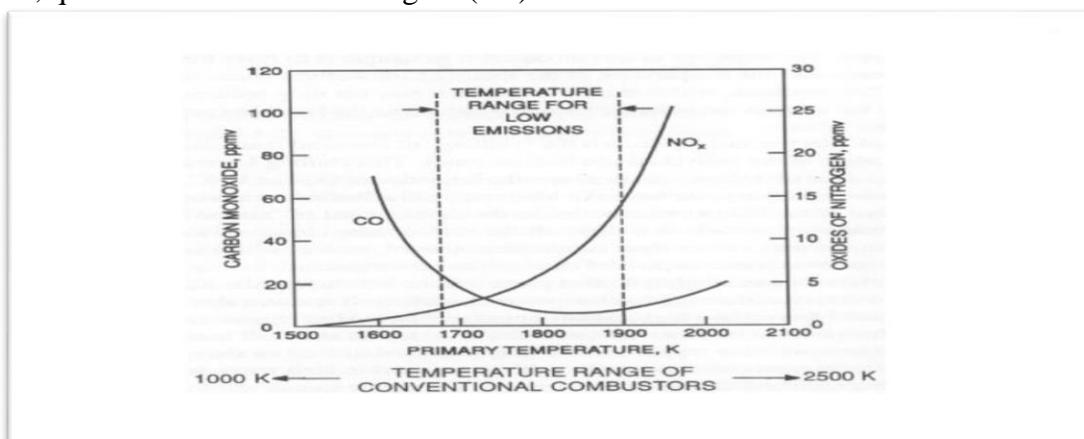


Figure 5. 1. Niveaux combinés globaux des émissions de CO et NO_x

5.2 Production des polluants atmosphériques :

D'un degré à un autre nous vivons tous avec la pollution atmosphérique. Qui est plus accentuée autour des usines qui brûlent du combustible fossile dans nos grandes villes. Tony Giampaolo a identifié les composants de la pollution atmosphérique comme hydrocarbures, oxyde de carbone, oxydes de soufre, et oxydes d'azote. On a également déterminé que, sur une base mondiale, la nature produit plus de polluant de trois fois la quantité d'oxydes du soufre et dix fois la quantité d'oxydes d'azote que les machines. Les produits de la combustion dans les turbines à gaz sont détaillés dans le tableau suivant :

Tableau 5. 1. Les produits de la combustion dans la TG

Constituant	Par masse (%)	Remarques
N ₂ – Nitrogène	74.16	Dans la plupart inerte, de la part de l'atmosphère.
O ₂ – Oxygène	16.47	De l'excès d'air.
CO ₂ –Bioxyde de carbone	5.47	Produit d'une combustion complète.
H ₂ O-L'eau	2.34	Produit d'une combustion complète.
A- Argon	1.26	Inerte, de la part de l'atmosphère
UHC- Hydrocarbure non brûlés	Trace	Produit d'une combustion incomplète.
CO- mono Oxyde de carbone	Trace	Produit d'une combustion incomplète.
NO _x – Oxyde d'azote <ul style="list-style-type: none"> ◆ Thermique ◆ Organique 	Trace	Fixation de N ₂ de l'atmosphère Formé pendant la combustion
SO _x – Oxyde de sulfure		Sulfure dans le carburant

Les règlements actuels de l'agence de protection de l'environnement (EPA : Environmental Protection Agency) ont promulgué des normes de plus en plus restrictives des

limites des émissions de NOx. Par conséquent afin d'essayer de réduire ces émissions de NOx, ils ont trouvé que l'injection de la vapeur dans une chambre de combustion de la turbine à gaz peut réduire ces émissions de NOx.

5.3. Injection de vapeur dans l'amont de la chambre de combustion

5.3.1 Description :

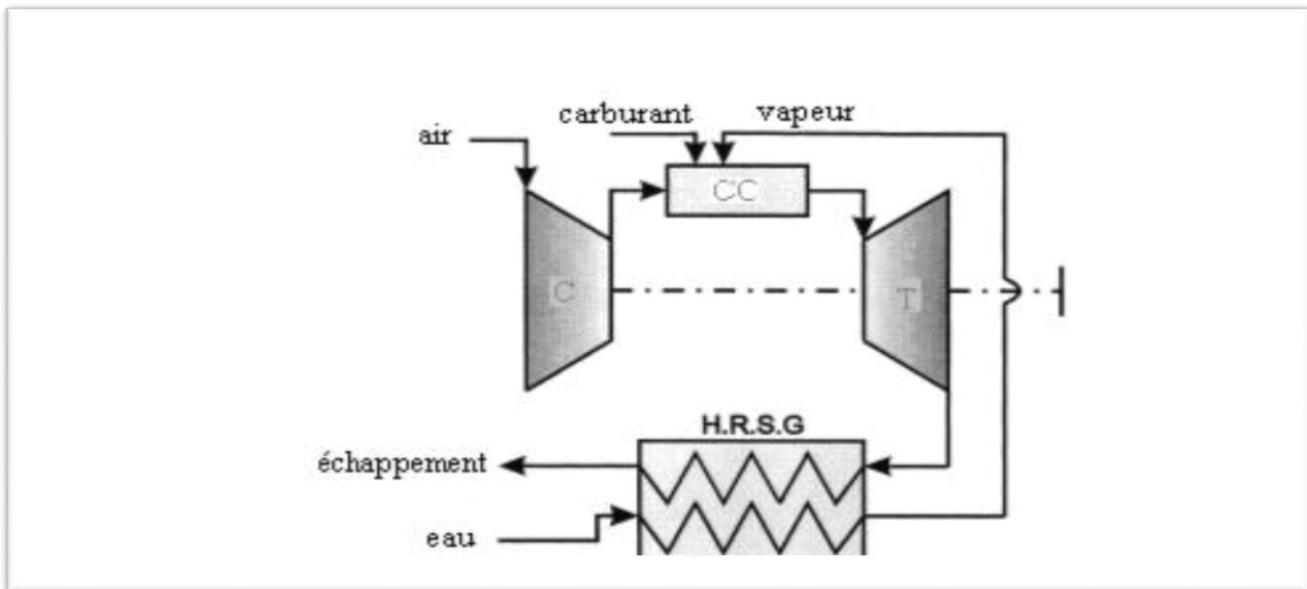


Figure 5. 2. Cycle injection de vapeur

L'injection de la vapeur dans une turbine à gaz (TAG) pour augmenter la puissance représente une combinaison du cycle de Brayton avec celui de Rankine. Le cycle ainsi constitué porte parfois le nom de cycle de Cheng. Le fonctionnement est illustré dans le schéma de la Figure (5.2). D'un point de vue conceptuel, le cycle est semblable au cycle combiné gaz-vapeur. Toutefois, dans le cycle combiné, les écoulements du fluide de travail dans la turbine à gaz et dans la turbine à vapeur sont physiquement séparés alors que dans le cycle TAG avec injection de vapeur, la vapeur se détend avec les gaz comburés dans la même turbine. Le débit massique de la vapeur injectée ne dépasse généralement pas 15 à 20 % du débit massique d'air à l'entrée du compresseur.

L'injection de vapeur permet d'augmenter le rendement thermique et la puissance délivrée. Pour une température d'entrée turbine fixée, il faut fournir du combustible supplémentaire pour élever la vapeur injectée jusqu'à la température spécifiée. Toutefois, la puissance additionnelle produite par la détente de cette vapeur dans la turbine compense largement cet apport supplémentaire d'énergie, et le rendement thermique global est ainsi augmenté.

Sur une base énergétique, la vapeur contient plus d'énergie que l'air ; le C_p de la vapeur est approximativement deux fois celui de l'air. Le gain de rendement et de puissance par injection de vapeur est d'environ 4 % pour chaque 1 % de vapeur injectée (où % de vapeur injecté se rapporte à l'écoulement principal de turbine)

5.3.2 Etude du cycle simple de la turbine a gaz avec injection de vapeur :

❖ La compression

La température et la pression d'entrée du compresseur sont données

$$T_1 = 300 \text{ K}$$

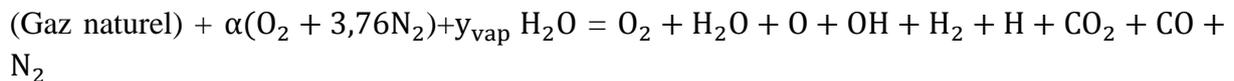
$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

Le travail de compression w_c se calcule à partir de l'équation (3.2) est reste constant en fonction du taux d'injection car l'injection se fait au niveau de la chambre de combustion

$$W_c = 463,3 \text{ kJ/kg}$$

❖ Processus de la combustion avec injection de la vapeur

L'injection de la vapeur se fait au niveau de la chambre de combustion suivant la réaction chimique représentée par cette équation :



On pose $x = \frac{\dot{m}_{\text{vap}}}{\dot{m}_a}$ le taux d'injection de vapeur c'est la fraction du débit vapeur/débit d'air

$$x = \frac{\dot{m}_{\text{vap}}}{\dot{m}_a} = \frac{n_{\text{vap}} \cdot M_v}{n_a \cdot M_a}$$

$$n_v = y_{\text{vap}} = \frac{x \cdot n_a \cdot M_a}{M_v}$$

$$M_a = 28,96 \frac{\text{Kg}}{\text{K mole}}$$

$$M_v = 18,02 \frac{\text{Kg}}{\text{K mole}}$$

Donc :

$$y_{\text{vap}} = 1,607 \cdot x \cdot \alpha$$

A l'aide du logiciel EES on a calculé les paramètres de la combustion en fonction de x le taux d'injection de la vapeur

Les conditions d'injection sont définies par :

La température de la vapeur injectée $T_{inj} = 600 \text{ K}$

La pression de la vapeur injectée $P_{inj} = 20 \text{ bar}$

Les enthalpies de la vapeur sont calculés à l'aide du logiciel EES en fonction des conditions d'injection.

