

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté des sciences de l'ingénieur

Mémoire de Magister

Présenté par :

LAISSAOUI Mohammed

En vue de l'obtention du diplôme de **MAGISTER** en :

Filière : Énergétique et développement durable

Option : Systèmes énergétiques Avancés

TITRE DU MEMOIRE

Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission

Devant le jury composé de :

Mr MANSOURI Kacem	Professeur	UMBB	Président
Mr GHENAIT Adel	Maitre .Conférences A	EMP	Examineur
Mr HACHEMI Madjid	Maitre .Conférences A	UMBB	Examineur
Mr BALISTROU Mourad	Maitre .Conférences A	UMBB	Examineur
Mr LIAZID Abdelkrim	Professeur	Enset/Oran	Directeur de mémoire

Remerciements

Louange à Dieu qui m'a donné la force pour terminer ce modeste travail.

J'exprime toute ma reconnaissance au professeur LIAZID Abdelkrim Directeur du laboratoire de recherche LTE de l'ENSET D'ORAN, qui a assuré la direction de cette étude et qui a rendu possible la soutenance. Ses compétences scientifiques et sa constante disponibilité m'ont permis de mener à bien ce travail. Mes sincères remerciements lui sont adressés. Je le remercie de m'avoir encouragé à être le plus court et le plus clair possible. Sa vigilance critique m'a permis d'éviter de nombreux écueils.

Je tiens à remercier sincèrement tous les responsables de l'école doctorale EDEDD ; Pr. Mohand TAZEROUT et Dr. Mourad BALISTROU pour leur aide durant cette formation.

Je remercie vivement tous les membres de mon jury, qui m'ont fait l'honneur d'examiner le mémoire.

Je remercie tous mes collègues de l'EDEDD (SES et MPE) et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail.

Mes derniers remerciements s'adressent à toute ma famille. Je remercie tout particulièrement mes parents qui m'ont toujours aidé, soutenu et encouragé au cours de mes études et, bien évidemment, de cet mémoire qui sans leur soutien n'aurait pu être réalisée.

Résumé :

Les turbines à gaz ont connues une grande importance dans le domaine industriel notamment dans celui des hydrocarbures. Une installation de turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans des conditions thermodynamiques de température et de pression précisées par les standards ISO. Malheureusement ces conditions ne sont pas toujours obtenues car elles varient d'un jour à un autre, d'une région à une autre (sud, nord), et d'un climat à un autre (climat humide, aride, sec, chaud, etc...).

Les performances de l'installation d'une turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante puisque plus la température ambiante diminue plus la masse d'air admise dans le compresseur augmente ce qui influe directement sur les performances.

A cet effet notre travail consiste à étudier l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air de l'admission à l'entrée du compresseur. Plusieurs techniques existent pour assurer le refroidissement de l'air à la prise du compresseur mais chaque une a ses contraintes d'utilisation.

Ainsi, l'exposé aborde l'étude d'un système de refroidissement d'air par évaporation d'eau (refroidisseur par ruissellement d'eau) qui est adaptable avec les zones sec et chaude comme celle du sud d'Algérie (zone saharienne).

On a relevé les données réelles d'une turbine à gaz installée à la zone gazière de HassiR'Mel (250 Km au sud d'Alger) grâce à un stage pratique à SONATRACH.

Pour la modélisation on a travaillé à l'aide d'un logiciel appelé Engeneering equation Solver (EES).

Les résultats obtenus montrent que les performances de la turbine à gaz étudiée sont améliorées grâce à l'utilisation d'un refroidisseur où l'augmentation de la puissance nette produite varie entre 1.5 à 5 MW avec augmentation du rendement thermique de l'installation.

Un autre facteur qui n'est pas négligeable est le facteur environnemental. Le refroidisseur permet de diminuer les émissions des NOx de 1 jusqu'à 7 % par rapport au cas classique (sans refroidissement).

Mots clés : Turbine à gaz, Refroidissement par évaporation, température, Humidité relative, Pression, Puissance.

Abstract:

The gas turbines are widely used in the industrial field and particularly in the petroleum one. It is designed to operate at ISO standard conditions. However, we do not always find these stable conditions, as they change from day to day, from one area to another and from one climate to another.

The performance of gas turbines is inversely proportional to changes of air temperature. When the ambient temperature decreases then the mass of air intake in the compressor increases which directly affects the performance.

This work studies the performance improvement of the gas turbine power by intake air cooling. There are several technologies for air cooling, but each one has its own constraints of use.

Thus, this work studies a system of air cooling by evaporative Cooler, which is adaptable to the dry and hot areas like the south of Algeria (Sahara region).

There is actual data of a gas turbine installed in the area of HassiR'Mel (250 km south of Algiers) obtained from an internship at Sonatrach

For this study, we used the software Engineering equation Solver (EES) for the modeling.

The obtained results show that the performance of the studied gas turbine have improved with the use of a evaporative cooler where the increase in the net power is in the ranges from 1.5 to 5 MW with increased thermal efficiency of the installation.

Another factor which is important is the environmental factor. The evaporative cooler reduces emissions of NO_x from 1 to 7% compared to the classical case (without cooling).

Key words: Gas turbine, Evaporator cooler, Temperature, Relative humidity, Pressure.

ملخص:

تعرف التربينات الغازية استعمالا واسعا في الميدان الصناعي و بالاخص في ميدان المحروقات . و هي مصممة لتشتغل في ظروف معينة تسمى ISO و تتمثل في درجة حرارة 15 درجة مئوية ، رطوبة 60% و ارتفاع 0 متر عن سطح البحر .

لكن لا نجد دائما هذه الظروف مستقرة ، حيث انها تتغير من يوم الى آخر و من منطقة الى منطقة اخرى. مردود التربينات الغازية يتغير عكس تغير درجة حرارة الجو حيث ان كلما انخفضت درجة حرارة الجو زادت كتلة الهواء الداخل الى الضاغط و العكس صحيح ، هذا ما يؤثر مباشرة على المردود .

على ضوء ما سبق يتجلى عملنا هذا في دراسة تحسين مردودية ترينة غازية بواسطة تبريد الهواء قبل دخوله الى ضاغط التربينة الغازية. حيث انه توجد عدة طرق لتبريد الهواء لكن لكل واحدة اجهادات خاصة بها للاستعمال.

في هذا المشروع اخترنا نظام تبريد الهواء بواسطة تبخير الماء الذي يناسب التربينات الغازية التي تعمل في المناطق الحارة و الجافة (مثل الصحراء الجزائرية). لغرض الدراسة اخذنا المعطيات الخاصة بتربينة غازية نوع MS5002C مستعملة في شركة سوناطراك بالمنطقة الغازية حاسي الرمل الواقعة على بعد 250 كيلومتر جنوب الجزائر العاصمة. و من اجل الدراسة استعملنا برنامج (EES) EngineeringEquationSolver من اجل اجراء الحسابات.

النتائج المحصل عليها تبين ان مردود التربينة الغازية المدروسة تحسن عند تبريد الهواء قبل دخوله الى الضاغط حيث توصلنا الى انه الاستطاعة المنتجة تزيد بكمية تتراوح بين 4.44 الى 5.2 ميكاواط و المردود يرتفع بنسبة تتراوح بين 1.7 الى 2.4 % . و كذلك نذكر عامل اخر لا يمكن اهماله الا و هو العامل البيئي حيث اننا توصلنا الى تخفيض نسبة انبعاثات الغازات السامة (اكسيدات الازوت (NOx) بنسبة تتراوح بين 1 الى 7 % .

Sommaire

Introduction.....	2
Chapitre I	
Synthèse bibliographique sur l'amélioration de l'efficacité des turbines à gaz par humidification de l'air d'admission.....	4
1.1 Introduction.....	4
Les techniques de refroidissement d'air d'admission des turbines à gaz.....	18
2.1 Introduction.....	18
2.2 Refroidisseur évaporatif (Evaporativecooler).....	19
2.2.1 Principe de fonctionnement:	19
• Refroidisseur évaporatif par module humidifié (Evaporatorecooler):	19
• Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau :	21
Avantages :.....	22
2.3 Systèmes de réfrigération mécaniques [9]:.....	23
• Type direct.....	23
Avantages.....	24
• Type indirect	24
2.4Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage	25
2.4.1Stockage de la glace [5]	25
2.4.2 Stockage de l'eau froide [10].....	26
2.5 Système de refroidisseur par absorption [11]	27
2.5.1 Le cycle de base d'une machine à absorption [11]:.....	28
Avantages du système de refroidissement par absorption :	28
2.6Conclusion	29
Chapitre III. Thermodynamique des Turbines à Gaz.....	30
3.1 Note Historique sur le développement des turbines à gaz	30
3.2 Description des Composants d'une turbine à gaz	31
3.2.1 Système de l'admission « Entrée d'air » :.....	31
3.2.2 Compresseur	32
3.2.3 Chambre de combustion	32

3.2.4 Turbine de détente.....	33
3.2.5 Echappement de la turbine à gaz.....	33
3.3 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....	33
3.3.1 Evolution des gaz à travers les différents composants d'une turbine à gaz	34
Fig. 3.4 : Evolution des gaz à travers une TAG.....	34
3.4 Les technologies des turbines à gaz [15]:	35
3.4.1 Turbine à gaz à un seul arbre	35
3.4.2 Turbine à gaz à deux arbres	35
3.5 Cycle thermodynamique des turbines à gaz.....	36
3.5.1 Etude de cycle idéal de turbine à gaz [16-14] :.....	36
Etude de la compression	37
• Etude de la combustion	38
• Etude de la détente	38
3.6 Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz.....	40
3.6.1 Cycle réel	40
Le travail réel de compression W_c rapporté au kg de fluide en évolution a pour expression :	41
3.8 Pertes de charge en cours de combustion.....	45
3.9 Influence d'agents externes sur la performance de la turbine.....	45
3.9.1 Effet de la température ambiante	45
3.9.2 Effet de la pression atmosphérique	46
3.10 Conclusion	47
Chapitre IV. Analyse et modélisation d'un refroidisseur par ruissellement d'eau pour une installation de turbine à gaz à HASSI R'MEL	48
4.1 Historique du champ de HassiR'Mel.....	48
4.2 Les installations gazières à HassiR'Mel.....	48
4.3 Utilisation des turbine à gaz par SONATRACH dans la région de HASSI R'MEL :.....	49
4.4 Description de la turbine à gaz MS 5002C :	50
4.4.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C	50
4.5 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS5002C	51
4.6 Analyse et modélisation d'un système de refroidissement par ruissellement (évaporation direct) pour une installation d'une turbine à gaz.....	52

4.6.1 Description du système de refroidissement par ruissellement d'eau [17]	52
• Géométrie de média humide.....	53
• Calcul de la consommation d'eau en recyclage par pompe	54
4.6.2 Effet de la géométrie du refroidisseur sur le rendement d'évaporation	55
4.7 Etude thermodynamique de la turbine ms5002c.....	56
4.7.1 Etude et modélisation de la turbine à gaz MS5002c avec refroidissement de l'air d'admission	56
• Calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS5002c:	57
Calcul de la température d'admission à la sortie de refroidisseur :	57
4.7.2 Résultats et interprétation :	61
• Température d'admission :	61
• Débit massique de l'air à l'admission :	61
• Travail spécifique de la compression :	62
• Débit massique de carburant e/ rapport air/fuel :	63
• Débit massique d'échappement :	65
• Puissance utile produite:.....	66
• Rendement thermique de l'installation :	68
4.8 Etude des émissions des NOx	69
Conclusion générale.....	71

Liste des figures

Figure I.1 : Conception d'un refroidisseur évaporatif.....	12
Figure 1.2 : schéma d'une installation d'un TAG avec compression humide.....	13
Figure I.3 : Variation de la puissance et de l'efficacité en fonction de la température ambiante.....	14
Figure 1.4 : Représentation de performance de la TAG étudiée en fonction de la température d'admission.	16
Figure. 1.5 : Représentation de la température d'admission et du rendement thermique pendant l'année.....	16
Figure 1.6 : Performance de la turbine à gaz avec un serpentin de refroidissement.....	17
Figure 1.7 : Puissance nette produite sans et avec les différents systèmes de refroidissement étudiés.....	17
Figure 1.8 : Installation d'une turbine à gaz avec refroidissement par stockage thermique.....	19
Figure 1.9 : Schéma d'une roue desséchante pour le refroidissement d'air d'admission de turbine à gaz.....	21
Figure 1.10 : performances de TAG pour les différents types de refroidisseur pour les trois régions étudiées..	22
Figure 1.11 : Production électrique pour les deux modèles étudiées.....	23
Figure 1.12 : Schéma de papier ondulée utilisée pour un refroidisseur évaporatif.....	24
Figure 1.13 : Augmentation de la puissance en fonction de la température ambiante et l'humidité relative...	24
Figure 2.1 : Représentation schématique d'une installation d'une turbine à gaz avec refroidissement de l'air de combustion.....	26
Figure. 2.2 : Refroidisseur évaporatif.....	27
Figure 2.3 : Refroidissement par pulvérisation d'eau.....	28
Figure. 2 4 : Cycle bas d'une machine frigorifique par compression.....	30
Fig. ure 2 5 : Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type direct.....	31
Figure. 2 6: Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type indirect.....	32
Figure. 2.7 : Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage de glace.....	33
Figure. 2.8 : Systèmes de réfrigérations mécaniques avec stockage d'eau froide.....	33
Figure. 2.9 : représentation d'un refroidisseur d'air à absorption pour les turbines à gaz.....	34
Figure. 2.10 : Structure d'une machine frigorifique à absorption.....	34
Figure. 3.1 : Composants d'une TAG simple.....	38