On prend x varie entre $[0,01-0,1] \text{ Kg}_{vap}/\text{Kg}_{air}$

Le tableau suivant représente la variation de la température adiabatique de combustion en fonction de x d'injection de la vapeur.

Tableau 5. 2. La variation de la température adiabatique de combustion en fonction de taux d'injection de la vapeur

Tau d'injection x [$\text{kg}_{vap}/\text{kg}_{air}$]	Température adiabatique de la combustion [K]
0,01	1638
0,02	1624
0,03	1610
0,04	1595
0,05	1581
0,06	1566
0,07	1552
0,08	1537
0,09	1523
0,1	1508

Les résultats de tableau montrent que la température adiabatique décroît avec le taux d'injection de la vapeur, cette température c'est la température maximale atteinte dans la chambre de combustion T_3 .

La quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion est calculée par l'équation suivante :

$$Q_{cc} = \dot{f} \cdot P_{ci} \cdot \eta_{cc} \quad (5.1)$$

Avec \dot{f} la fraction débit combustible/débit d'air avec injection de la vapeur

\ddot{f} Est calculé à partir de la loi d'équilibre des puissances au niveau de la chambre de combustion comme ce suit :

$$h_2 + \ddot{f} \cdot Pci \cdot \eta_{cc} + x \cdot h_{vinj} = (1 + \ddot{f}) \cdot h_3 + x \cdot h_{vcc} \quad (5.2)$$

h_{vinj} : Enthalpie de la vapeur dans les conditions d'injection

h_{vcc} : Enthalpie de la vapeur dans les conditions T_3 et P_3

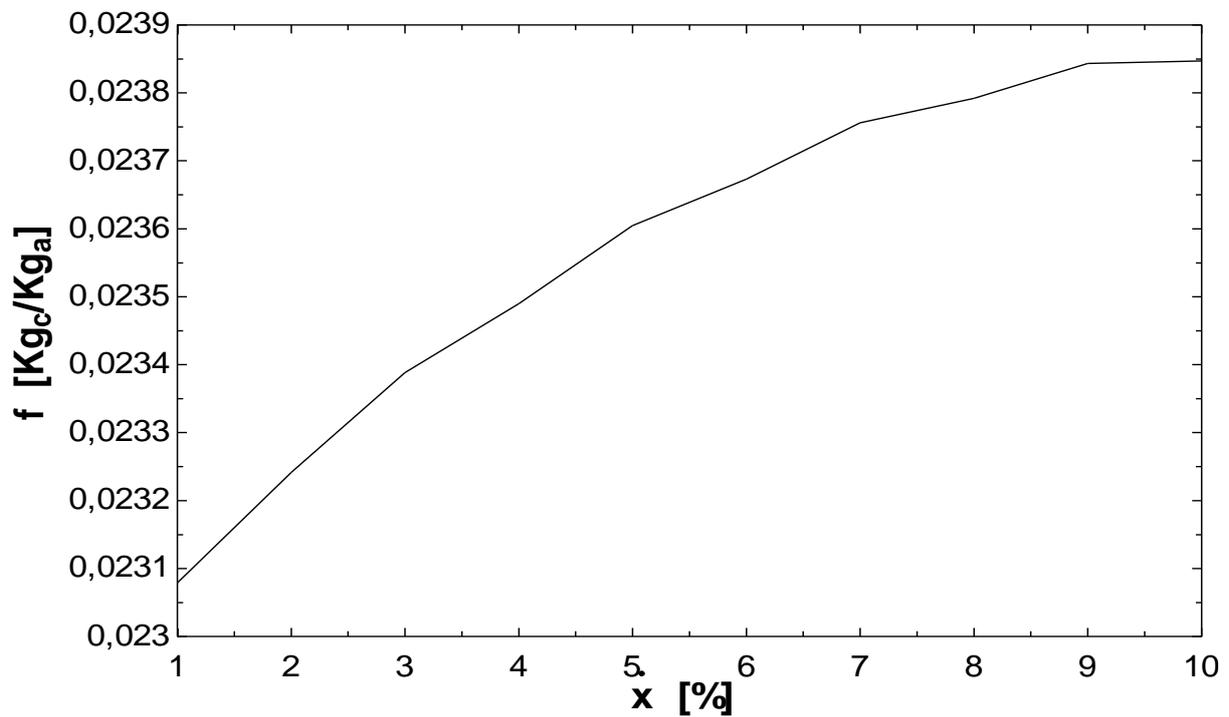


Figure 5. 3.variation de la fraction débit combustible/débit d'air en fonction de taux d'injection de la vapeur

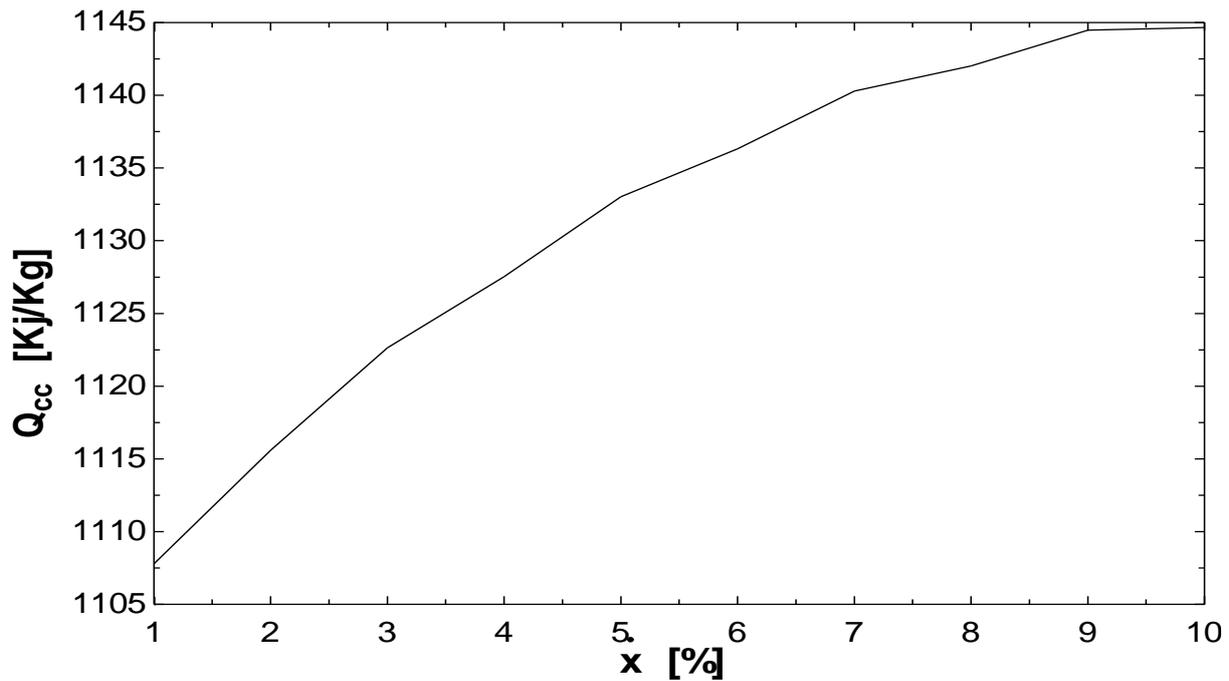


Figure 5. 4. Variation de la quantité de chaleur fournie au niveau de la CC en fonction de taux d'injection de la vapeur

L'analyse des figures (5.3) et (5.4) montre que la quantité de chaleur fournie au niveau de la chambre de combustion et le rapport \dot{f} ont la même allure, ils augmentent avec le tau d'injection de vapeur.

❖ La détente

Le travail de la turbine est calculé par l'équation suivante :

$$w_t = [(1 + \dot{f}) \cdot (h_3 - h_4) + x \cdot (h_{vcc} - h_{v4})] \cdot \eta_{mec} \quad (5.3)$$

Tel que :

h_{vcc} : enthalpie de vapeur dans les conditions (T₃ et P₃)

h_{v4} : enthalpie de vapeur dans les conditions (T₄ et P₄)

Calculés par EES

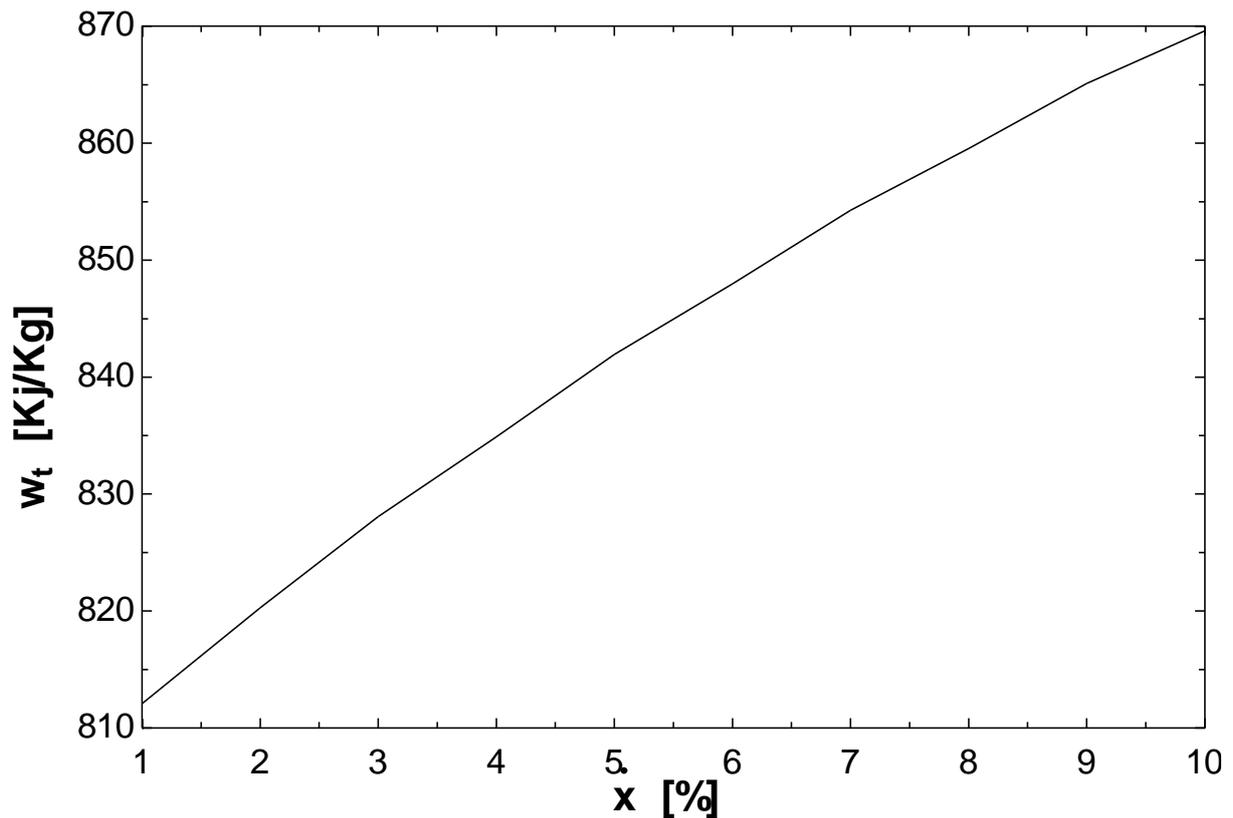


Figure 5. 5. Variation du travail de la turbine en fonction de taux d'injection de la vapeur

L'analyse de la figure (5.5) montre que le travail de la turbine augmente avec le taux d'injection.

Le travail utile est exprimé par l'équation (3.6).

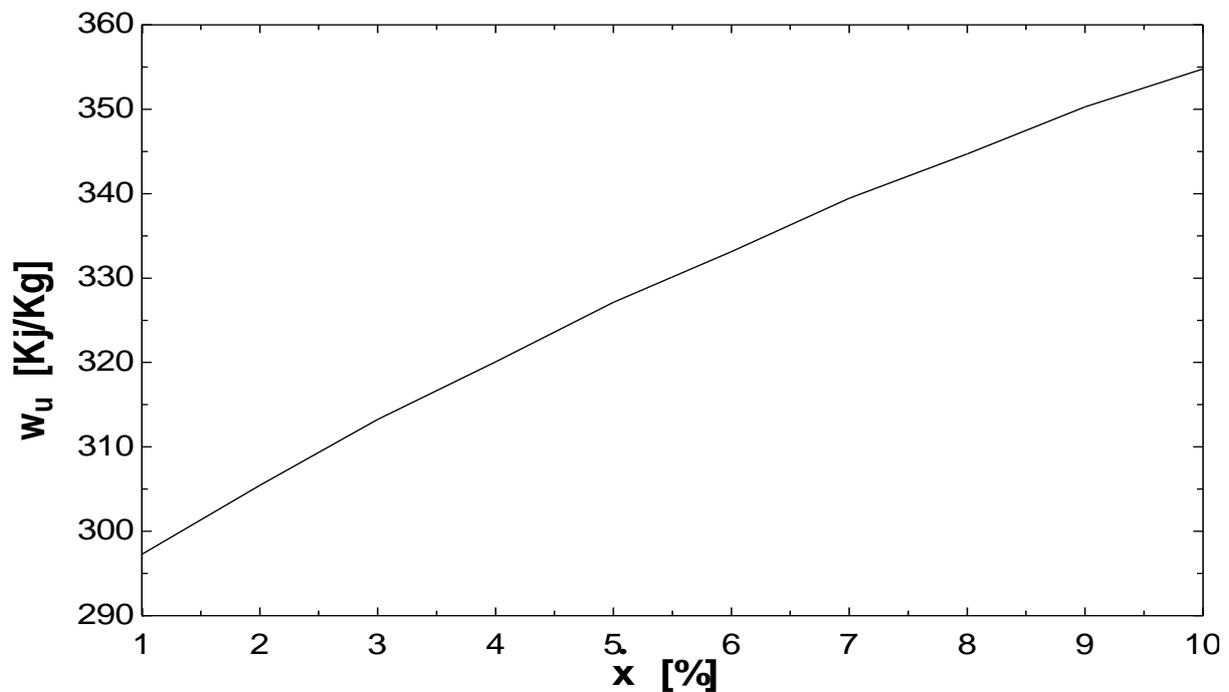


Figure 5. 6. Variation du travail utile en fonction de taux d'injection de la vapeur

Le travail de détente (turbine) et le travail utile ont la même allure car le travail de compression ne dépend pas du taux d'injection.

5.3.3 L'influence de l'injection de la vapeur sur les performances de la turbine à gaz

La puissance utile est exprimée par l'équation (3.8)

Le rendement théorique est exprimé par l'équation (3.7)

La consommation spécifique est donnée par l'équation (3.9)

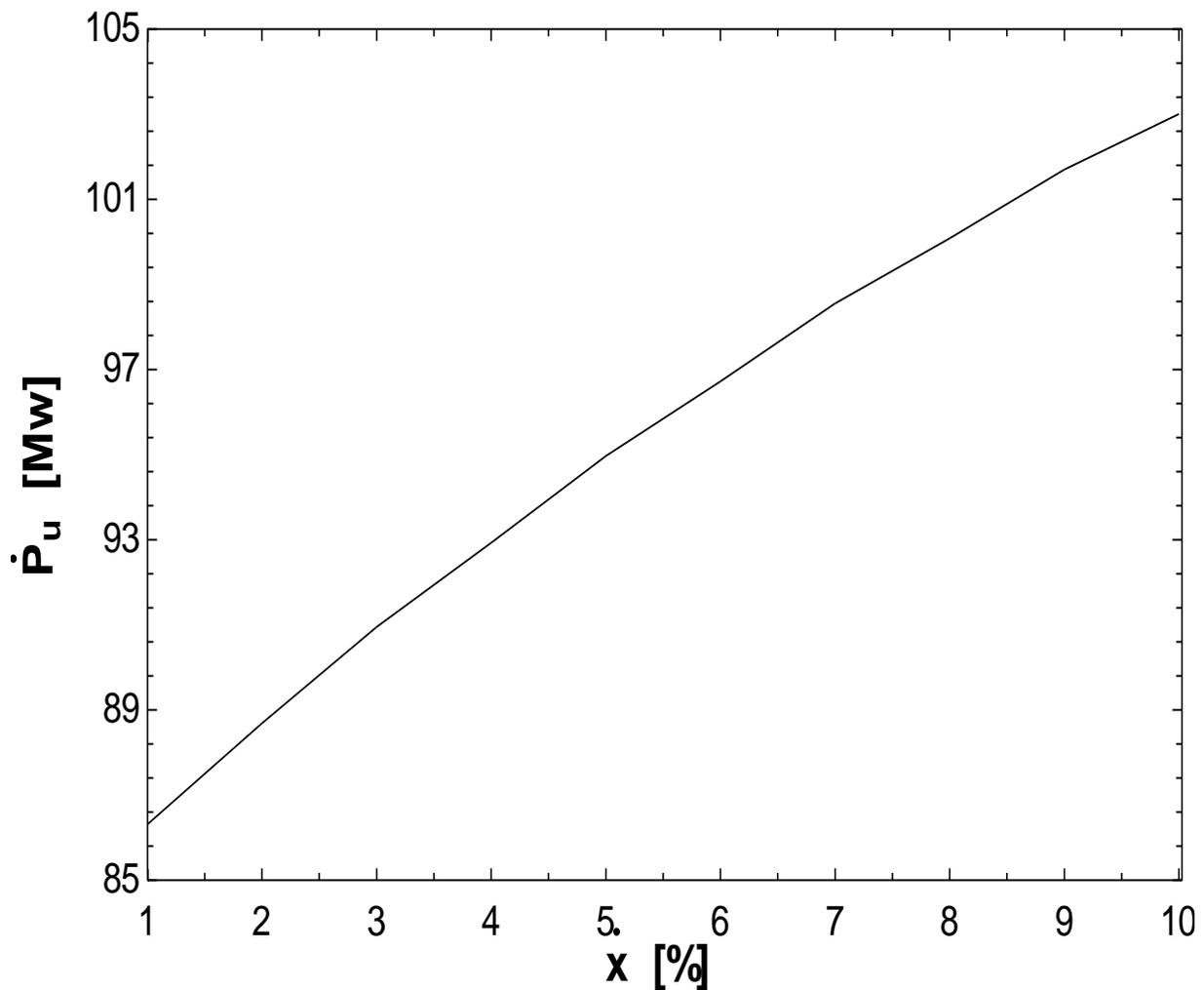


Figure 5. 7. Variation du puissance utile en fonction de taux d'injection de la vapeur

La figure (5.6) et (5.7) ont la même allure, la puissance utile est proportionnelle au travail utile qui augmente avec le taux d'injection.