Figure. 3.2 : Représentation de compartiment d'admission.....	39
Figure. 2.3 définition de la température de la flamme.....	40
Figure. 3.4 : Evolution des gaz à travers une TAG.....	41
Figure. 3.5 : turbine à gaz à un seul arbre.....	45
Figure. 3.6 turbine à gaz à deux arbres.....	43
Figure. 3.7 : Cycle thermodynamique de turbine à gaz.....	44
Figure 3.8 : Allure du rendement thermique en fonction de taux de compression dans une TAG à cycle idéale.....	47
Figure. 3.9 : Allure du rendement thermique en fonction de taux de compression dans une TAG à cycle idéale....	47
Figure 3.10 : Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.....	48
Figure. 3.11 : Variation de rendement thermique de cycle réel de TAG en fonction de taux de compression.....	51
Figure. 3.12 : Variation du rendement thermique du cycle réel de la TAG en fonction de taux de compression.....	
Figure. 3.14: Influence de la température ambiante sur les performances d'une turbine à gaz simple.....	53
Figure. 3.15 : Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG.....	54
Figure. 4.1 Schéma de la turbine à gaz MS 5002c.....	58
Figure. 4.2 Refroidisseur par ruissellement d'eau avec recerclage d'eau.....	60
Figure. 4.3 : Surface de ruissellement.....	60
Figure. 4.4 Géométrie de média humide.....	60
Figure. 4.5 Abaque pour calculer le débit de purge de refroidisseur.....	61
Figure. 4.6 : Variation du rendement du refroidisseur en fonction de l'épaisseur et de la vitesse.....	62
Figure-4.7 : Organigramme de modélisation.....	
Figure. 4.8 : Résultat de modélisation montrant la variation de la température d'admission avec et sans refroidissement d'air d'admission.....	67
Figure. 4.9 : Résultats de modélisation montrant la variation de la température d'admission avec et sans refroidissement d'air d'admission.....	68
Figure. 4.10 : Résultats de modélisation montrant la variation du travail spécifique au cours de l'année sans et avec refroidissement de l'air 'admission.....	69

Figure. 4.11 : Résultats de modélisation montrant la variation du débit de combustible au cours de l'année sans et avec refroidissement de l'air d'admission.....	70
Figure. 4.12 résultats de modélisation montrant Variation de rapport air fuel au coure d'année sans et avec refroidissement de l'air d'admission.....	71
Figure. 4.13 : Résultats de modélisation montrant la variation de consommation spécifique de combustible.....	71
Figure. 4.14 : Résultats de modélisation montrant la variation du débit massique à l'échappement au cours d'année avec et sans refroidissement de l'air d'admission.....	72
Figure. 4.15 : Résultats de modélisation montrant la variation de puissance nette au cours d'année avec et sans refroidissement de l'air d'admission.....	73
Figure. 4.16 : Résultats de modélisation montrant l'augmentation de la puissance nette au cours de l'année due au refroidissement de l'air d'admission.....	73
Figure. 4.17 résultats de modélisation qui montrent Variation de thermique d'admission.....	74
Figure. 4.18 : Résultats de modélisation montrant l'augmentation de rendement thermique au cours de l'année due au refroidissement de l'air d'admission.....	75
Figure 4.19 : Résultats de modélisation montrant les émissions des NOx.....	76
Fig. 4.20 : Résultats de modélisation montrant la diminution des émissions des NOx dans le cas où on utilise le refroidissement de l'air de l'admission.....	77

Liste des Tableaux

Tableau 1.1 caractéristiques thermodynamique de l'installation étudié par Stefano Bracco [2].....	18
Tableau 1.2 valeur de taux de compression pour l'injection d'eau [2].....	19
Tableau 2.1 caractéristique de l'eau pulvérisé:.....	34
Tableau 3.1 Historique de développement de la turbine à gaz MS5002.....	41
Tableau 4.1 les installations gazière de HassiR'Mel.....	59
Tableau 4.2 Parc des turbine à gaz installées à HAssiR'mel.....	61

Liste des symboles

Variable	Désignation	Unité
A	Section	[m ²]
C _p	Chaleurs spécifiques à pression constante	[kJ/(kg.K)]
D	Débit massique de l'eau dans le refroidisseur	[kg/s]
<i>fr</i>	Rapport air fuel	[-]
H	Enthalpie	[kJ/kg]
HR%	Humidité relative	en %
<i>m</i>	Débit massique de l'air	[kg/s]
p	Pression	[bar]
P	Puissance	[KW]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg]
Q	Quantité de chaleur	[KW]
Q _v	Débit volumique	[m ³ /s]
T	Température absolue	[K]
V	La vitesse	[m/s]
R _p	Rapport des pressions	[-]
W	Travail spécifique	[kJ/kg]
Z	Altitude	[m]

Variables grecques

η	Rendement	[%]
τ	Taux de compression	[-]
γ	Exposant isentropique	[-]
δ	épaisseur	[m]

Indices

1, 2, 3, 4	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
a	Air.
Adm	Admission.
Amb	Ambiant.
C	Compresseur.
CC.	Chambre de combustion
Comb	Combustion.
Echap	Echappement.
ISO	Conditions standards.
opt	Optimal.
Ref	Refoulement.
sec	Sèche.
T	Turbine.
U	Utile.
éva	évaporateur

Abréviations

	Basse pression.
B.P :	Faible de NOx sec.
DLN :	Haute pression.
H.P :	Générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur
HRSG :	(heatre covery steam generator).
ISO :	Organisation standard international.
TAG :	Turbine à gaz.
GE	Générale électrique
TIT	Température entrée turbine
TCO	Température sortie compresseur

Introduction

Les turbines à gaz, ces machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique (sur la base des transformations thermodynamiques) ont connu ces dernières années un développement important dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et les centrales thermiques.

En Algérie l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour produire l'électricité dans les zones isolées du territoire ainsi que dans le transport par pipe-lines des hydrocarbures gazeux (gaz naturel) et liquides (condensats).

Dans la région de HassiR'mel, zone de production de gaz naturel en Algérie on trouve plus de 80 turbines à gaz réparties dans différentes unités, à savoir les modules de production de gaz, les stations de réinjection des gaz (pour maintenir la pression de gisement) et les unités de 'boosting' (afin de maintenir la pression de traitement).

Malgré leurs 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.

Généralement les turbines à gaz sont conçues à partir de conditions ambiantes bien précises (conditions ISO) à savoir une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, en exploitation ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables d'un jour à l'autre et d'une région à l'autre (climat sec, humide, aride, chaud). A cet effet, les performances de la même turbine à gaz ne sont pas constantes et varient au cours de l'année.

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 au cycle simple.

Ce travail concernera l'étude de l'effet de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité du climat sur les performances des installations des turbines à gaz.

Différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau, refroidissement de l'air de combustion) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter 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.

Le travail actuel consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions climatiques rudes par le refroidissement de l'air à la prise du compresseur.

Plusieurs techniques sont développées afin de conditionner les installations des turbines à gaz sur site. Parmi ces techniques, on trouve le refroidissement par évaporation d'eau (injection de brouillard ou par ruissellement) et le refroidissement par l'utilisation d'un groupe frigorifique (à compression ou à absorption). L'objet de ce projet est d'aborder une étude sur l'amélioration des paramètres de performance de cette machine, en utilisant les systèmes de refroidissement de l'air de combustion. Il s'agit d'un système de refroidisseur évaporatif par ruissellement d'eau installé en aval du filtre d'admission pour faire évaporer une quantité d'eau dans l'air en prélevant la chaleur latente nécessaire à l'évaporation de l'air lui-même.

A cet effet, nous avons considéré la turbine à gaz GE MS5002C utilisée dans l'industrie des hydrocarbures dans la région de HassiR'mel comme machine d'application de notre étude.

Le présent travail est réparti en quatre chapitres.

- Dans le premier chapitre une synthèse bibliographique sur les travaux qui traitent l'effet des conditions ambiantes sur les performances des installations des turbines à gaz et les techniques utilisées pour l'amélioration.
- Le deuxième chapitre porte essentiellement sur l'éclairage des différentes technologies utilisées pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz.
- Le troisième chapitre est une description générale des composants des turbines à gaz suivie de l'analyse thermodynamique du cycle idéal et réel de la turbine à gaz ainsi que l'impact des effets des conditions ambiantes du site.
- Enfin le quatrième chapitre, représente l'étude et la modélisation du refroidisseur par ruissellement d'eau avec une application sur une turbine à gaz réelle installée à HassiR'mel.

Chapitre I

Synthèse bibliographique sur l'amélioration de l'efficacité des turbines à gaz par humidification de l'air d'admission

1.1 Introduction

Les turbines à gaz ne sont pas souvent installées dans des environnements idéaux, et avec leur exploitation elles peuvent subir différents climats tels que les climats chaud et froid, le climat exposé au brouillard, aux tempêtes de sable etc...

Les performances des installations ne sont pas fixées, elles varient d'une région à une autre et d'une saison à une autre. La température ambiante influe directement sur le rendement et la puissance produite par la turbine à gaz et le débit massique de l'air admis dans le compresseur est inversement proportionnel à la température ambiante.

Lorsque la température d'admission du compresseur diminue avec un débit volumique constant, le débit massique sera augmenté ce qui influe directement sur l'accroissement de la puissance produite ainsi que le rendement thermique. Donc les conditions environnementales ont un impact direct sur les performances des installations de turbine à gaz. Par une diminution de la température ambiante au niveau de l'admission du turbocompresseur de 1°C, l'efficacité augmente de 0.6 à 0.7% [1-21]. Pour cela des systèmes de refroidissement d'air sont développés afin d'améliorer les performances des installations de turbine à gaz.

Plusieurs techniques sont utilisées pour refroidir l'air d'admission dans une turbine à gaz. Parmi les systèmes on trouve le refroidissement par évaporation (par ruissellement et par Injection de brouillard), le refroidissement par l'utilisation des systèmes de réfrigération (à compression, à absorption) et le refroidissement par stockage de l'énergie thermique.

Dans ce qui suit nous citons quelques travaux menés sur les différentes configurations de refroidissement de l'air d'admission qui existent afin d'améliorer les performances des installations de turbine à gaz.

Le travail de R. S. JOHNSON et al. [1], porte l'étude théorique et la conception des refroidisseurs évaporatifs (évaporateur traditionnel) et leurs applications pour les installations industrielles des turbines à gaz, tous les paramètres nécessaires sont inclus dans le calcul de ce type de refroidisseur.

A travers un diagramme psychrométrique d'air humide on peut calculer la température humide à la sortie du refroidisseur, l'eau utilisée pour le refroidissement. La figure (1.1) montre les différents composants du refroidisseur évaporatif. Il est nécessaire d'après l'auteur de prendre en compte des spécifications concernant la qualité d'eau utilisée (concentration en ions de calcium et de bicarbonate, le PH)

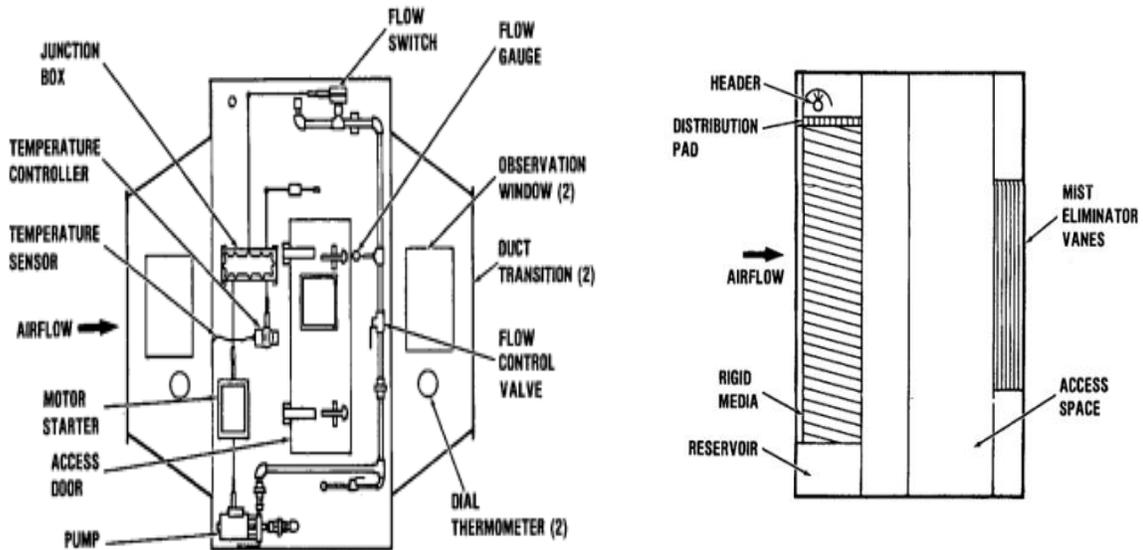


Figure I.1 : Conception d'un refroidisseur évaporatif

Le travail de Stefano Bracco [2] porte sur une étude thermodynamique de l'effet de la compression humide dans une installation d'une turbine à gaz, en particulier l'analyse de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la machine. Dans ce travail un modèle mathématique a été élaboré et programmé sous l'environnement du logiciel MATLAB. Les résultats de cette modélisation ont été comparés avec ceux existant dans la littérature. Les valeurs du taux d'évaporation obtenues sont comparées avec d'autres résultats de simulation d'autre afin de valider le modèle utilisé. Cette simulation d'après l'auteur permet d'étudier l'effet de la compression humide et d'estimer les gains de puissance et du rendement

La compression humide consiste à l'injection de l'eau dans le canal d'admission, figure (1.2). L'eau va s'évaporer dans l'air de combustion, une quantité d'eau sera évaporée à travers les étages du compresseur par prélèvement de la chaleur d'air due à l'augmentation de pression. Cette technique permet de réduire les émissions polluantes telles que les NOx.