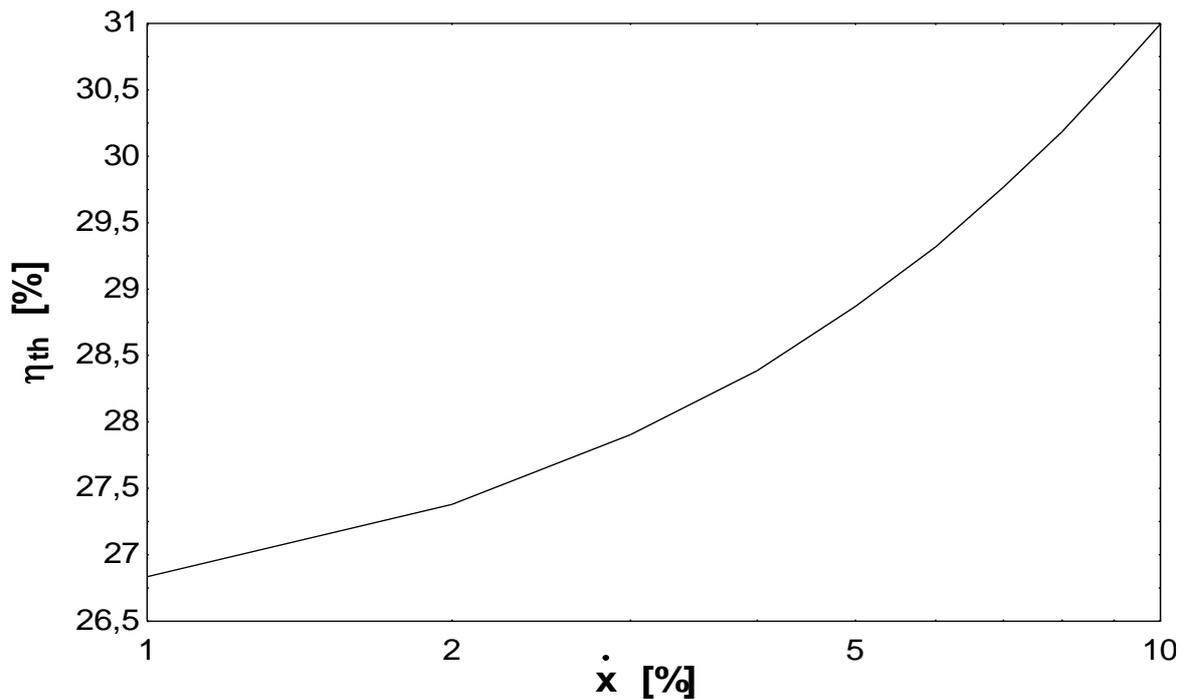


Figure 5. 8. Variation du rendement théorique en fonction de taux d'injection de la vapeur

L'analyse de figure (5.8) montre que le rendement théorique s'accroît avec le taux d'injection de la vapeur.

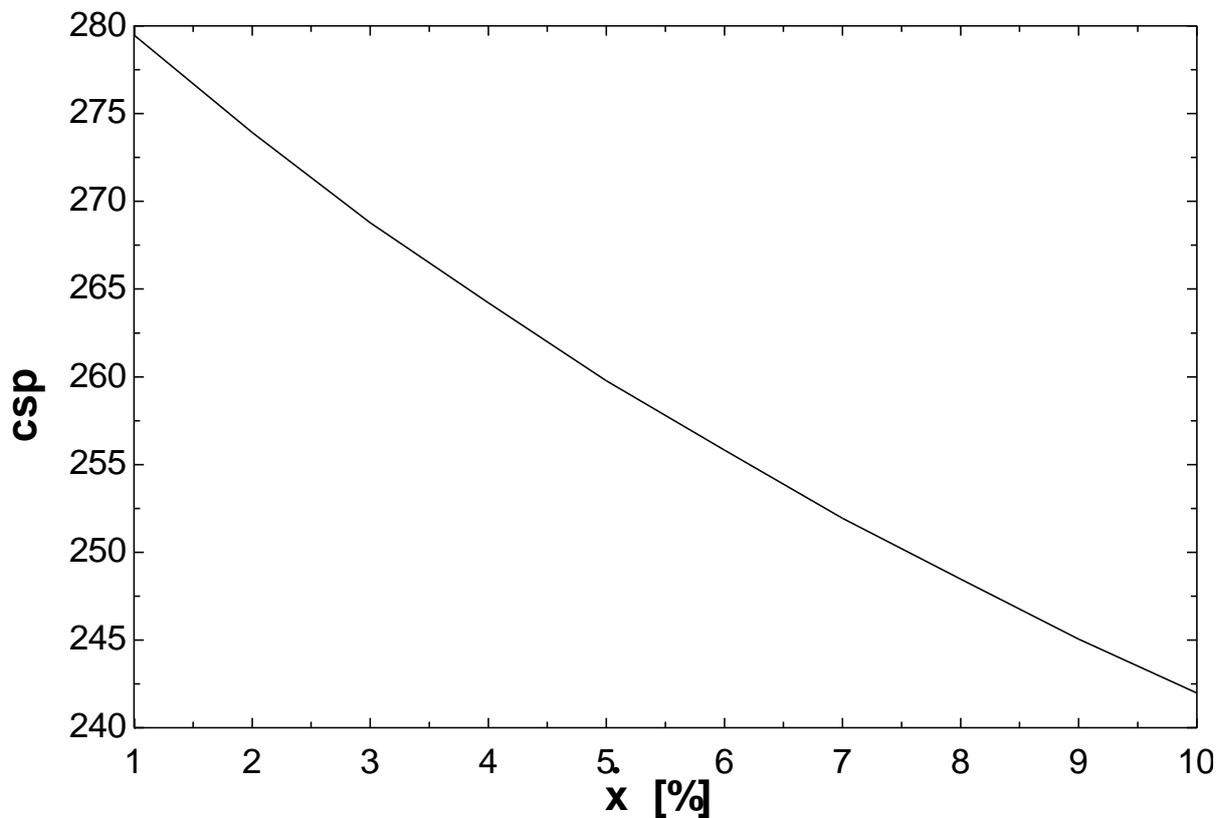


Figure 5. 9. Variation du consommation spécifique en fonction de taux d'injection de la vapeur

D'après la figure (5.9) , la consommation spécifique est inversement proportionnelle au travail utile , la consommation spécifique décroît avec le taux d'injection de la vapeur et ceci est dû à l'accroissement du travail utile en fonction de la vapeur injectée.

5.3.4 L'effet de l'injection de la vapeur d'eau sur l'émission du NO_x

L'émission du NO_x est donnée par le corollaire de prédiction suivant : [98]

$$NO_x = 62 \cdot P_2^{0,5} \cdot \dot{f}^{0,4} \cdot e^{-635/T_3}$$

$$No_x = 62 \cdot \left[\frac{P_2}{100000} \right]^{0,5} \cdot f^{0,4} \cdot \exp \left[\frac{-635}{T_3} \right]$$

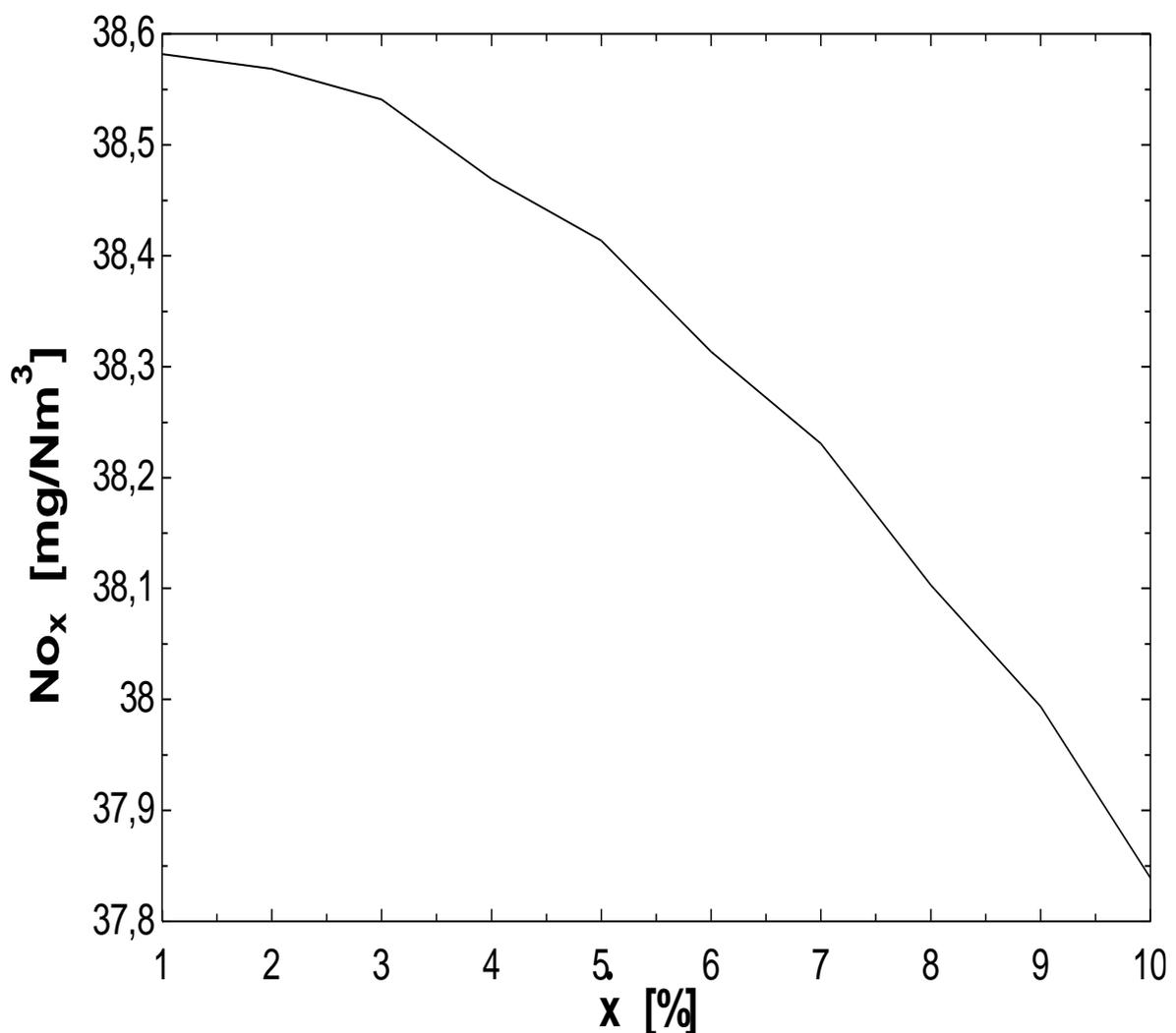


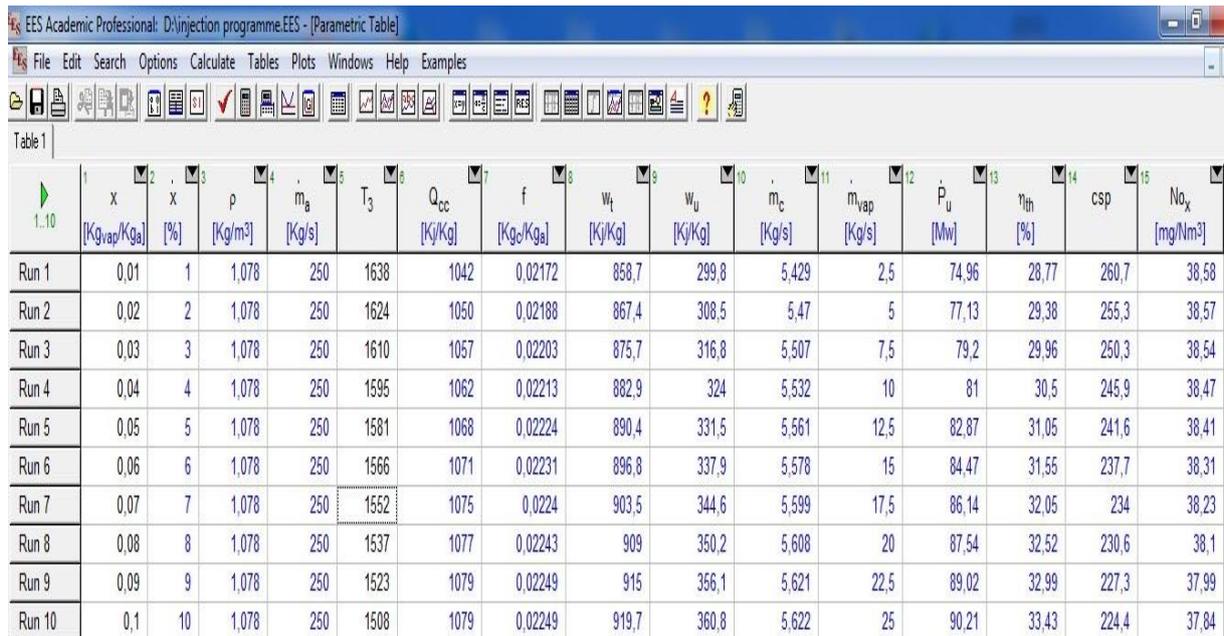
Figure 5. 10. Variation de l'émission de NO_x en fonction de taux d'injection de la vapeur

L'analyse de la figure (5.10) montre que l'émission de NO_x se réduit avec l'injection de la vapeur d'eau.

5.4 Conclusion :

Après notre travail, on a constaté que L'injection de la vapeur d'eau est une technique très efficace pour améliorer les performances de la turbine à gaz ainsi que réduire les émissions des gaz NOx. Et le tableau (5.3) nous montre clairement ça .

Tableau 5. 3. L'influence de l'injection de vapeur sur les différentes performances



The screenshot shows the EES Academic Professional interface with a parametric table titled 'Table 1'. The table contains 15 columns representing various performance and operating parameters, and 10 rows representing different injection levels (Run 1 to Run 10). The injection level (x) increases from 0.01 to 0.1 across the runs. As the injection level increases, the turbine inlet temperature (T3) decreases, the compressor work (Qcc) increases, the turbine work (Wt) decreases, and the overall efficiency (ηth) and specific power (csp) decrease. Conversely, the exhaust temperature (T4) increases, and the NOx emissions (Nox) decrease.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	x	x	p	m _a	T ₃	Q _{cc}	f	w _t	w _u	m _c	m _{vap}	P _u	η _{th}	csp	No _x
	[Kg _{vap} /Kg _a]	[%]	[Kg/m ³]	[Kg/s]	[K]	[Kj/Kg]	[Kg _v /Kg _a]	[Kj/Kg]	[Kj/Kg]	[Kg/s]	[Kg/s]	[Mw]	[%]		[mg/Nm ³]
Run 1	0,01	1	1,078	250	1638	1042	0,02172	858,7	299,8	5,429	2,5	74,96	28,77	260,7	38,58
Run 2	0,02	2	1,078	250	1624	1050	0,02188	867,4	308,5	5,47	5	77,13	29,38	255,3	38,57
Run 3	0,03	3	1,078	250	1610	1057	0,02203	875,7	316,8	5,507	7,5	79,2	29,96	250,3	38,54
Run 4	0,04	4	1,078	250	1595	1062	0,02213	882,9	324	5,532	10	81	30,5	245,9	38,47
Run 5	0,05	5	1,078	250	1581	1068	0,02224	890,4	331,5	5,561	12,5	82,87	31,05	241,6	38,41
Run 6	0,06	6	1,078	250	1566	1071	0,02231	896,8	337,9	5,578	15	84,47	31,55	237,7	38,31
Run 7	0,07	7	1,078	250	1552	1075	0,0224	903,5	344,6	5,599	17,5	86,14	32,05	234	38,23
Run 8	0,08	8	1,078	250	1537	1077	0,02243	909	350,2	5,608	20	87,54	32,52	230,6	38,1
Run 9	0,09	9	1,078	250	1523	1079	0,02249	915	356,1	5,621	22,5	89,02	32,99	227,3	37,99
Run 10	0,1	10	1,078	250	1508	1079	0,02249	919,7	360,8	5,622	25	90,21	33,43	224,4	37,84

CONCLUSION GENERALE

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde pour la génération de l'électricité, dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures pour l'entraînement des pompes et compresseurs à fluide, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation. Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées dans ce domaine dont les cycles avancés de turbine à gaz tels que le cycle de turbine à gaz injecté par la vapeur, la turbine à air humide, le cycle d'échangeur de chaleur, etc. L'objectif principal de ces investigations a été d'augmenter le rendement thermique de la turbine à gaz.

A cet effet, plusieurs techniques ont vu le jour, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de vapeur, appliquées dans un cycle de turbine à gaz qui cause l'augmentation de la charge massique à l'admission, permettent une certaine amélioration de la puissance utile de l'installation de la turbine à gaz.

La méthode de STIG représente la turbine à gaz injectée par la vapeur d'eau. La vapeur produite à haute pression est injectée dans la chambre de combustion de la TAG. Les deux fluides l'air comprimé par le compresseur et la vapeur du générateur de vapeur (HRSG) reçoivent l'énergie du carburant dans la chambre de combustion et le mélange des fluides se détend à l'intérieur de la turbine pour amplifier le rendement de la machine.

En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée est presque double de celle de l'air et l'enthalpie de la vapeur est plus haute que celle d'air à une température donnée. Par conséquent, la méthode STIG est une manière très efficace d'améliorer la puissance utile et d'augmenter le rendement global de la turbine à gaz.

Les recherches antérieures consistent en l'amélioration des performances des TAG en augmentant le rendement en tenant compte de la température de l'air ambiant égale à la température de référence et aussi à la réduction de formation de NOx par l'injection de vapeur. L'objectif principal de notre travail est de contribuer par une solution technologique à la stabilisation du rendement de la TAG quand la température de l'air ambiant devient supérieure à celle de référence par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Une installation équipée d'un circuit d'eau d'alimentation, un économiseur et un évaporateur est proposée. Cette partie est traversée par le flux de chaleur des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur d'eau surchauffée nécessaire à l'injection avec des paramètres désirés.

Le processus de combustion s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de vapeur d'eau injectée à l'amont de la chambre de combustion. Cette méthode conduit à une amélioration du rendement et de la puissance utile de la turbine à gaz.

Dans ce travail on a élaboré un programme de calcul de l'influence des conditions ambiantes et l'analyse des effets d'injection de vapeur d'eau, à l'amont de la chambre de combustion sur les caractéristiques des différents processus de la turbine à gaz, tel que la compression, la combustion et la détente. Une fois les paramètres de fonctionnement connus, le calcul des performances de l'installation est revu en injectant des quantités convenables de vapeur.

Le programme EES permet la détermination des profils des paramètres, de la compression, de la détente et du rendement thermique de la machine.

Pour cela, nous avons pris les données d'une turbine qui sont représentées dans le tableau () Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence des conditions ambiantes sur les performances d'une turbine à gaz.

Une recherche détaillée a été faite pour prévoir les performances d'un cycle réel de turbine à gaz sans injection et avec injection de vapeur d'eau.

Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et le rendement thermique de la turbine à gaz se stabilisent, comme dans un fonctionnement à des conditions ISO quand une quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la température de l'air ambiant.

Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité du climat de fonctionnement sur les performances de l'équipement.

Une turbine à gaz située à une altitude supérieure à celle de référence produit une puissance inférieure à celle donnée par le constructeur ou si elle est alimentée par l'air à 50 °C, 28 % de la puissance est perdue. La pression ambiante a peu d'effet sur le rendement de la turbine à gaz, alors que la forte température va dégrader considérablement le rendement.

L'illustration des nombreux résultats obtenus a fait apparaître clairement l'allure, du moins qualitative des paramètres décrivant les différents processus (travail consommé par le compresseur, puissance délivrée par la turbine et le rendement thermodynamique du cycle) et leur bonne concordance avec les données actuelles fournies par la littérature.

Et si en plus de l'amélioration des performances des TAG, l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, contribue à la réduction de la formation de NOx donc à l'effet de serre cela ne peut être que bénéfique.

ANNEXE

Tableau 1 : Chronologie de développement de la turbine à gaz.