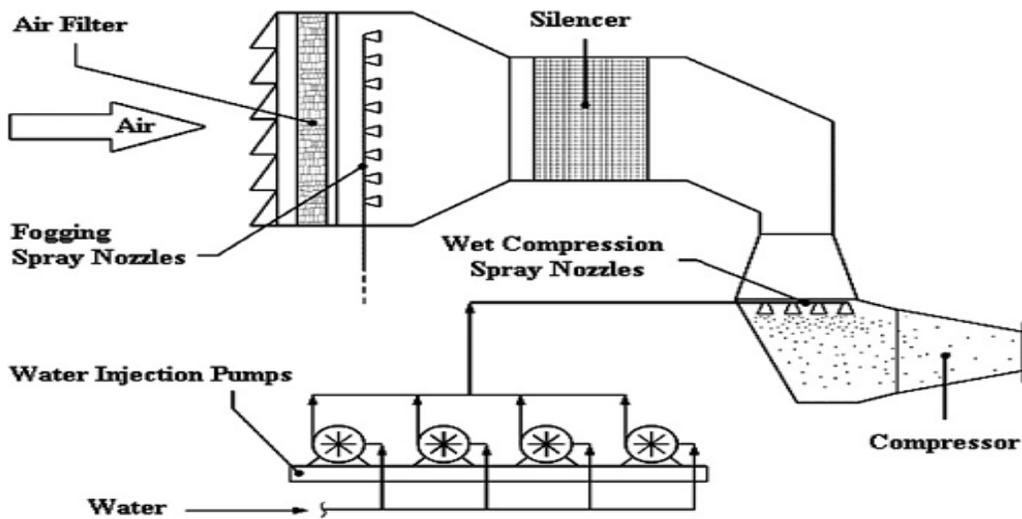


Figure 1.2 : schéma d'une installation d'un TAG avec compression humide

Le modèle mathématique permet d'étudier l'effet des conditions ambiantes sur les performances du compresseur (taux de compression). Il étudie la compression humide avec et sans injection d'eau. Il est basé sur la théorie de l'air humide. Les équations gouvernantes sont résumées dans un tableau de cet article. Les résultats de simulation obtenus sont comparés avec un autre article afin de vérifier la fiabilité du modèle thermodynamique développé. La turbine à gaz ANSOLDOV94.2 standard est l'objet de cette validation préliminaire. Les caractéristiques de cette turbine aux conditions ambiantes ISO sont montrées dans le tableau suivant :

Tableau 1.1 : caractéristiques thermodynamique de l'installation étudié par Stefano Bracco [2]

η	$M_c(TISO)$ (kgda/s)	$\beta(TISO)$	T_{CO} (°C)	TIT (°C)	P (MW)	W_c (kJ/kgda)	η_T	η_C	η_{ch}
34.9	500	11.1	330.82	1150	174.1	337.16	0.87	0.85	0.99

L'efficacité de compression humide est liée fortement au taux de vaporisation d'eau en fonction de la variation infinitésimal de température. Elle a été assimilée constante durant la compression. Le taux de vaporisation n'est pas constant il est varié en fonction de la pression de l'air et de la température,

Le tableau suivant montre les différentes valeurs du taux de compression pour lesquelles la quantité d'eau injectée (2% de masse d'air) a été évaporée complètement pour différentes valeurs de température ambiante

Tableau 2 valeur de taux de compression pour l'injection d'eau [2]

Vaporization completion pressure ratio β^* over total pressure ratio β_{tot}		
T_{amb} (°C)	β^*	$\beta^*/\beta_{tot}(T_{amb})$ (%)
15	2.39	21.2
25	2.15	19.7
35	1.99	18.8
45	1.79	17.4

Suite à la comparaison avec des résultats (qui ont trouvé que l'évaporation est terminée à 20% du taux de compression total) le modèle mathématique est considéré valable pour assimiler le phénomène. L'auteur arrive à montrer qu'à chaque 5°C d'augmentation de la température ambiante une perte de puissance est environ de 2 à 3% par rapport aux conditions ISO (15°C), figure (1.3). Le gain du rendement varie entre 0.3 à 1.3 % dans une fourchette de variation de la température ambiante entre 10 et 50 °C.

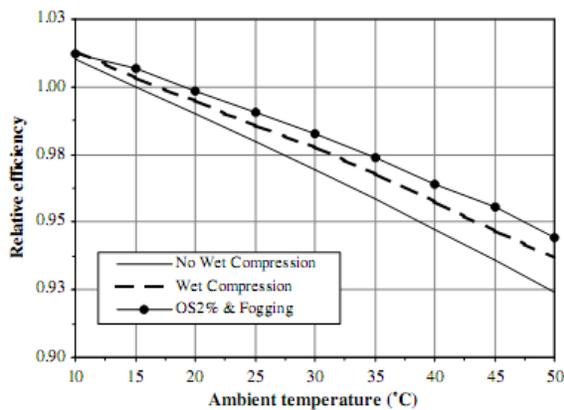


Fig. 6. Relative efficiency.

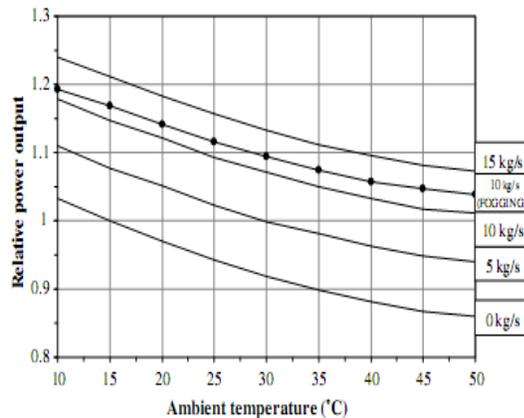


Fig. 5. Relative power output ($P/P_{15°C}$).

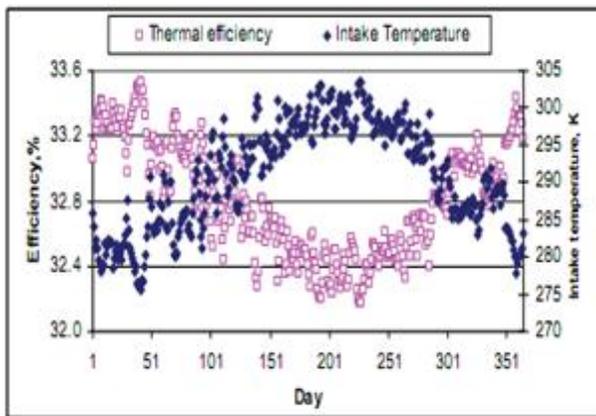
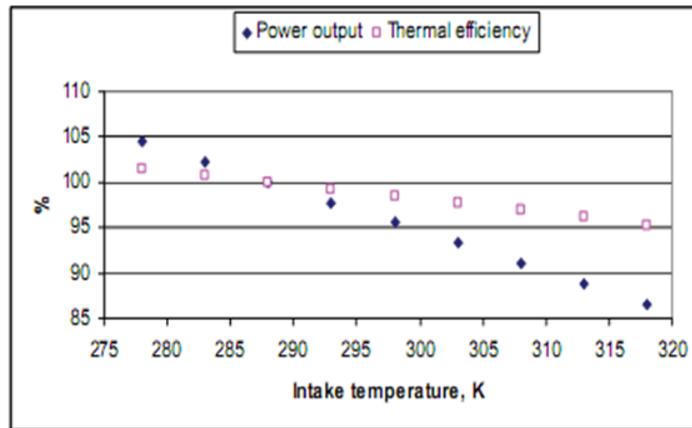
Figure I.3 : Variation de la puissance et de l'efficacité en fonction de la température ambiante

Après cette étude, l'auteur prouve que cette technique de refroidissement est efficace parce qu'elle facilite l'utilisation des turbines à gaz même lorsque les conditions ambiantes sont fortement variables. L'augmentation de puissance est de l'ordre de 14% et atteint 17% dans le cas de prise en compte de l'effet de brouillard en amont du compresseur.

L'étude de JABER et al. [3] traite de l'influence du refroidissement de l'air à la prise du compresseur sur les performances d'une centrale de turbine à gaz installée à MAKARA Power

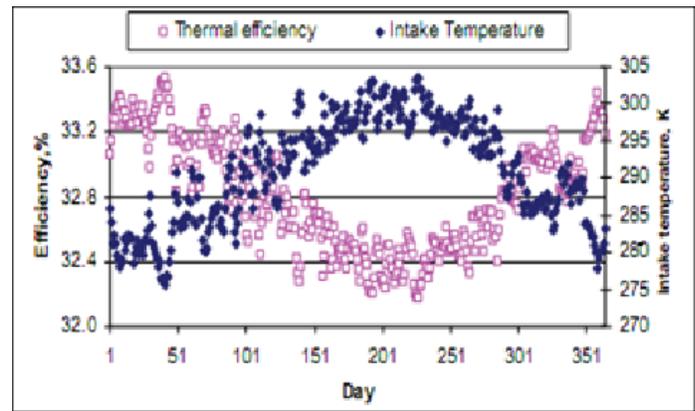
Plant à AMMAN. Pour cela un modèle de simulation a été établi afin d'évaluer les performances de l'installation. Le type de turbine à gaz est GT 6001 B (PG 6541-B) fabriquée par General Electric Power System, avec une puissance nominale de 20MW, c'est une turbine à gaz à un seul arbre à cycle ouvert.

Les performances sont examinées pour un ensemble de paramètres opérationnels, comprenant la température ambiante, l'humidité relative, la température d'admission de la turbine de détente et le rapport de pression. Durant cette étude ils ont examinés deux types de système de refroidissement à savoir le refroidissement par évaporation et le refroidissement par échangeur à serpentin. Pour les deux systèmes de refroidissement, la température d'admission et d'échappement de la turbine de détente sont constantes, la seule variation est la température de l'air à l'admission du compresseur. Dans les deux systèmes étudiés ils ont varié la température et l'humidité différemment et chacun des deux systèmes est caractérisé par sa capacité de refroidissement, ce qui limite la température minimale à l'entrée du compresseur. Le but de l'étude est de fournir des informations sur les systèmes de refroidissement proposés par l'auteur pour déduire une comparaison des performances avec la version de base de la turbine à gaz c'est-à-dire sans refroidissement d'air. Une représentation graphique de l'effet de la température ambiante sur les performances de la turbine de MARAKA est donnée dans la figure (1.4). Ils ont observé que la puissance utile et le rendement thermique sont inversement proportionnels à la température d'admission. La perte de puissance nette est importante à des températures élevées. Les résultats obtenus par la simulation des performances de la turbine à gaz étudiée (avec l'utilisation d'un système de refroidissement par évaporation) sont représentés sur les figures (1.5 a et 1.5 b) pour des efficacités de refroidisseur de 80 et 90% respectivement. Ils ont obtenu une légère hausse de l'efficacité d'environ 1% en comparaison avec les résultats du scénario de base pour la même turbine à gaz, alors qu'un accroissement d'efficacité de refroidisseur de 10% se traduirait par une légère augmentation de la puissance produite et du rendement thermique. La quantité d'eau nécessaire est de l'ordre de 0.7% de la masse d'air entrante dans le compresseur.



a : Efficacité du refroidisseur : 80%

Figure 1.4 : Représentation de performance de la TAG étudiée en fonction de la température d'admission.



b : Efficacité du refroidisseur : 90%

Fig. 1.5 : Représentation de la température d'admission et du rendement thermique pendant l'année.

La figure (1.5) montre les résultats de la variation du rendement et de la température d'admission trouvés par l'utilisation d'un refroidissement par compression durant les jours de l'année. D'après l'auteur le refroidisseur mécanique est capable de diminuer la température d'air à la prise du compresseur jusqu'à 20°C et plus suivant la nécessité quelque soit le taux d'humidité relatif. L'augmentation réelle de puissance nette enregistrée est de 0.5 MW par rapport à la puissance produite, le COP du refroidisseur mécanique est égal à 2. Ce dernier influe directement sur les performances de la turbine à gaz. En effet, un refroidisseur avec un bon COP consomme moins d'énergie et par conséquent l'efficacité nette est plus élevée ainsi que la puissance nette produite. Des résultats similaires à ceux trouvés par l'auteur ont été signalés par des chercheurs

indépendants de différents pays. Ces résultats représentent une amélioration d'environ 5-7%, ce qui est en plein accord avec les travaux publiés. En termes d'efficacité thermique, le système de refroidissement par évaporation est plus efficace que les refroidisseurs à serpentin (refroidisseur mécanique), figures (1.6) et (1.7). Ils ont estimé que le coût approximatif du système de refroidissement par évaporation est environ 7-10 JD ou 10-15 US \$ par kW installé.

Les résultats obtenus montrent que le système de refroidissement par évaporation est capable de renforcer la puissance et d'améliorer l'efficacité de la turbine à gaz d'une manière beaucoup moins couteuse que le système de refroidissement par serpentin en raison de sa forte consommation d'énergie nécessaire pour faire fonctionner l'unité de réfrigération à compression de vapeur.

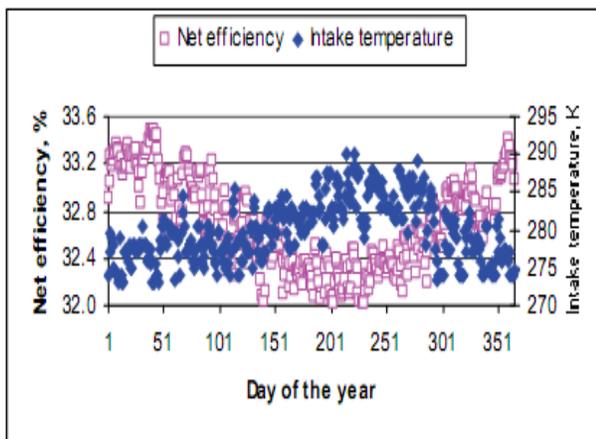


Figure 1.6 : Performance de la turbine à gaz avec un serpentin de refroidissement.

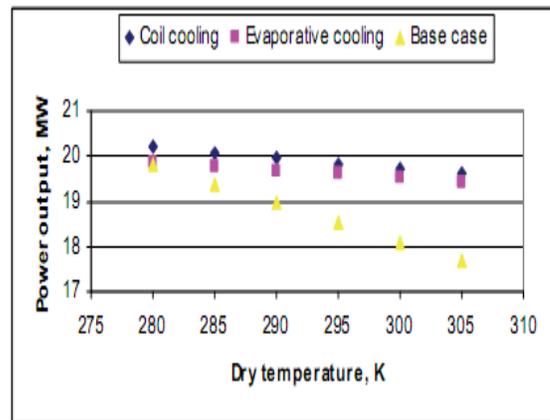


Figure 1.7 : Puissance nette produite sans et avec les différents systèmes de refroidissement étudiés

R. Chacartegui et al [4] dans leur étude ont analysé le refroidissement de l'air d'admission dans une turbine à gaz pour une unité de cogénération. Ils ont étudié une installation de cogénération située au sud de l'Espagne à Cádiz à côté de la mer. Elle se compose d'une turbine à gaz de type General Electric modèle GP 654B avec une puissance nominale de 38.340 kW et un récupérateur générateur de vapeur HRSG. Cette installation est une partie d'une centrale chimique.

Afin de traiter ce projet l'auteur divisé l'étude en trois parties, la partie essentielle est la partie qui montre les systèmes de refroidissement (CTIAC) qui existent afin de refroidir l'air à l'admission du compresseur de la machine ainsi que leurs effets sur les performances de l'installation avec une évaluation des coûts d'investissement et d'entretien. La deuxième partie intéresse l'étude et la modélisation de l'influence du récupérateur générateur de vapeur HRSG, et

le combustible sur l'augmentation de la puissance. Enfin, dans la troisième partie l'objectif final est d'exprimer les variables principales qui caractérisent l'installation à savoir la puissance nette et le rendement thermique en fonction de la température d'admission de la turbine, l'humidité relative et la pression.