Table 1-1. Chronology of the Gas Turbine Development

Date	Name	Invention
130BC	Hero of Alexandria	Reaction Steam Turbine
1550	Leonardo da Vinci, Italy	Smoke Mill
1629	Giovanni Branca, Italy	Impulse Steam Turbine
1791	John Barber, England	Steam Turbine and Gas Turbine
1831	William Avery, USA	Steam Turbine
1837	M. Bresson	Steam Turbine
1850	Fernimough, England	Gas Turbine
1872	Dr. Stolze, Germany	Gas Turbine
1884	Charles A. Parsons	Reaction Steam Turbine & Gas Turbine
1888	Charles G.P. de Laval	Impulse Steam Turbine Branca type
1894	Armengaud+Lemale, France	Gas Turbine
1895	George Westinghouse	Steam Turbine Rights
1896	A.C. Rateau, France	Multi Impulse Steam Turbine
1896	Charles Curtis	Velocity Compound Steam Turbine/Gas Turbine
1895	Dr. Zoelly, Switzerland	Multi Impulse Steam Turbine
1900	F. Stolze, Germany	Axial Compressor & Turbine Gas Turbine
1901	Charles Lemale	Gas Turbine
1902	Stanford A. Moss, USA	Turbo-Charger/Gas Turbine
1903	A. Elling	Gas Turbine
1903	Armengaud+Lemale	Gas Turbine
1905	Brown Boveri	Gas Turbine
1908	Karavodine	Gas Turbine with deLaval Steam Turbine
1908	Holzwarth	Gas Turbine with Curtis + Rateau Compressor
1930	Frank Whittle, England	Aero Gas Turbine (Jet Engine)
1938	Brown Boveri—Neuchatel, Switzerland	1st Commercial Axial Compressor & Turbine

Température d'entrée du compresseur T_1	$T_1=288.5$ K
Pression d'entrée du compresseur P_1	$P_1=1.02315$ bars
Rendement thermique de la chambre de combustion η_{cc}	$\eta_{cc}=0.97$
Rendement isentropique du compresseur η_{isc}	$\eta_{isc}=0.85$
Rendement isentropique de la turbine η_{ist}	$\eta_{ist}=0.93$
Rendement mécanique $\eta_{méc}$	$\eta_{méc}=0.9$
Température atteinte dans la chambre de combustion $T_{cc}=T_{max}$	$T_{cc}=T_{max}=1653$

Tableau 2 : Les valeurs prises dans les calculs

Tableau 3 : résultat d'affichage du code EES

Unit Settings: [kJ]/[K]/[bar]/[kmol]/[degrees]

$\alpha = 5.335$	$\alpha_{sto} = 2.223$	$\Delta G_1^0 = 254990$	$\Delta G_2^0 = 289430$	$\Delta G_3^0 = 279059$	$\Delta G_4^0 = 311213$	$\Delta G_5^0 = 335819$	$excess_{air} = 2.4$
$f = 0.03092$	$g_{CO}^0 = -482469$	$g_{CO_2}^0 = -815070$	$g_H^0 = -2253$	$g_{H_2}^0 = -259495$	$g_{H_2O}^0 = -608173$	$g_{N_2}^0 = -361561$	$g_O^0 = -46357$
$g_{O_2}^0 = -386143$	$g_{OH}^0 = -310516$	$h_{N_2} = 12634$	$h_{O_2} = 13251$	HP = 251989 [kJ/kmol]	$h_{CO} = -66282$	$h_{CO_2} = -322817$	$h_{C_2H_6} = -83850$
$h_{C_3H_8} = -104685$	$h_{C_4H_{10}} = -125650$	$h_{CH_4} = -74601$	$h_H = 246137$	$h_{H_2} = 41263$	$h_{H_2O} = -186270$	$H_H = 251989$	$H_{in,air} = 324119$
$H_{in,c} = -75927$	$h_{N_2} = 43751$	$h_O = 277634$	$h_{O_2} = 46217$	$h_{OH} = 79186$	$kp_1 = 8.716E-09$	$kp_2 = 7.108E-10$	$kp_3 = 1.511E-09$
$kp_4 = 1.456E-10$	$kp_5 = 2.429E-11$	$n_{CO} = 0.0001306$	$n_{CO_2} = 1.151$	$n_{co2,guess} = 1.151$	$n_H = 0.00000417$	$n_{H_2} = 0.00007535$	$n_{H_2O} = 2.14$
$n_{H_2O,guess} = 2.144$	$n_{N_2} = 20.07$	$n_{N_2,guess} = 20.07$	$n_O = 0.0002419$	$n_{O_2} = 3.11$	$n_{O_2,guess} = 3.112$	$n_{OH} = 0.006253$	$n_t = 26.47$
R = 8.314 [kJ/kmol-K]	$T_2 = 722.4$	$T_{adj} = 1653$ [K]	$x_{N_2} = 0.0071$	$xx = 32.34$	$x_{C_2H_6} = 0.0935$	$x_{C_3H_8} = 0.023$	$x_{C_4H_{10}} = 0.0063$
$x_{CH_4} = 0.8698$	$x_{CO} = 0.0004932$	$x_{CO_2} = 4.347$	$x_H = 0.00001575$	$x_{H_2} = 0.0002846$	$x_{H_2O} = 8.085$	$x_{N_2} = 75.79$	$x_O = 0.0009138$
$x_{O_2} = 11.75$	$x_{OH} = 0.02362$						

30 potential unit problems were detected.

Calculation time = 10.0 sec.

Présentation de logiciel (EES)

Il existe plusieurs différences majeures entre les EES et d'autres programmes de résolution d'équations.

- ✓ EES permet d'entrer des équations dans n'importe quel ordre avec des variables inconnues placées n'importe où dans les équations;
- ✓ EES réorganise automatiquement les équations pour une solution efficace. Deuxièmement,
- ✓ EES fournit de nombreuses fonctionnalités intégrées de propriétés mathématiques et thermo physiques utiles pour les calculs d'ingénierie.
- ✓ Par exemple, les tables de vapeur à haute précision sont mises en œuvre de telle sorte que toute propriété thermodynamique puisse être obtenue à partir d'un appel de fonction intégré en fonction de deux autres propriétés.
- ✓ Une capacité similaire est fournie pour la plupart des réfrigérants, de l'ammoniac, du méthane, du dioxyde de carbone et de nombreux autres fluides.
- ✓ Les tables d'air sont intégrées, ainsi que les fonctions psychrométriques, les données JANAF pour plus de 1200 substances et les données de propriété pour des centaines de solides et de liquides incompressibles, y compris les fluides de transfert de chaleur et les solutions de saumure.
- ✓ Les propriétés de transport sont également prévues pour toutes les substances.
- ✓ Une vaste bibliothèque de transfert de chaleur, développée en conjonction avec le livre Heat Transfer, est fournie en plus de la bibliothèque intégrée de fonctions de propriété mathématique et thermo physique.

EES permet également à l'utilisateur d'ajouter des fonctions de trois façons.

- Tout d'abord, une installation pour entrer et interpoler des données tabulaires est fournie de sorte que les données tabulaires puissent être directement utilisées dans la solution du jeu d'équations.
- Deuxièmement, le langage EES prend en charge les fonctions, les procédures, les modules et les sous-programmes écrits par l'utilisateur. Les fonctions et les procédures sont semblables à celles de Pascal et FORTRAN dans lesquelles les déclarations d'affectation plutôt que les égalités sont employées. Les modules EES et les sous-programmes sont des routines EES appelables qui utilisent des égalités. Les fonctions, les procédures, les modules et les sous-

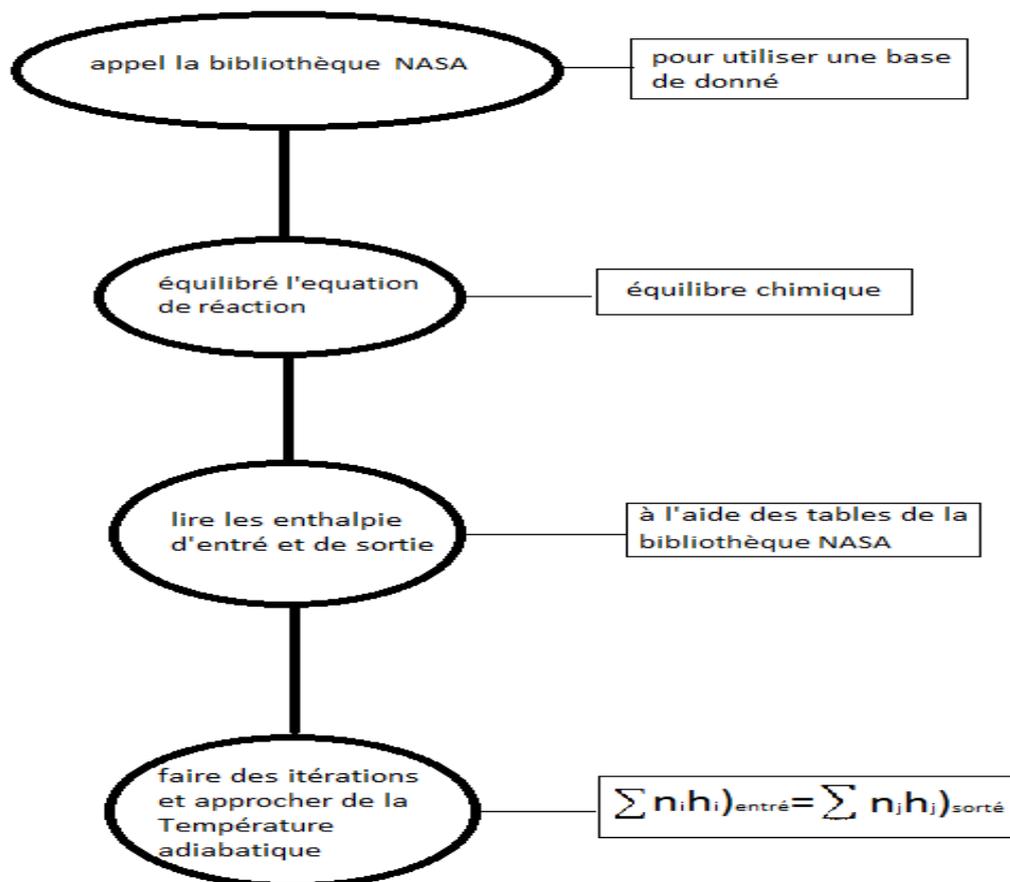
programmes peuvent être enregistrés dans des fichiers de bibliothèque qui sont automatiquement lus lorsqu'EES est démarré.

- Troisièmement, les fonctions et les procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau tel que Pascal, C ou FORTRAN, peuvent être liées de manière dynamique avec EES. Ces trois méthodes d'ajout de relations fonctionnelles fournissent des moyens très puissants pour étendre les capacités d'EES.

EES est particulièrement utile pour les problèmes de conception dans lesquels les effets d'un ou plusieurs paramètres doivent être déterminés. Le programme fournit cette fonctionnalité avec sa table paramétrique, qui est similaire à une feuille de calcul. L'utilisateur identifie les variables indépendantes en saisissant leurs valeurs dans les cellules du tableau. EES calculera les valeurs des variables dépendantes dans le tableau. La fonctionnalité de traçage est fournie pour afficher la relation entre deux variables quelconques dans le tableau.

Les programmes suivant servent à calculer la température adiabatique pour la combustion du gaz naturel avec l'air.

Organigramme :



BIBLIOGRAPHIE

- [1] Jan Strömberg and Per-Åke Franck, 1994, “*Gas turbines in industrial CHP applications: assessment of economics*”, Heat Recovery Systems & CHP Vol. 14, No. 2, pp. 129-141.
- [2] Y. S. H. Najjar and M. Akyurt, 1994, “*Review paper: Combined cycles with gas turbine engines*”, Heat Recovery Systems & CHP Vol. 14, No. 2, pp. 93-103.
- [3] T.S. Kim, C.H. Song, S.T. Ro, S.K. Kauh, 2000, “*Influence of ambient condition on thermodynamic performance of the humid air turbine cycle*”, Energy, Vol. 25, pp. 313–324.
- [4] Ashraf M. Bassily, 2001, “*Effects of evaporative inlet and after cooling on the recuperated gas turbine cycle*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 1875-1890.
- [5] Andréas A. Amell, Francisco J. Cadavid, 2002, “*Influence of the relative humidity on the air cooling thermal load in gas turbine power plant*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1529–1533.
- [6] Toru Takahashi, Eiichi Koda and Toshio Mimaki, 2002, “*A systematic analysis of the effect of air humidification to gas turbine systems*”, JSME International Journal, Series B, Vol. 45, No.3, pp. 530-535.
- [7] Jean Castaing-Lasvignottes, 2003, “*Air humide: Propriétés thermodynamiques, opérations unitaires et technologie associées à son emploi*”, cours – Université de Pau et des pays de l’Adour, <http://jc.castaing.free.fr/>
- [8] Chia-Chin Chuang and Deng-Chern Sue, 2005, “*Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading*”, Energy, Vol. 30, pp. 1793–1801.
- [9] Felipe R. Ponce Arrieta, Electo E. Silva Lora, 2005, “*Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance*”, Applied Energy, Vol. 80, pp. 261–272.
- [10] Jie Wang, Yihua Gu, 2005, “*Parametric studies on different gas turbine cycles for a high temperature gas-cooled reactor*”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 235, pp. 1761–1772.

- [11] Hasan Hüseyin Erdem, Süleyman Hakan Sevilgen, 2006, “*Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 320–326.
- [12] Kyong Sok Oh, Tong Seop Kim, 2006, “*Performance analysis on various system layouts for the combination of an ambient pressure molten carbonate fuel cell and a gas turbine*”, Journal of Power Sources, Vol. 158, pp. 455–463.
- [13] Jobaidur Rahman Khan and Ting Wang, 2006, “*Fog and Overspray Cooling for Gas Turbine Systems with Low Calorific Value Fuels*”, Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea & Air May 8-11, ASME GT2006-90396, Barcelona, Spain.
- [14] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, “*Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles*”, Colloque international sur les Energies Renouvelables (CER) organisé du 4 Mai au 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda – Maroc.
- [15] Masaaki Bannai, Akira Houkabe, Masahiko Furukawa, Takao Kashiwagi, Atsushi Akisawa, Takuya Yoshida, Hiroyuki Yamada, 2006, “*Development of efficiency-enhanced cogeneration system utilizing high-temperature exhaust-gas from a regenerative thermal oxidizer for waste volatile-organic-compound gases*”, Applied Energy, Vol. 83, pp. 929–942.
- [16] L. Berrin Erbay, Selahattin GoÈ ktun, Hasbi Yavuz, 2001, “*Optimal design of the regenerative gas turbine engine with isothermal heat addition*”, Applied Energy, Vol. 68, pp. 249-264.
- [17] Lingen Chen, Ye Li, Fengrui Sun, Chih Wu, 2004, “*Power optimization of open-cycle regenerator gas-turbine power-plants*”, Applied Energy., Vol. 78, pp. 199–218.
- [18] Kyoung Hoon Kim, Horacio Perez-Blanco, 2007, “*Potential of regenerative gas-turbine systems with high fogging compression*”, Applied Energy, Vol. 84, pp. 16–28.
- [19] Macchi, E., Consonni S., Lozza, G., and Chiesa, P., 1995, “*An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles: Part A – Intercooled and steam-injected cycles*”, ASME J Eng Gas-Turbines Power, 117:489–98.
- [20] Danilo Salvi, Paolo Pierpaoli, 2002, “*Optimization of inlet air cooling systems for steam injected gas turbines*”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 41, pp. 815–822.
-

- [21] F.J. Wang, J.S. Chiou, 2004, “*Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system*”, Energy Conversion and Management, Vol. 45, pp. 15–26.
- [22] Milancej, M., 2005, “*Advanced Gas Turbine Cycles: Thermodynamic Study on the Concept of Intercooled Compression Process*”, Diploma Thesis Institut für Thermodynamik und Energie wandlung Technische Universität Wien Vienna.
- [23] Mun Roy Yap and Ting Wang, 2006, “*Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection*”, ASME GT2006-90164, Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea & Air, May 8-11, Barcelona, Spain.
- [24] Amir Abbas Zadpoor, Ali Hamedani Golshan, 2006, “*Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system*”, Energy, vol. 31, pp. 2652–2664.
- [25] H. Canière, A. Willockx, E. Dick, M. De Paepe, 2006, “*Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1780–1787.
- [26] S. Boonnasa, P. Namprakai, T. Muangnapoh, 2006, “*Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller*”, Energy, Vol. 31, pp. 2036–2046.
- [27] Jean-Pierre Bédécarrats, Françoise Strub, 2008, “*Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage*”, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issues 5-6, April 2009, pp: 1166-1172.
- [28] Bruno Facchini, Giovanni Ferrara and Luca Innocenti, 2000, “*Blade cooling improvement for heavy duty gas turbine: the air coolant temperature reduction and the introduction of steam and mixed steam/air cooling*”, Int. J. Therm. Sci., Vol. 39, pp. 74–84.
- [29] A.M. Bassily, 2004, “*Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling*”, Applied Energy, Vol. 77, pp. 249–272.
- [30] K Sarabchi, 2004, “*Performance evaluation of reheat gas turbine cycles*”, IMechE Instn Mech. Engrs, Power and Energy, Vol. 218 Part A: J. pp : 529-539.
- [35] A. Khaliq, S.C. Kaushik, 2004, “*Thermodynamic performance evaluation of combustion gas turbine cogeneration system with reheat*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1785–1795.
- [36] Roberto Carapellucci, Adriano Milazzo, 2005, “*Thermodynamic optimization of a reheat chemically recuperated gas turbine*”, Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 2936–2953.

-
- [37] B. Sheikhbeigi, M. B. Ghofrani, 2007, “*Thermodynamic and environmental consideration of advanced gas turbine cycles with reheat and recuperator*”, Int. J. Environ. Sci. Tech., Vol. 4, No. 2, pp. 253-262.
- [38] A.M. Bassily, 2008, “*Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator*”, Applied Energy, Volume 85, Issue 12, December 2008, Pages 1141-1162.
- [39] Daniele FIASCHI and Giampaolo MANFRIDA, 1998, “*Exergy analysis of the semi-closed gas turbine combined cycle (SCGT/CC)*”, Energy Convers. Mgmt Vol. 39, No. 16-18, pp. 1643-1652.
- [40] Mathioudakis, K., 2002, “*Evaluation of Steam and Water Injection Effects on Gas Turbine Operation Using Explicit Analytical Relations*”, Proc. Inst. Mech. Eng., Part A, No.6, vol. 216, pp. 419-431.
- [41] K. Mathioudakis, 2002, “*Analysis of the Effects of Water Injection on the Performance of a Gas Turbine*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, pp. 489-495.
- [42] Haselbacher, H., 2005, “*Performance of Water/Steam Injected Gas Turbine Power Plants Consisting of Standard Gas Turbines and Turbo Expanders*”, Int. J. Energy Technology and Policy, Vol. 3, Issue 1/2, pp. 12-23.
- [43] B. de Jager, J.B.W. Kok, G. Skevis, 2007, “*The effects of water addition on pollutant formation from LPP gas turbine combustors*”, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31, pp. 3123–3130.
- [44] Fraize, W.E., and Kinney, C., 1979, “*Effects of steam injection on the performance of gas-turbine power cycles*”, ASME J Eng Power, 101:217–27.
- [45] Brown, D.H., and Cohn, A., 1981, “*An evaluation of steam-injected combustion turbine systems*”, ASME J Eng Power, 103:13–9.
- [46] A. I. Khandwawala and S. A. Asif, 1984, “*Prediction of the effects of steam addition on performance of gas turbines with fixed-bed regenerators*”, Heat Recovery Systems, Vol. 4, No. 1, pp. 1-8.
- [47] Larson, E.D., and Williams, R.H., 1987, “*Steam-injected gas-turbines*”, ASME J Eng Gas-Turbines Power, 109:55–63.
- [48] Rice, I.G., 1995, “*Steam-injected gas-turbine analysis: steam rates*”, ASME J Eng Gas-Turbines Power; 117:347–53.
- [49] F. M. Penning and H. C. de Lange, 1996, “*Steam injection: analysis of a typical application*”, Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 2, pp. 115-125.
-