D'après l'auteur les performances de la turbine à gaz dépendent fortement de la température d'admission, ils ont trouvé qu'une augmentation de la température de 10°C (par rapport aux conditions ISO) résulte une perte de puissance de l'ordre de 7% de la puissance nominale, les pertes atteignent 15% de la puissance avec une température d'admission de 35°C. Les différents systèmes de refroidissement CTIAC montrés sont :

- Le refroidissement par évaporation
- Refroidisseur à absorption
- Refroidisseur à compression
- Système hybride absorption et compression
- Systèmes de stockage de l'énergie thermique

À la suite de ce travail, une analyse économique a été effectuée pour la centrale de cogénération considérée, montrant les différents effets de systèmes de refroidissement CTIAC. Les résultats de l'analyse économique obtenus pour les différents systèmes de refroidissements CTIAC sont montrés dans l'article. Ils ont trouvé que trois systèmes de refroidissement sont intéressants pour cette centrale étudiée à savoir le refroidissement par réfrigération électrique, de capacité de refroidissement de 850 RT, un système hybride d'un refroidisseur à absorption de capacité de 300RT disposé séquentiellement avec un refroidisseur électrique de capacité de 450RT. Le troisième représente un refroidisseur de 600RT de capacité combinée avec un système de stockage thermique de capacité de 750RT de stockage. Une comparaison entre le refroidisseur électrique et celui avec stockage thermique conduit l'auteur à conclure que les deux systèmes présentent des résultats très semblables à l'exception que le système de stockage a un plus grand NPV (Net Present Value) et un faible investissement ainsi que les systèmes par stockage thermique seraient une option plus intéressante.

Dans l'article l'auteur choisit le système de refroidissement hybride avec une valeur de 45000 NPV comme référence en raison des critères NPV considérés comme référence économique principale. D'autres facteurs doivent être pris en considération tels que la simplicité et le temps d'installation. Sous ces considérations, le système avec stockage thermique est clairement favorable relativement au système hybride.

La période d'installation des systèmes de refroidissement hybrides est plus longue, non seulement parce qu'il est nécessaire d'installer deux réfrigérateurs et leurs intercommunications et commandes, mais également parce que l'un d'entre eux est un réfrigérateur d'absorption fonctionnant avec de l'eau chaude produite dans la section finale du HRSG.

Le moment disponible pour l'installation de système de refroidissement sera programmé pour coïncider avec les révisions prévues de la centrale. Après toutes ces considérations le système de refroidissement CTIAC choisi pour la centrale étudiée est le refroidisseur électrique avec stockage de glace.

Un autre travail a été réalisé par Jean-Pierre Bédécarrats et Françoise Strub[5] sur le refroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz, avec un système comprenant un réservoir de stockage thermique avec l'utilisation d'un matériau de changement de phase encapsulé. La centrale modélisée et examinée est située à New Delhi dans un climat chaud et humide (au mois d'août). Le but de l'étude est de concevoir les composants du système de refroidissement et de quantifier les profits d'utilisation des systèmes de stockage de froid. Le matériau de changement de phase est encapsulé dans des enveloppes sphériques (de diamètre 77 mm et d'épaisseur moyenne de 2mm) appelées nodules, le matériau des nodules est un mélange des polyoléfines. Un fluide frigoporteur (l'eau glycolée) circule à l'intérieur du réservoir et passe par les nodules ce qui permet l'échange thermique. Le schéma de la figure (1.8) montre les différents composants de l'installation étudiée par les auteurs.

- RT : Refrigération tons (1 RT est égal à 12,000 Btu/h ou 3.52 kW)

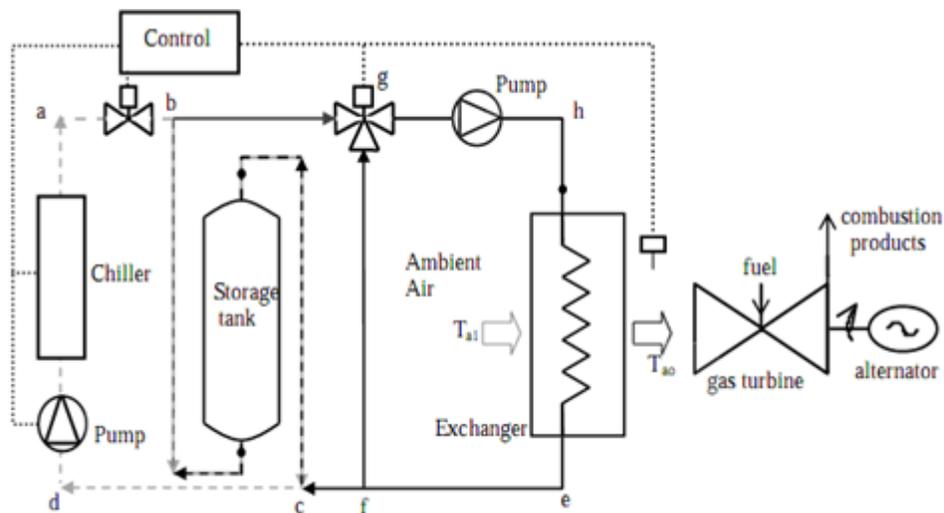


Figure 1.8 : Installation d'une turbine à gaz avec refroidissement par stockage thermique

Il y a deux modes de fonctionnement par rapport au système de refroidissement d'air d'admission. Le mode de charge et le mode de décharge. Pendant le mode de charge le groupe

frigoporteur fonctionne généralement pendant les heures creuses de la demande, l'eau glycolée passe par le réservoir, ce qui traduit la cristallisation du matériau de changement de phase contenue dans les nodules. Pendant le mode de décharge le groupe frigorifique est en arrêt, l'eau glycolée passe par l'échangeur et le réservoir provoque le fondre du matériau de changement de phase et refroidi l'air par l'échangeur.

Les trois composants nécessaires sont modélisés, à savoir la turbine à gaz, l'échangeur et le groupe frigorifique. La turbine choisie est un turbo-alternateur utilisé pour la production combinée de la chaleur et d'électricité, une modélisation de la puissance mécanique produite par cette turbine en fonction de la température ambiante montre l'effet de la température ambiante, les résultats montrent que la puissance produite est de 1115kW aux conditions ISO de fonctionnement (15°C et 60% d'humidité relative) et lorsque la température augmente de 1°C la puissance diminue de 9kW, ainsi à 40°C de température la puissance est de 890kW c'est à dire une perte de 20% par rapport à la puissance produite aux conditions ISO. Les caractéristiques de l'échangeur de refroidissement d'air sont liées à la taille de la turbine à gaz, il est conçu pour refroidir l'air de 50°C jusqu'à 15°C, avec un débit massique de 6kg/s (le débit maximum nécessaire à la turbine). Les auteurs ont choisi un jour standard pour la simulation, la température durant ce jour varie entre 26°C et 37°C et l'humidité relative entre 50% et 80%. Ce qui est difficile pour le refroidissement de l'air. Ils ont représenté l'effet du refroidissement d'air sur la puissance produite pour trois tailles de réservoirs de stockage.

Après cette étude ils ont trouvé que les conditions climatiques du site étudié (climat chaud et humide) défavorisent l'utilisation du système de stockage thermique parce que ces conditions demandent plus d'énergie thermique car un climat sec et chaud exige moi de puissance donc la taille du réservoir est plus petite ainsi que le groupe frigorifique ce qui introduit un coût d'investissement réduit.

Amir Abbas Zadpoor [6] travaillé sur le développement d'un système de refroidissement par dessiccation améliorée pour les turbines à gaz. D'après l'auteur, le refroidissement par évaporation est défavorable pour un climat humide, alors l'utilisation d'une roue desséchante peut déshumidifier l'air avant de passer à travers le refroidisseur évaporatif. D'après cet article plusieurs études sont faites sur les refroidisseurs direct, indirect et combiné et montrent qu'une roue desséchante simple est moins efficace que le système de refroidissement par évaporation étagé. Dans cette étude, des déshumidificateurs et des refroidisseurs par évaporation sont ajoutées afin d'améliorer l'efficacité des systèmes de refroidissement par roue desséchante

simple. Le système proposé dans cet article est composé de cinq roues desséchantes comme indiqué dans la figure (1.9). Deux cas extrêmes sont étudiés dans cet article pour ce système, le cas où l'air après le régénérateur est 100% frais FRAO (FreshRegeneration Air Option), et le cas où l'air de régénération vient d'une roue précédente n'est pas 100% frais NFRAO (Non-FreshRegeneration Air Option). Trois endroits différents choisis, représentent un climat chaud et sec, un climat chaud et modérément humide et enfin un climat chaud et humide, ont été considérés pour étudier les effets des conditions climatiques sur les performances du système proposé.

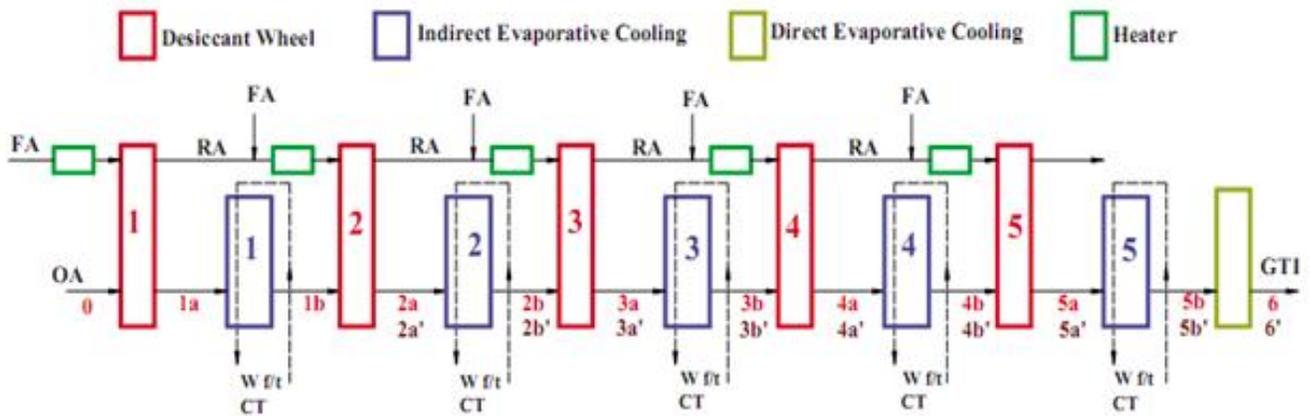


Figure 1.9 : Schéma d'une roue desséchante pour le refroidissement d'air d'admission de turbine à gaz

Les performances de la roue desséchante à plusieurs étages a été simulée pour les trois conditions climatiques mentionnées ci-dessus et les deux options différentes d'air de régénération. Ils ont utilisé un code de calcul appelé Novel Aire pour la simulation. Les pertes de pression à travers les roues sont proportionnelles avec le nombre des roues. La chute de pression influence les performances des turbines (une chute de 24mmHg résulte une perte de puissance et de rendement de 0.3%-0.48%), les performances des deux types de turbine étudiées sont représentées dans la figure (1.10). Finalement ils sont arrivés à montrer les points suivants :

- Le système devient sensiblement meilleur que celui du refroidisseur combiné, seulement lorsque le nombre des roues desséchantes employées est supérieur ou égal à deux.
- Les performances sont meilleures dans les climats secs qu'humides.
- La différence entre les deux cas FRAO et NFRAO est négligeable, mais il est préférable d'employer NFRAO à cause de sa facilité de conception et d'utilisation et dans les climats plus humides la différence n'est pas négligeable.

- L'amélioration des performances réalisées en utilisant le système à plusieurs étages proposé montre un comportement asymptotique en fonction du nombre des roues desséchantes pour le climat sec, et augmente linéairement pour les climats humides.
- L'augmentation du nombre des roues est faible pour les climats humides.
- La puissance nécessaire pour le système de refroidissement est essentiellement celle les réchauffeurs.

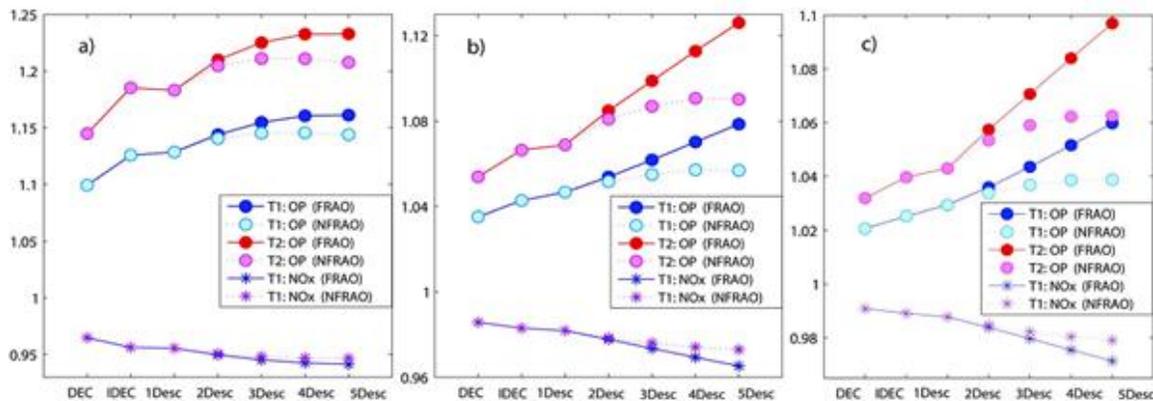


Figure 1.10 : performances de TAG pour les différents types de refroidisseur pour les trois régions étudiées

Hasan HuseyinErdem, Suleyman HakanSevilgen[7] ont étudié l'effet de la température ambiante sur la production électrique et la consommation de fuel pour un simple cycle de turbine à gaz. Dans cet article, deux modèles de turbine à gaz sont étudiés pour sept régions considérées en TURQUIE. Les pertes de puissance électrique annuelle produite et l'augmentation de la consommation de carburant sont comparées avec ceux trouvées en condition ISO de fonctionnement de la turbine à gaz. Durant cette étude les auteurs utilisent les valeurs moyennes de la température pour analyser la turbine à gaz pour les sept régions. Les résultats de cette analyse sont représentés graphiquement sur la figure (1.11). Les pertes de puissance se produisent dans toutes les régions où la température est au dessus de 15°C. Les pertes de production de l'électricité dans des régions chaudes variées entre 0.71% jusqu'à 2.87% comparés à la production dans les conditions standards. Par contre, dans d'autres régions une augmentation de 1.32%-7.85% a été réalisée. Dans toutes les régions, quand la température est au-dessus de 15°C et particulièrement en été, une perte de production dans la gamme de 1.67%-7.22% apparait. Par le refroidissement de l'air d'admission jusqu'à 10°C une augmentation de puissance est enregistrée dans la gamme de 0.37%-7.59%.

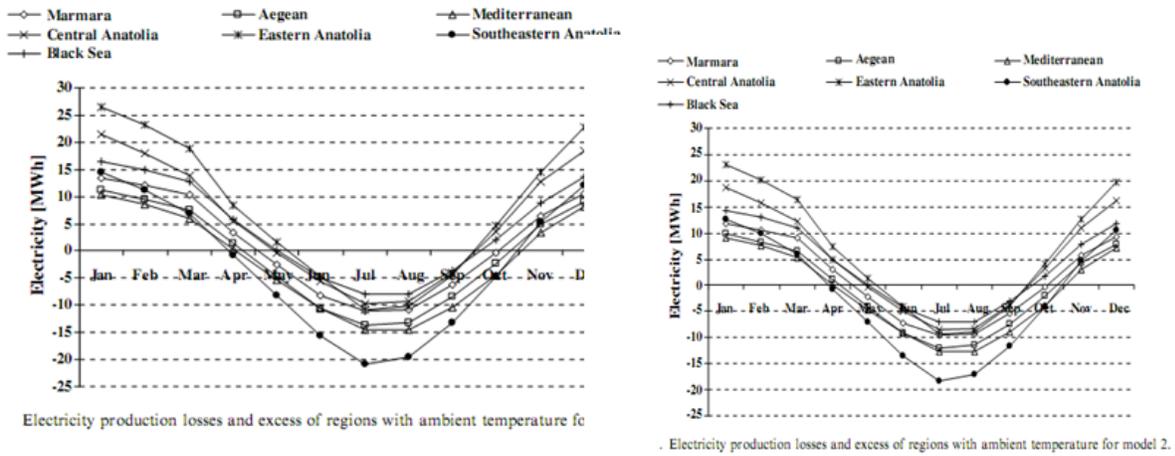


Figure 1.11 : Production électrique pour les deux modèles étudiées

Le travail de R. Hosseini, A. Beshkani, M. Soltani [8] concerne une étude sur l'amélioration des performances d'une installation d'une turbine à gaz à cycle combinée implantée à Fares (IRAN). Par l'utilisation d'un média de refroidissement par évaporation de l'air d'admission, ce système est modélisé et évalué. Le modèle utilisé prend en compte plusieurs paramètres de conception tels que la vitesse de l'air à l'admission, la forme géométrique, la taille et l'épaisseur des médias de refroidissement. Les médias se composent de plusieurs couches minces onduleuses de papier ondulé spécial ou de papier ridé par cellulose emballé ensemble. La figure (1.12) schématise la configuration de papier ondulé et le domaine physique. D'après cette modélisation, les auteurs représentent graphiquement l'effet de la forme géométrique des médias et les nombres adimensionnels sur leur efficacité.

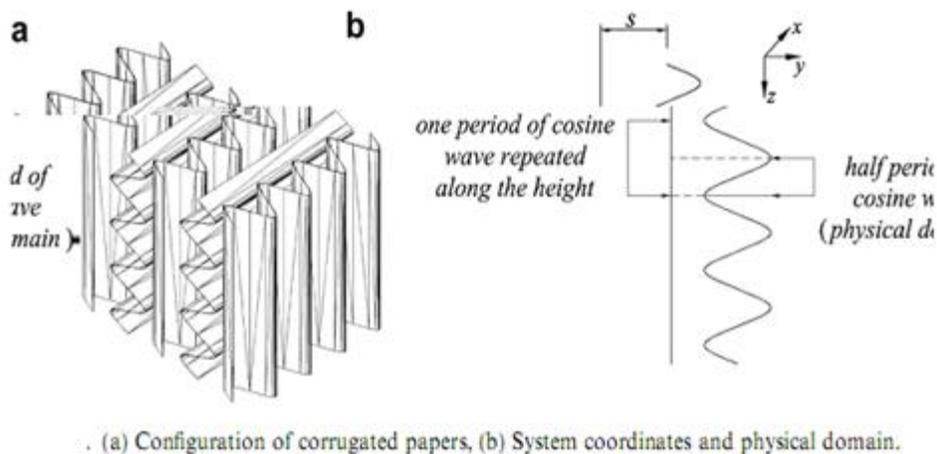


Figure 1.12 : Schéma de papier ondulé utilisée pour un refroidisseur évaporatif

La figure (1.13) représente les résultats de modélisation de la puissance en fonction de la température ambiante pour plusieurs valeurs d'humidité relative. Il est bien clair que la puissance est inversement proportionnelle à l'humidité relative. Ils ont trouvé d'après l'analyse des résultats qu'avec un nombre constant de Prandtl, l'efficacité diminue avec une augmentation de chute de pression, au fur et à mesure que la vitesse entrante d'air augmente.

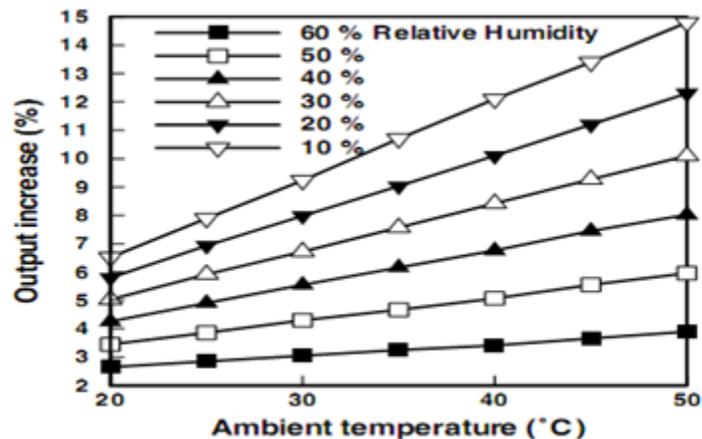


Figure 1.13 : Augmentation de la puissance en fonction de la température ambiante et l'humidité relative

Pour cette installation de turbine à gaz à Fares, la puissance produite est d'environ 11MW avec une température ambiante de 38°C et 8% d'humidité relative, la température de l'air est baissée jusqu'à 19°C à l'entrée du compresseur (sortie du refroidisseur évaporatif), ce qui introduirait une augmentation annuelle de 5280 KWh et pour des prix de vente de 2.5 Cents/KWh, 3 Cents/KWh, et 4Centes/KWh, la durée d'amortissement est respectivement de 4.2 , 3.5 et 2.6 années.

Chapitre II

Les techniques de refroidissement d'air d'admission des turbines à gaz

2.1 Introduction

Les installations des turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes ISO à savoir une température égale à 15°C, une pression atmosphérique de 1.013bars et une humidité relative de 60%. Cependant, les conditions ambiantes ne sont pas stables pendant toute l'année (même entre le jour et la nuit) d'un côté, et d'une région à une autre de l'autre côté. Alors les performances des installations de turbines à gaz sont toujours variées ou encore médiocres dans les périodes chaudes et sèches lorsque la masse d'air traversant l'installation est faible et la température à l'entrée du compresseur est plus élevée.

A cet effet, on utilise des systèmes de refroidissement d'air en amont du compresseur afin d'améliorer les performances de ces installations par l'augmentation de la masse d'air qui passe par la machine. Ceci en abaissant la température de l'air à l'entrée du compresseur qui diminue par la suite les émissions des oxydes d'azote dans la chambre de combustion.

Les systèmes utilisés actuellement sont les suivantes :

- Refroidissement par évaporation de l'eau,
- Refroidisseur évaporatif ou refroidissement par ruissellement d'eau
- Injection de brouillard
- Utilisation des groupes frigorifiques à compression
- Réfrigération directe (un simple circuit)
- Réfrigération indirecte (deux circuits)
- Réfrigération mécanique avec stockage de la glace
- Système de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau froide
- Utilisation des groupes frigorifiques à absorption.

L'emplacement de ces systèmes de refroidissement est montré sur la figure (2.1).

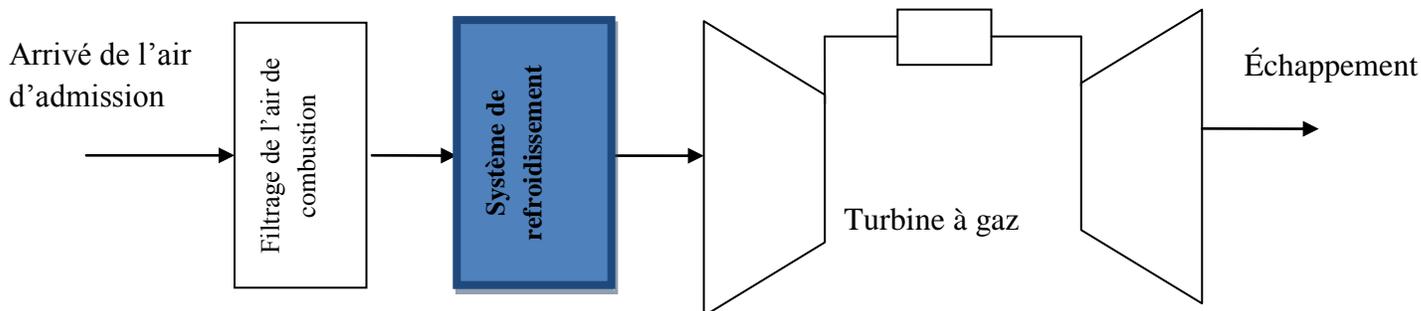


Fig 2.1 : Représentation schématique d'une installation d'une turbine à gaz avec refroidissement de l'air de combustion

2.2 Refroidisseur évaporatif (Evaporativecooler)

2.2.1 Principe de fonctionnement:

Le principe de refroidissement évaporatif est le même que celui qui se déroule dans la nature. On évapore une masse d'eau traitée dans le canal d'admission, la chaleur latente nécessaire à l'évaporation provient de l'air lui-même. L'air qui sort après ce système de refroidissement est donc refroidi et humidifié. Le processus de refroidissement n'exige par un apport d'énergie. Les refroidisseurs par évaporation d'eau sont appropriés dans les zones chaudes et sèches. Deux techniques existent assurent le refroidissement par évaporation d'eau.

- **Refroidisseur évaporatif par module humidifié (Evaporatorecooler):**

Le refroidissement par ruissellement d'eau comme montré sur la figure (2.2) consiste à faire passer l'air après filtrage par un média humidifié composé de surfaces ondulées en papier de cellulose traité, ce média joue le rôle d'un évaporateur conventionnel. L'eau s'écoule sur la surface ondulée du panneau évaporant, figure 2.2. Une partie de l'eau est évaporée sous l'action de l'air sec et chaud qui traverse le panneau évaporant. Le reste d'eau va tomber dans un bac situé en dessous de l'évaporateur. L'air à la sortie du refroidisseur est refroidi et avant de passer par le

compresseur de la turbine à gaz, il passe par un système d'élimination des gouttelettes d'eau pour assurer un bon fonctionnement du compresseur de la turbine à gaz. L'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, il est en papier ondulé sous forme d'un nid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution positionné en dessus du media. L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90%.

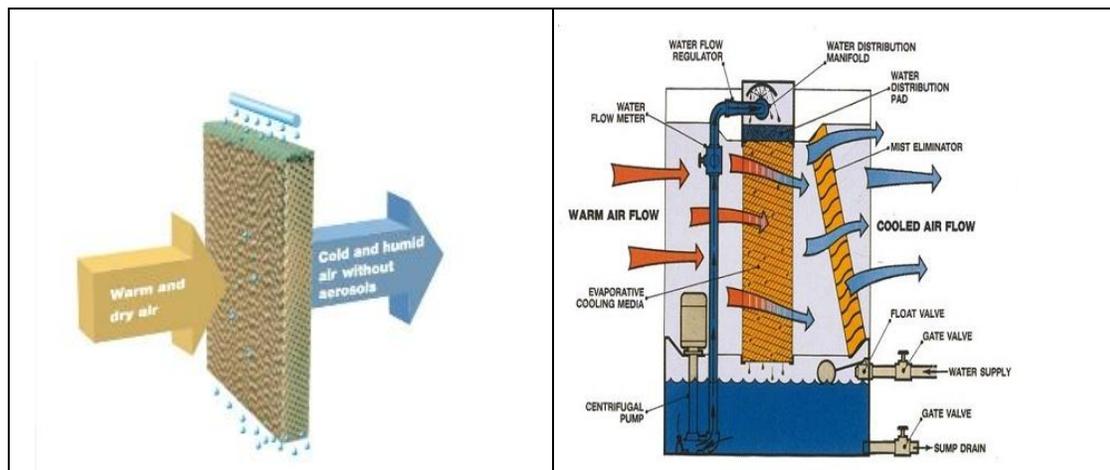


Fig. 2.2 : Refroidisseur évaporatif

Généralement, il est recommandé de placer le refroidisseur évaporatif après le filtre à air d'admission et non pas avant. Cet arrangement protégera les médias contre la poussière et d'autres contaminants aéroportés.

Avantages

- Facile et rapide à installer
- Le coût estimatif pour l'installation est de 1/8 à 1/2 par rapport au coût de climatisation frigorifiée.
- Le coût estimatif de l'opération (exploitation) est de 1/4 de celui d'air frigorifié.
- Il fonctionne comme un laveur et nettoyeur d'air d'admission.
- Une augmentation des puissances produites par la turbine à gaz permet de couvrir les pics de demande surtout dans les périodes chaudes.

Inconvénients

- Limitation sur l'amélioration de capacité
- Il n'est pas adapté aux sites humides.
- Consomme une quantité d'eau
- L'eau doit être traitée avant utilisation.

- **Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau :**

Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bar), figure (2.3). L'eau s'évapore dans l'air, la température d'air diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%.

La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine (environ $10\mu\text{m}$ à $20\mu\text{m}$) donc elle s'évapore facilement dans l'air.

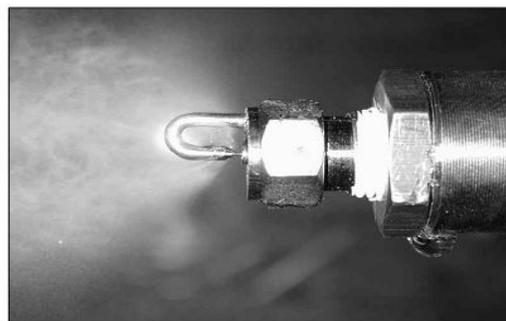


Figure 5. Fine-spray HP nozzle in operation.