-
- [50] Nishida, K., Takagi, T., and Kinoshita S., 2005, “*Regenerative steam-injection gas-turbine systems*”, Applied Energy, 81:231–246.
- [51] Frank Delattin, Svend Bram, Sofie Knoops, Jacques De Ruyck, 2008, “*Effects of steam injection on microturbine efficiency and performance*”, Energy, Vol. 33, pp. 241–247.
- [52] Yasushi Ozawa, Tomoharu Fujii, Shunji Kikumoto, Mikio Sato, 1995, “*Development of a low NOx catalytic combustor for a gas turbine*”, Catalysis Today, vol. 26, pp. 351-357.
- [53] Moore, M. J., 1997, “*NOx Emission Control in Gas Turbines for Combined Cycle Gas Turbine Plant*”, Proc. Inst. Mech. Eng., No A1, vol. 211, pp. 43-52.
- [54] Ohno, Y., Zhao, D. Furuhata, T., Yamashita, H., Arai, N., & Hisazumi, Y., 2000, “*Combustion characteristics and NOx formation of a gas turbine system with steam injection and two-stage combustion*”, IJPGC2000-15046, Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference & Exposition, Miami Beach, Florida, July 23-26, ASME paper IJPGC2000-15046.
- [55] Zhao, D., Ohno, Y., Furuhata, T., Yamashita, H., Arai, N., and Hisazumi, Y., 2001, “*Combustion technology in a novel gas turbine system with steam injection and two-stage combustion*”, Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol. 34, No.9 pp.1159-1164.
- [56] Takahisa Yamamoto, Tomohiko Furuhata, Norio Arai and Ashwani K. Gupta, 2002, “*Prediction of NOx emissions from high-temperature gas turbine : Numerical simulation for low-NOx combustion*”, JSME International Journal Series B, Vol. 45, No. 2, pp. 221-230.
- [57] Louis Tsaguea, Joseph Tsogo, Thomas Tamo Tatietsé, 2006, “*Technical note: Prediction of the production of nitrogen oxide (NOx) in turbojet engines*”, Atmospheric Environment, vol. 40, pp. 5727–5733.
- [58] Andrea Lazzaretto, Andrea Toffolo, 2008, “*Prediction of performance and emissions of a two-shaft gas turbine from experimental data*”, Applied Thermal Engineering, S1359-4311(08)00049-5.
- [59] C.R. Cortes and D.F. Willems, "Gas Turbines Inlet Air Cooling Techniques: An Overview of Current Technologies", Power-Gen International, Las Vegas, Nevada, USA, 2003.
- [60] Yap, M.R, Wang, T, "Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with
- [61] Inlet Fog Cooling and Steam Injection", Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea & Air, May 8-11, Barcelona, Spain.
-

- [62] C.D. McCracken, "Off-peak Air-conditioning: a major Energy Saver", ASHRAE J, 12-13, 1991.
- [63] Deboln, B. and G. Bohrenkamper, "Retrofitting, Life Extension and Rehabilitation of Heavy Duty Gas Turbines", 7th annual POWER-GEN Asia, conference proceedings, 1998.
- [64] W. Wagner and A. Pruß, " The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use", J. Phys. Chem.Ref. Data, Vol. 31, No. 2, 2002.
- [65] Philoip Kiameh, " Power Generation Handbook", McGraw-Hill Professional; 1 edition Aug 28-2002.
- [66] Tony Giampaolo, "*Gas Turbine Handbook: Principles and Practice* ", The Fairmont Press, Inc, 3rd Edition 2006.
- [67] Ram G. Narula, Martin Massy and Jyoti Singh, " *Design Considerations for Combined Cycle Plants for the Deregulated Market- AN EPC Contractor's Perspective*". ASME paper No: GT-2002-30252 Amsterdam, the Netherlands, June 3-6-2002.
- [68] Dale Grace, Greg Boncimino and William Stenzel, " *Combined cycle plant optimisation studies*". ASME paper No: JPGC2001/PWR-19030, June 4-7-2001, New Orleans, Louisiana.
- [70] L. Polyzakis, C. Koroneos and G. Xydis, "*Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant*". Energy Conversion and Management 49 (2008) 551–563.
- [71] M. Bassily, " *Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator*", Applied Energy 85 (2008) 1141–1162.
- [72] R.Yadav, Pradeep Kumar and Samir Saraswati, "*Comparative Thermodynamic Analysis of Combined and Steam Injected Gas Turbine Cycles* ", ASME paper No: IJPGC 2003-40118, June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia.
- [73] Falah Alobaid, Ralf Postler, Jochen Ströhle, Bernd Epple and Kim Hyun-Gee, " *Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plant*", Applied Energy 85 (2008) 1173–1189.
- [74] Sanjay, Onkar Singh and B.N. Prasad, "*Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle*", Applied Thermal engineering 28 (2008) 2315–2326.
- [75] Cyrus B. Meher-Homji and Thomas Mee, " *Inlet Fogging of Gas Turbine Engines Part B: Practical Considerations, Control, And O&M Aspects*", ASME Paper No: 2000-GT-308 2000 May 8-11, Munich.

- [76] Mustapha Chaker and Cyrus B. Meher – Homji, "*Inlet fogging of gas turbine engines:*
- [77] *Climatic Analysis of Gas Turbine Evaporative Cooling Potential of International*
- [78] *Locations*", ASME Paper No: 2002-GT -30559, Amsterdam, the Netherlands June 3-6, 2002.
- [79] Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji and Thomas Mee III, "*Inlet Fogging of Gas Turbine Engines- Part B: Fog Droplet Sizing Analysis, Nozzle Types, Measurement and Testing*", ASME Paper No: 2002-GT-30563, June 3-6, 2002 Amsterdam, the Netherlands.
- [80] Philippe Schürmann, John Forsyth, Rolf Padrutt and Kurt C. Heiniger, "*Spray Characterisation Downstream of the Swirl Pressure Nozzles in Gas Turbine Fogging and High Fogging Applications*", Presented at the Power-Gen International Conference and Exhibition December 9-11, 2003 Las Vegas, USA.
- [81] Hemant Gajjar, Mustapha Chaker, Ajay Dighe and Cyrus B. Meher-Homji, "*Inlet Fogging*
- [82] *for A 655 MW Combined Cycle Power Plant- Design, Implementation and Operating*
- [83] *Experience*" ASME Paper No: 2003-GT-38757, Georgia, USA, June 16-19, 2003, Atlanta.
- [84] Pankaj K. Patel: "*Better Power Generation from Gas Turbine Alongwith Improved Heat Rate*", presented thrice at International Conference –PowergenIntl 2000-Florida, Power Asia 2000-Bangkok, ASME 2003 –Atlanta .
- [85] Mustapha A. Chaker, Cyrus B. Meher-Homji and Thomas Mee III, "*Inlet Fogging of Gas Turbine Engines- Experimental and Analytical Investigations on Impaction Pin Fog Nozzle Behavior*", ASME Paper No: 2003-GT -38801, Atlanta, USA, June 16-19, 2003.
- [86] Donald W. Shepherd and Donald Fraser, "*Impact of Heat Rate, Emissions and Reliability from the Application of Wet Compression on Combustion Turbines*", Siemens AG 2005.
- [87] R. K. Bhargava, C. B. Meher-Homji, M. A. Chaker, M. Bianchi, F. Melino , A. Peretto, and S. Ingistov, "*Gas Turbine Fogging Technology: A State-of-the-Art Review-Part II: Overspray Fogging-Analytical and Experimental Aspects*," ASME J. Eng. Gas Turbine Power, April 2007.
- [88] Q.M. Jaber , J.O. Jaber and M.A. Khawaldah, "*Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems* ", 2007 Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering -Volume 1, Number 1 (ISSN 1995-6665).

- [89] Jobaidur R. Khan and Ting Wang, "*Simulation of Inlet Fogging and Wet-compression in a Single Stage Compressor Including Erosion Analysis*", ASME Paper No: GT2008-50874, Berlin, Germany, June 9-13, 2008.
- [90] Stefano Bracco, Alessandro Pierfederici and Angela Trucco, "*The Wet Compression Technology for Gas Turbine Power Plants: Thermodynamic model*", Applied Thermal Engineering 27 (2007) 699–704.
- [91] F. M. Penning and H. C. de Lange, "*Steam Injection: Analysis of a Typical Application*", Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 2, pp. 115–125, 1996, Elsevier Science Ltd 1359-4311(95)00052-6.
- [92] FJ Wang and JS Chiou. "*Integration of Steam Injection and Inlet Air Cooling for a Gas Turbine Generation System*", Energy Conversion and Management 2004 ; 45: 15–26
- [93] Mun Roy Yap and Ting Wang, "*Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection*", ASME Paper No: GT2006-90164, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.
- [94] Lindsay Dempsey and Hugh Jin, "*Life Cycle Impact of Steam Injection on the LM6000PC*
- [95] Turbine Blades, Paper No: 07-IAGT-2.3, Banff, Alberta, Canada - October 2007.
- T. Srinivas, S. Gupta, B.V. Reddy, "Sensitivity Analysis of STIG Based Combined Cycle with Dual Pressure HRSG", International Journal of Thermal Sciences, doi:10.1016/j.ijthermalsci. 2007.10.002.
- [96] https://fr.wikipedia.org/wiki/Air_humide
- [97] cours chauffage Pr. isma3ilil école polytechnique El-Harrach Alger.
- [98] Bakken, L. E., and Skogly, L., 1995, "*Parametric Modelling of Exhaust Gas Emission from Natural Gas Fired Gas Turbines*", Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Anonymous ASME, New York, NY, USA, Houston, TX, USA, pp. 11.
- [98] https://fr.wikipedia.org/wiki/Pression_atmosph%C3%A9rique