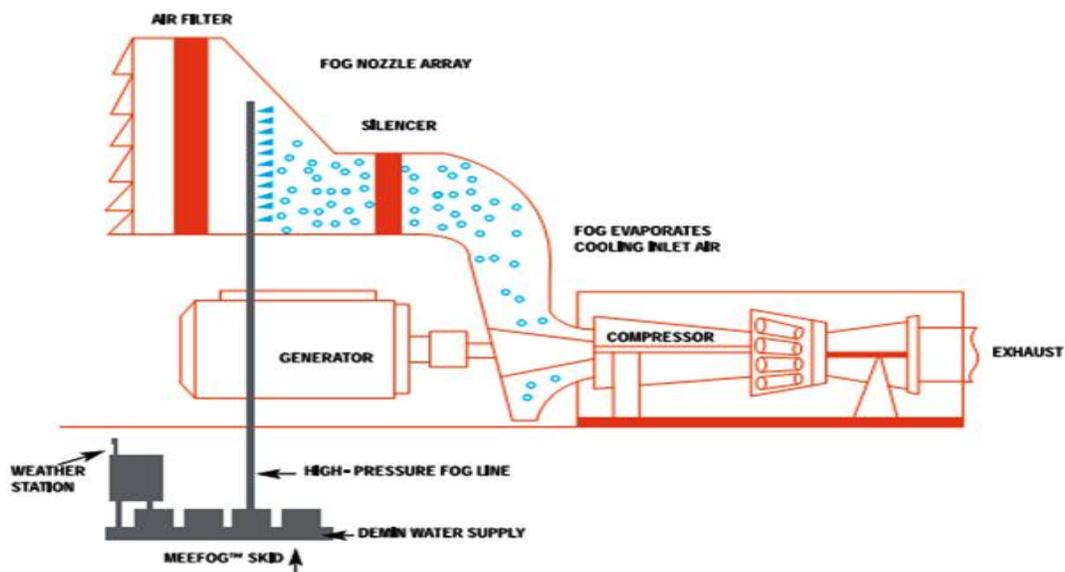


Figure 2.3 : Refroidissement par pulvérisation d'eau.

Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz, l'eau doit être traitée dans une station de traitement ou de déminéralisation. Les caractéristiques de cette eau sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Quantité des solides dissociés	5 PPM maximum
pH	6-8
Na + K	0.1 PPM maximum
Silica (SiO ₂)	0.1 PPM maximum
Chlorides	0.5 PPM maximum
Sulphate	0.5 PPM maximum
Tableau 1.3 caractéristique de l'eau pulvérisé	

Avantages :

- Installation facile
- Bas coût d'investissement
- Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation

Inconvénients :

- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

2.3 Systèmes de réfrigération mécaniques [9]:

Dans ce système la chaleur est prélevée par l'utilisation d'un échangeur de chaleur où un fluide plus froid absorbe la chaleur de l'air, ce qui résulte à son refroidissement. Le cycle thermodynamique de référence est réalisé dans une machine frigorifique à compression, elle est représentée dans la figure (2.4).

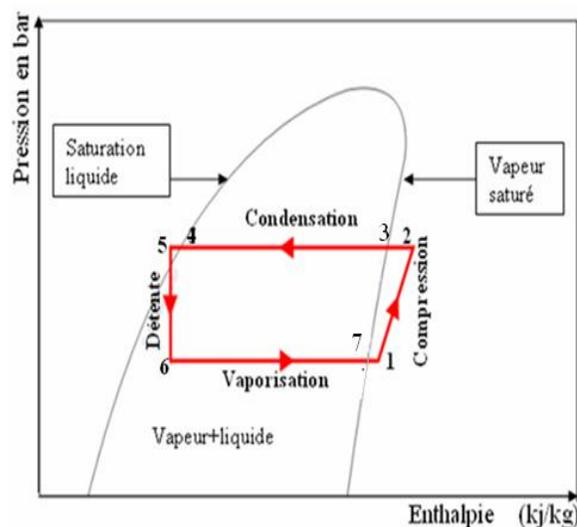
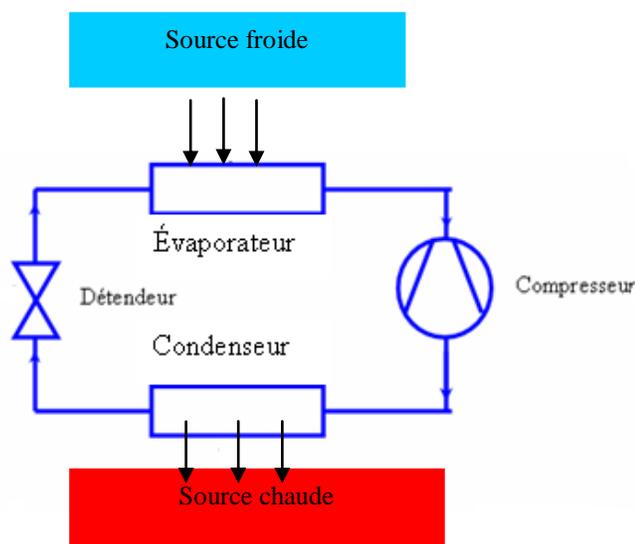


Fig. 2 4 : Cycle bas d'une machine frigorifique par compression
à gauche: composants - à droite : cycle thermodynamique

Cette machine thermodynamique est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. L'utilisation des systèmes de refroidissement mécanique est applicable dans les lieux où l'humidité relative est élevée. Les machines frigorifiques à compression sont utilisées de deux façons différentes à savoir en mode direct ou indirect :

- **Type direct**

L'air échange directement la chaleur avec le fluide frigorigène qui circule dans la machine, donc l'air qui passe à travers l'évaporateur va refroidir.

Avantages

- Ils donnent une meilleure amélioration que les systèmes par évaporation d'eau.
- Une température d'air à l'admission constante.

Inconvénients :

- Le prix d'installation et d'exploitation élevé.
- Il demande une charge supplémentaire afin de faire fonctionner le groupe frigorifique.
- Il est nocif aux composantes de la turbine à gaz en cas de fuites.
- Il nécessite une maintenance périodique.

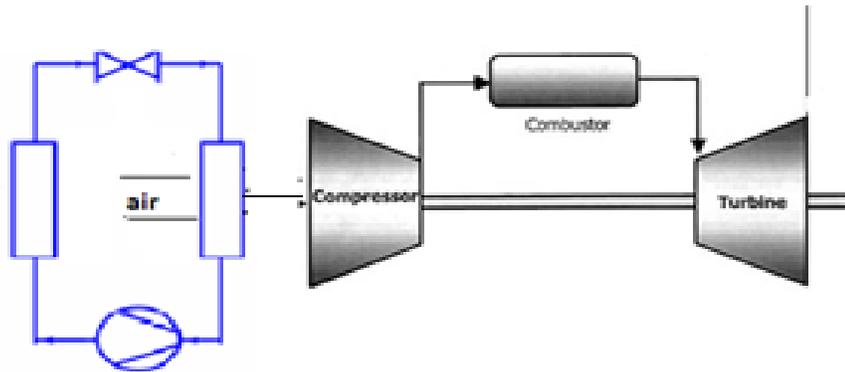


Fig. 2 5 : Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type direct

- **Type indirect**

Dans un système de refroidissement indirect on trouve deux circuits : primaire et secondaire. Le circuit primaire est le circuit du groupe frigorifique (production de froid) où le fluide moteur ou frigorigène s'écoule, le second est le circuit de transport de froid et il s'appelle le circuit du fluide frigoporteur.

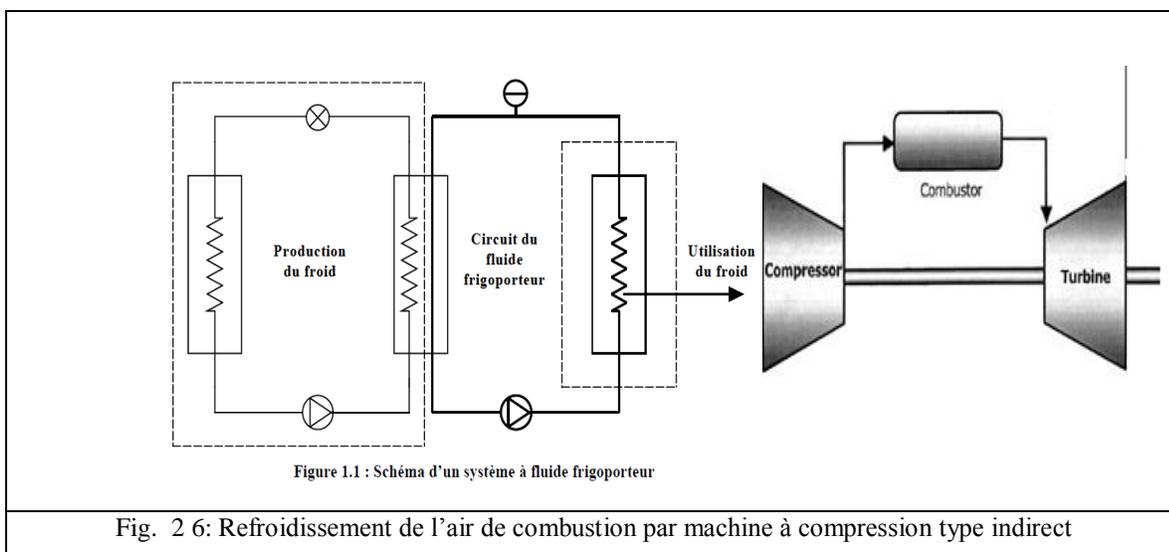
Les fluides frigoporteurs qui sont utilisées ne sont pas nocifs à l'installation de la turbine à gaz en cas de fuites. Parmi ces fluides l'air et l'eau.

Avantage :

- Peut augmenter les performances de la turbine à gaz mieux que les refroidisseurs par évaporation (par médias et pulvérisation).
- Pas sensible à la température humide de l'air ambiant.
- Pas de danger concernant les fuites et les déperditions de fluide frigorigène.

Inconvénients :

- Coût d'installation élevé.
- Il exige une charge supplémentaire par rapport au système direct afin de faire fonctionner le circuit secondaire (circuit du fluide frigoporteur).
-



2.4Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage

Deux techniques de stockage du froid sont utilisées. Le stockage de glace et le stockage de l'eau froide.

2.4.1Stockage de la glace [5]

La glace est fabriquée par un groupe frigorifique à compression et stockée dans un réservoir (voir figure au- dessous), ensuite l'eau passe par le réservoir et sera refroidie et transporte ce froid à l'air de combustion par un échangeur de chaleur

La glace fabriquée la nuit où la demande est faible est exploitée le jour lorsque la demande atteint le pic.

2.4.2 Stockage de l'eau froide [10]

Il porte sur le même principe que le stockage de glace sauf que dans ce système on stocke l'eau froide dans le réservoir.

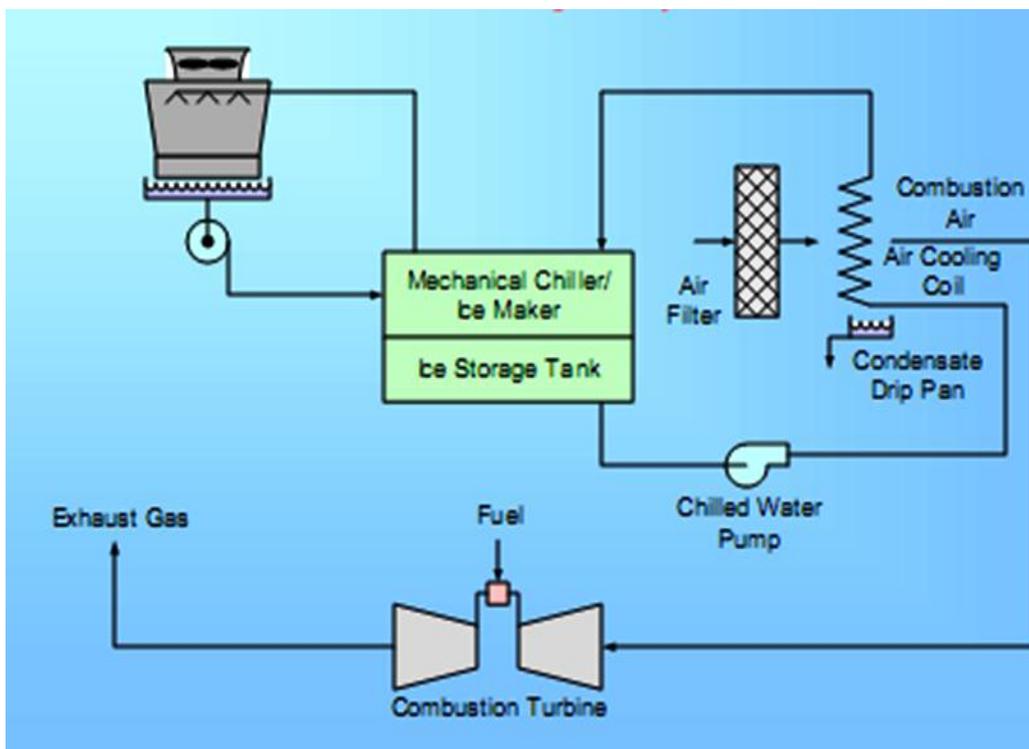


Fig. 2.7 : Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage de glace

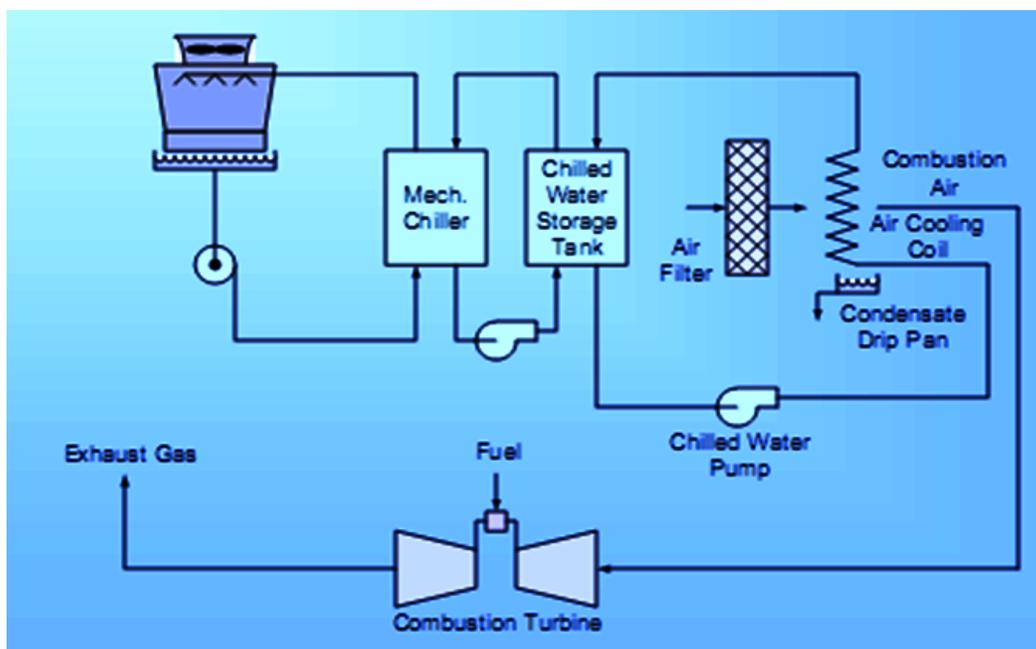


Fig. 2.8 : Systèmes de réfrigérations mécaniques avec stockage d'eau froide

2.5 Système de refroidisseur par absorption [11]

A la différence des groupes à compression qui ont besoin d'électricité, les groupes frigorifiques à absorption permettent de produire du froid en utilisant une source de chaleur.

Ces machines sont utilisées essentiellement dans le cas où l'on dispose d'énergie gratuite en vapeur surchauffée, apport solaire, ou les gaz d'échappement des turbines à gaz, pour faire fonctionner une machine à absorption.

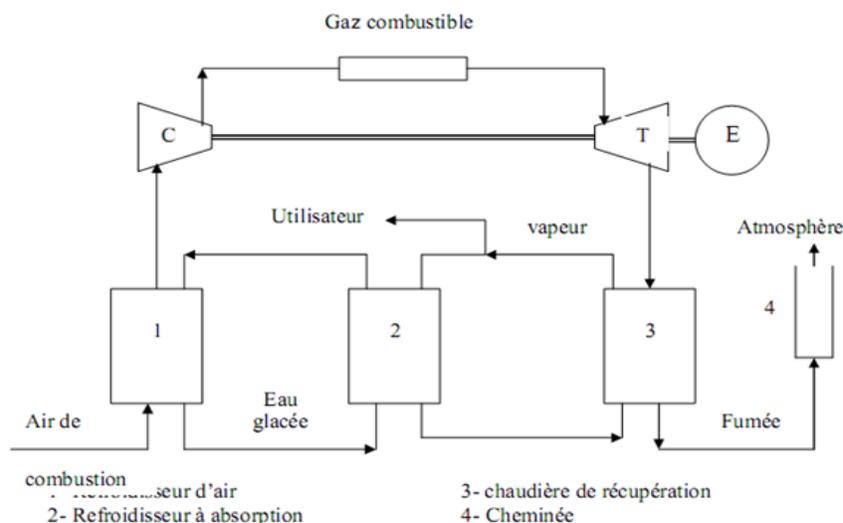


Fig. 2.9 : représentation d'un refroidisseur d'air à absorption pour les turbines à gaz

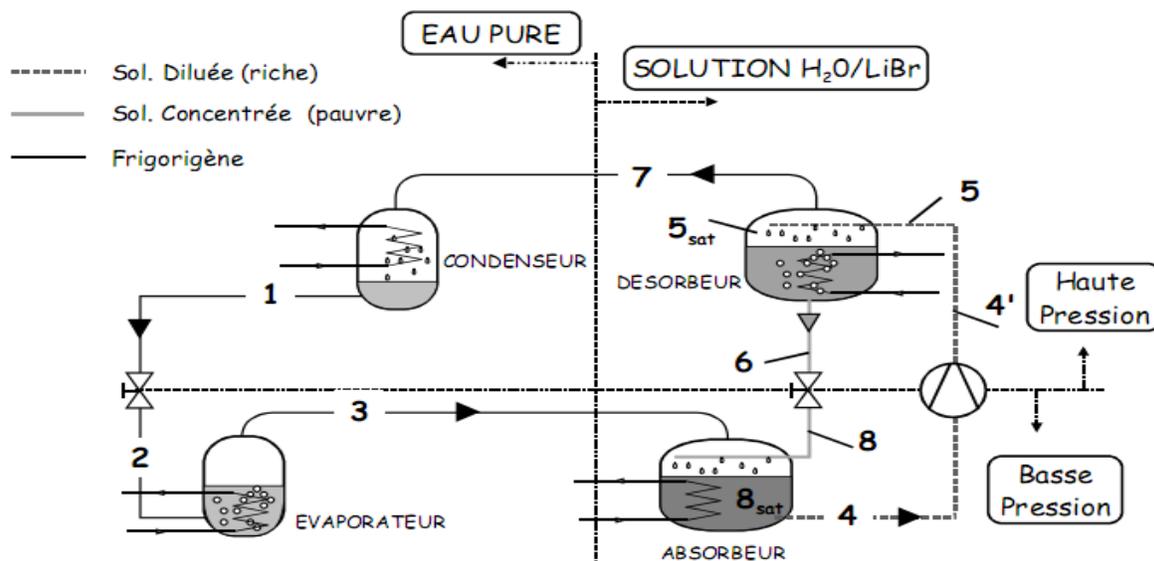


Fig. 2.10 : Structure d'une machine frigorifique à absorption

2.5.1 Le cycle de base d'une machine à absorption [11]:

Schématiquement une machine à absorption liquide comporte les éléments représentés dans la figure (2.10). Cette machine comprend comme toutes les machines à compression l'ensemble de condenseur, évaporateur, détenteur dans lequel ne transite que le frigorigène pur (l'eau). Cet ensemble est connecté à la partie chimique du procédé (absorbeur et désorbeur).

Le condenseur : composant analogue à celui de la machine à compression, c'est la température du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur /condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le dégagement d'une quantité de chaleur Q_{cond} (trajet 7-1 de la figure (2.10)).

L'évaporateur : à la sortie du condenseur, le frigorigène liquide se détend à travers le détenteur (1-2), puis s'évapore, produisant la puissance $Q_{\text{évap}}$. La température et la pression d'évaporation dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide (médium à refroidir).

Le bouilleur ou désorbeur : la solution diluée (riche en frigorigène) va recevoir la quantité de chaleur Q_{des} , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le désorbeur produit ainsi une vapeur de frigorigène (7) et une solution concentrée (pauvre en frigorigène) (6). Cet organe effectue une concentration (5-6) du sorbant (XLi B) ou un appauvrissement en frigorigène (XH₂O)

L'absorbeur : la vapeur sortie de l'évaporateur (3) y rencontre la solution concentrée (pauvre) provenant du désorbeur (8). Elle est absorbée par cette solution qui s'enrichit en frigorigène. La chaleur Q_{abs} dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m en sortie d'absorbeur (4). On obtient ainsi une solution diluée (riche en frigorigène), Ce composant effectue donc une dilution (trajet 8-4) du sorbant (XLiB) ou un enrichissement en frigorigène (XH₂O)

Avantages du système de refroidissement par absorption :

- Il permet d'améliorer les performances des installations de turbine à gaz mieux que les systèmes de refroidissement par évaporation d'eau.
- une faible consommation d'énergie électrique que le système à compression
- Pas sensible à la température humide d'air ambiant.
- Il permet de valoriser la chaleur perdue par les gaz d'échappement.

Inconvénients :

- Un coût d'investissement élevé
- Un temps d'implantation élevé en comparaison avec d'autres systèmes de refroidissement.
- Il n'est pas applicable avec les installations d'une turbine à gaz ouverte.

2.6 Conclusion

Plusieurs systèmes de refroidissement existent pour le conditionnement des turbines à gaz, mais il faut étudier le choix du système adapté avec le site d'installation (condition ambiantes) parce que les conditions ambiantes (température et humidité relative) varient d'une région à une autre région, et chaque système a des priorités par rapport à un autre.

Chapitre III

Thermodynamique des Turbines à Gaz

3.1 Note Historique sur le développement des turbines à gaz

Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941. En 1939, la société Suisse Brown Boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans vonOhain a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service [12]. Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique. Le tableau suivant montre l'historique des progrès de la turbine à gaz type MS5002 depuis 1970 (le modèle sur lequel on a effectué notre étude) [13]

Tableau 3.1 Historique de développement de la turbine à gaz MS5002

	Ship Dates	Output hp (kW)		Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh)		Firing Temp F/C		Air Flow 10 ³ lbs/hr (10 ³ kg/hr)		Exhaust Temp (F/C)	
		RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC*	SC
MS5002A	1970-Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351	987/638/ 531/337	975/ 524
MS5002B	1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5002B	1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS5002B	1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS5002C	Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5002D	July 1997	-	43,000/ 32,066	-	8,650/ 12,235	-	1,807/ 986	-	1,113/ 504	-	950/ 510

Includes 0/0 Inches H₂O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel

* First Number Is Turbine Exhaust; Second Is Regenerator Stack

** Heat Rates Are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle SC = Simple Cycle

GT18463G

MS5002 Performance History - ISO Rating

3.2 Description des Composants d'une turbine à gaz

Dans le cas le plus simple une turbine à gaz est constituée par un filtre d'entrée d'air, un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente et le système d'échappement vers l'atmosphère, figure (3.1).

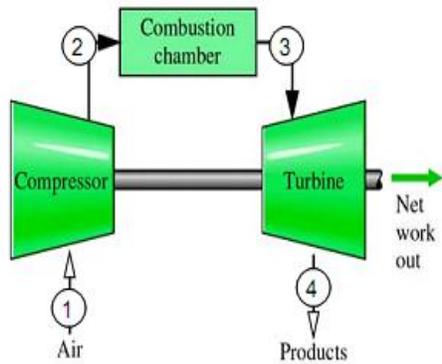


Fig. 3.1 : Composants d'une TAG simple

3.2.1 Système de l'admission « Entrée d'air » :

Il comporte un système de filtration générant une perte de charge modélisée par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0,6 % à pleine puissance. Dans le cas où la turbine à gaz dispose d'un système de refroidissement en amont du compresseur la température ne doit pas descendre au-dessous de 5 à 7°C pour éviter les problèmes de givrage. Le refroidissement s'effectue par des systèmes à évaporation d'eau ou par l'intermédiaire d'un groupe frigorifique soit de compression ou à absorption. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %.

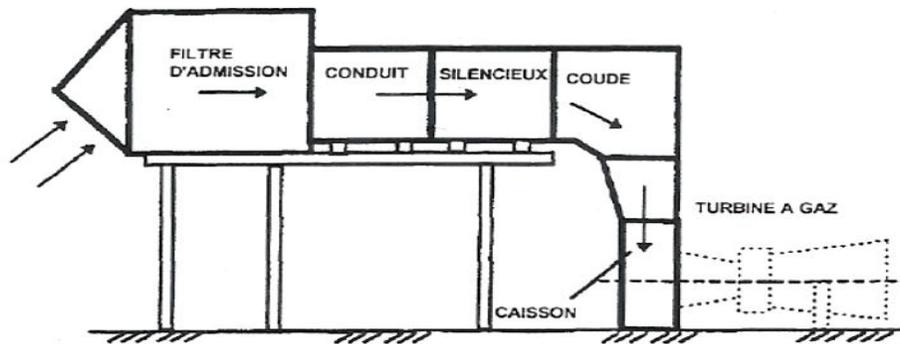


Fig. 3.2 : Représentation de compartiment d'admission

3.2.2 Compresseur

Son rôle est de comprimer l'air avant son admission dans la chambre de combustion, il utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente.

3.2.3 Chambre de combustion

Se traduit par une perte de charge de l'ordre de 6 % [14] et par un échauffement de l'air lié à la combustion du gaz avec un rendement généralement de 98%. Comme sa connaissance conditionne la durée de vie des parties chaudes, la température T_3 en «entrée turbine» est limitée.

- La température entrée turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) suppose que tout le débit d'air à l'entrée de la turbine à gaz passe dans la chambre de combustion et qu'il n'y a pas de prélèvement d'air sur le compresseur et que l'entrée d'air et son échappement s'effectuent sans perte de charge. C'est la valeur la plus basse.
- La température à l'entrée de la roue de turbine est calculée en considérant que l'air à la sortie de la chambre de combustion est parfaitement mélangé avec l'air de refroidissement de la directrice d'entrée. C'est une valeur intermédiaire d'environ 80 °C plus élevée que la précédente, ce qui signifie que le débit d'air de refroidissement des aubes et cavités en aval est de l'ordre de 8 % du débit total.
- La température de sortie de la chambre de combustion est calculée avec le débit d'air qui traverse les tubes à flamme, soit environ 80 % du débit d'air à l'entrée du compresseur. C'est la plus élevée avec encore environ 80 à 100 °C d'écart avec la précédente. Le débit d'air qui

traverse les tubes à flamme est accessible par la mesure de la courbe débit-réduit/perte de charge d'un tube à flamme au banc partiel et de leur perte de charge sur machine.

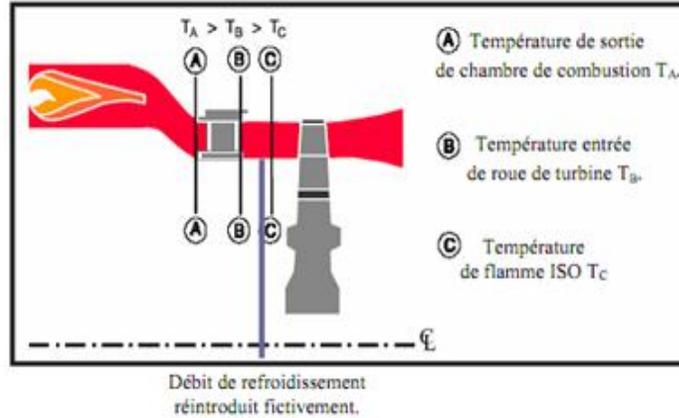


Fig. 2.3 définition de la température de la flamme

3.2.4 Turbine de détente

Produit du travail mécanique par la détente des gaz de combustion pour entraîner le compresseur ou l'alternateur.

3.2.5 Echappement de la turbine à gaz

Influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3 %), chaudière, vannes et coudes, cheminée.

3.3 Principe de fonctionnement d'une 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 la fumée 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

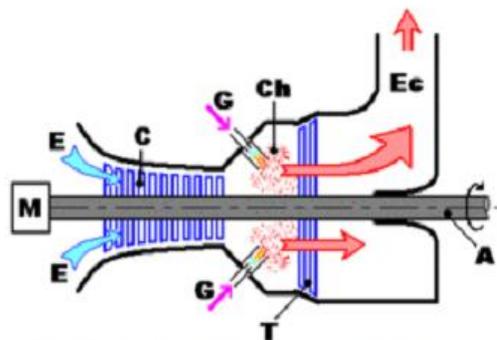
accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine ;

- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus. Les conditions de conception standard sont par convention classifiées comme des conditions ISO, avec les valeurs de référence citées plus haut.

3.3.1 Evolution des gaz à travers les différents composants d'une turbine à gaz

Le compresseur (C), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air extérieur (E), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles.

Du gaz (G), ou un combustible liquide atomisé est injecté dans la chambre de combustion (Ch) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme. Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (T), où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique. La dite turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes. Les gaz brûlés s'échappent par la cheminée (Ec) à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A) qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (machine) récepteur (ice) (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (M) qui joue le rôle de démarreur, figure (3.4). Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.



Figure(II-3) : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.

Fig. 3.4 : Evolution des gaz à travers une TAG

3.4 Les technologies des turbines à gaz [15]:

3.4.1 Turbine à gaz à un seul arbre

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entraîner le compresseur ainsi que l'énergie pour entraîner la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante, telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique.

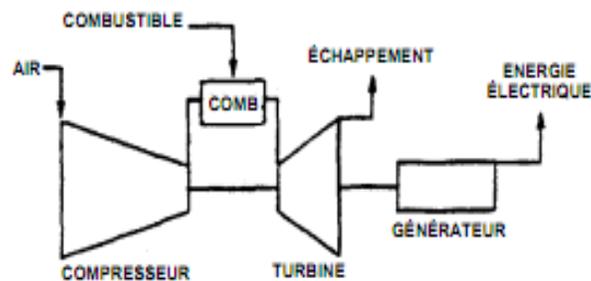
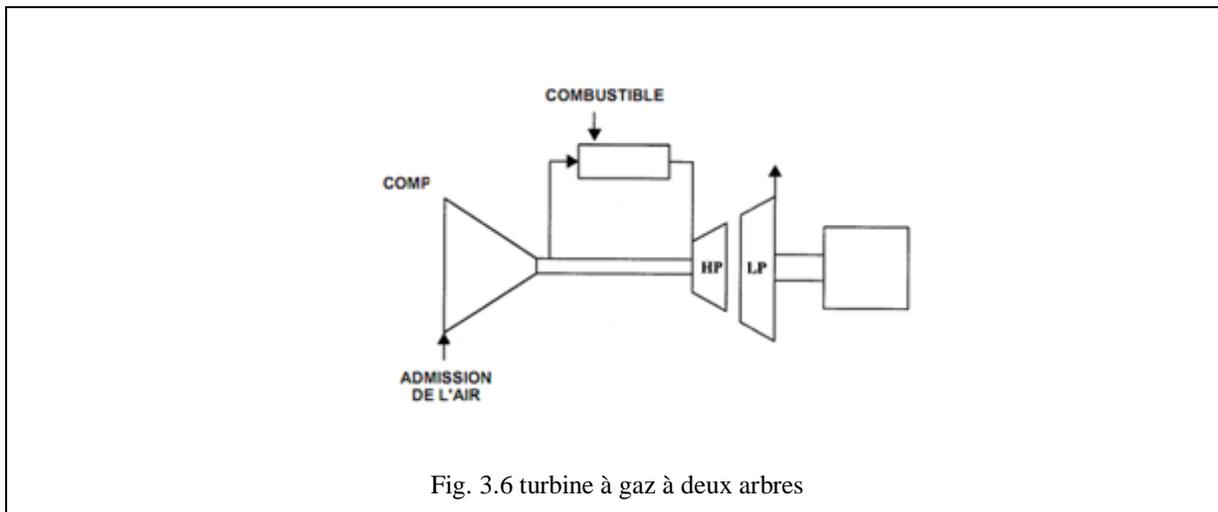


Fig. 3.5 : turbine à gaz à un seul arbre.

3.4.2 Turbine à gaz à deux arbres

Et dans les applications où la puissance est réglée en variant la vitesse de la machine conduite, on utilise normalement des turbines à gaz à deux arbres, figure 3.6. Dans ce cas, la turbine est divisée en deux sections séparées mécaniquement :

- Une section à haute pression, qui fonctionne à vitesse constante dans une plage de puissances, et entraîne exclusivement un compresseur axial.
- Une section à basse pression liée à la machine conduite par l'intermédiaire d'un accouplement. Cette section peut changer sa vitesse de rotation indépendamment de la section turbine à haute pression



3.5 Cycle thermodynamique des turbines à gaz

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Brayton, à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel on prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter.

3.5.1 Etude de cycle idéal de turbine à gaz [16-14] :

L'étude du cycle thermodynamique correspondant au schéma est particulièrement facile, cette étude présente un grand intérêt pratique, car la plupart des turbines à gaz sont réalisées à base du cycle de Brayton. La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Il est représenté dans un diagramme h-s comme indiqué dans la figure (3.7). Le cycle de Brayton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température minimale T_1 (température ambiante dans le cas du cycle ouvert)
- La température maximale T_3 du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine
- Le rapport de pression ou taux de compression $R_p = P_2/P_1$

On cherche à connaître les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont : T_1 , T_3 et $R_p = P_2/P_1$

Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2-3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4-1) se produisent à pression constante. Dans la figure (3.8) les gaz à la sortie de la turbine sont évacués dans l'atmosphère; donc le processus (4-1) ne se produit pas au sein de l'unité. D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit :

- 1- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur et les passages reliant les équipements sont négligeables.
- 2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait.

Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur les figures (3.7) respectivement.

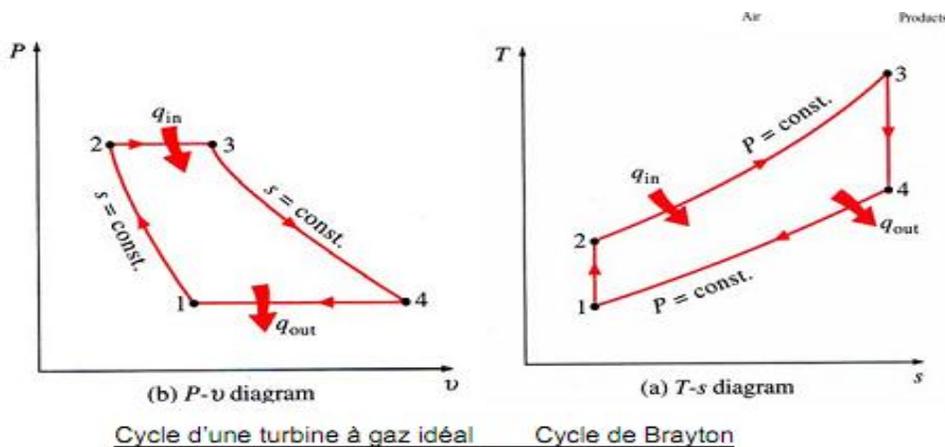


Fig. 3.7 : Cycle thermodynamique de turbine à gaz

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont le rendement polytropique est égal à l'unité.

3.5.2 Etude des différentes séquences

Etude de la compression

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots III.1$$

Le travail de compression W_c , rapporté au kilogramme de fluide en évolution, a pour expression :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1) = C_p T_1 (\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \dots \dots \dots III.2$$

avec $\tau = \frac{P_2}{P_1}$, le rapport de compression

- **Etude de la combustion**

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q = C_p (T_3 - T_2) = C_p T_1 (r \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \dots \dots \dots III.4$$

avec : $r = \frac{T_3}{T_1}$

La température maximale du cycle est fixée par le constructeur. Elle varie entre 900°C et 1500°C.

- **Etude de la détente**

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots \dots \dots III.5$$

Le travail fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_T = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 (1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}) \dots \dots \dots III.6$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machine s'écrit :

-Le travail net récupéré au cours du cycle W_{net} est égal :

$$W_{net} = W_T - W_c = C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) \dots \dots \dots III.7$$

En mettant en évidence le rapport des températures T_3/T_1 qui caractérise le niveau technologique de la machine on obtient l'expression suivante :

$$W_{net} = C_p T_1 [T_3/T_1 (1 - T_4/T_3) - (T_2/T_1 - 1)] \dots \dots \dots III.8$$

En exprimant les rapports de température T_4/T_3 et T_2/T_1 en fonction du rapport de compression on arrive à :

$$W_{net} = CpT_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \dots\dots\dots III .9$$

On définit le rendement thermique du cycle comme étant le rapport entre le travail net W_{net} et la quantité de chaleur Q dégagée par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{CP((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{CP(T_3 - T_2)} \dots\dots\dots III .10$$

$$\eta_{th} = \frac{((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{(T_3 - T_2)} = \frac{rT_1 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \dots\dots\dots III .11$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{th} = \frac{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \dots\dots\dots III .12$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \dots\dots\dots III .13$$

Nous remarquons que le rendement thermique du cycle idéal dépend essentiellement du rapport de compression τ .

La figure (3.8) illustre l'évolution du rendement thermique en fonction du taux de compression. On y remarque que le rendement thermique est nul pour $R_p=1$ et croit ensuite de manière continue avec le taux de compression, Il est important de constater que pour le cycle idéal le rendement thermique est indépendant des températures extrêmes du cycle (T_1 et T_3).

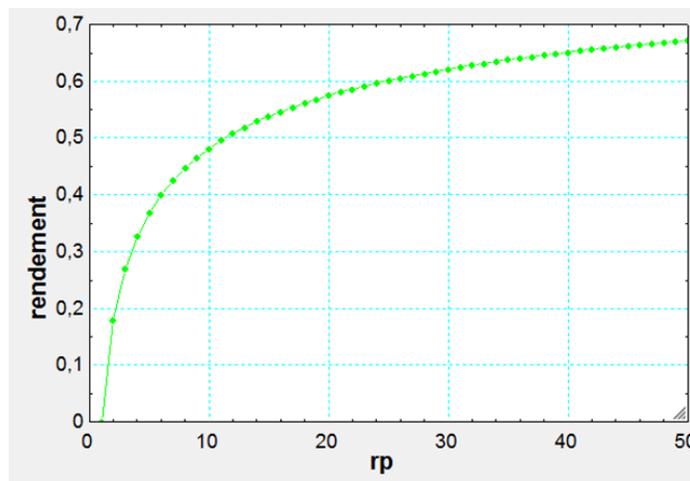


Figure 3.8 : Allure du rendement thermique en fonction de taux de compression dans une TAG à cycle idéale

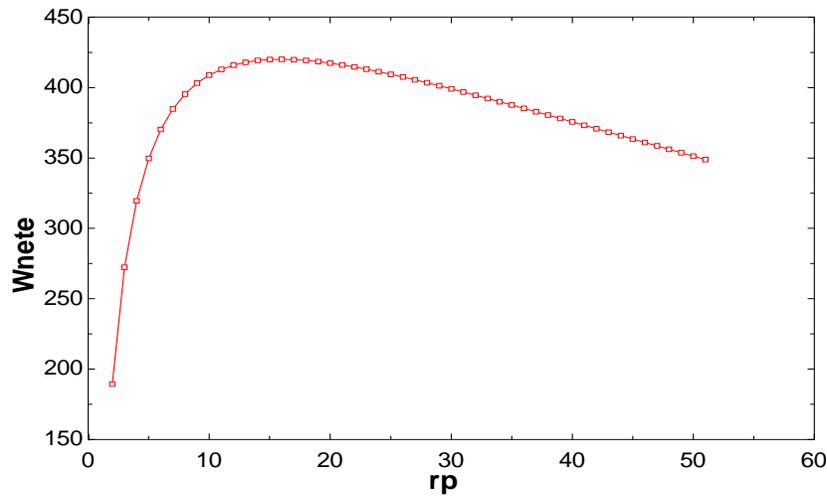


Fig. 3.9 : Allure du rendement thermique en fonction de taux de compression dans une TAG à cycle idéale

La figure (3.9) représente l'évolution du travail net de la turbine à gaz en fonction du rapport de compression. Le taux de compression optimal qui donne le W_{net} maximal est obtenu en résolvant l'équation de la dérivée de W_{net} par rapport à τ :

$$\frac{\partial W_{net}}{\partial \tau} = 0$$

Et on obtient l'expression du taux de compression optimal τ_{opt} comme suit :

$$\tau_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \dots\dots\dots III.14$$

3.6 Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz

3.6.1 Cycle réel

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (h,s) de la figure (3.10).

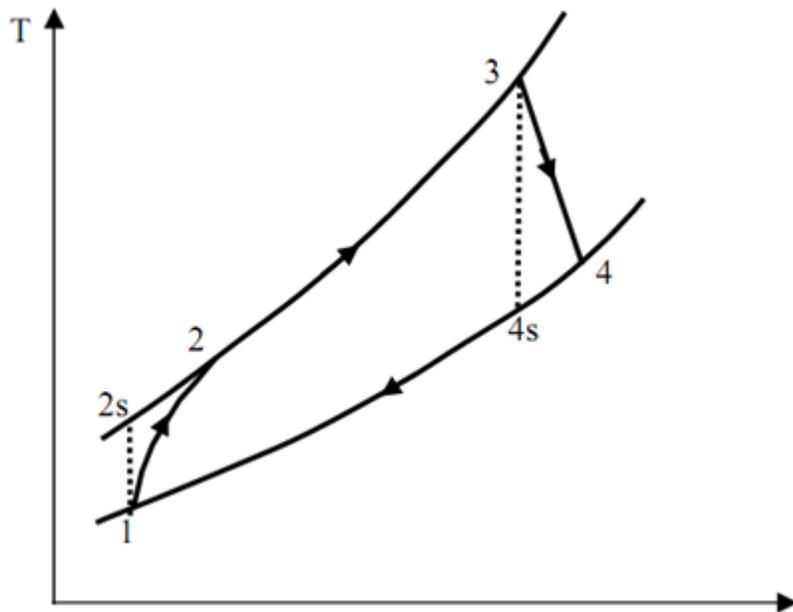


Figure 3.10 : Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression

La compression polytropique (1-2) obéit à la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots III .15$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

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

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{cp} :

$$\eta_{cp} = \frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{k-1}{k} \dots\dots\dots III .17$$

on peut écrit directement la relation suivante:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{1}{\eta_{cp}}} \dots\dots\dots III .18$$

Le travail réel de compression W_c rapporté au kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1) =$$

$$= C_p * T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{1}{\eta_{cp}}} - 1 \right) \dots\dots\dots III .19$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur **Q** est :

$$Q = C_p (T_3 - T_2)$$

En utilisant la relation polytropique $T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{1}{\eta_{cp}}}$ on obtient :

$$Q = C_{p_g} \left(T_3 - T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{1}{\eta_{cp}}} \right) \dots\dots\dots III .20$$

La détente polytropique (3-4) obéit à la relation :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots III .21$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur, cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots III .22$$

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{cp} :

$$\eta_{cp} = \frac{\gamma}{\gamma-1} * \frac{k-1}{k} \dots\dots\dots III .23$$

On écrit donc :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \eta_{cp}} \dots\dots\dots III .24$$

Le travail de la détente réelle dans la turbine **W_T** est égal :

$$W_T = C_p (T_3 - T_4)$$

Il vient :

$$W_T = C_{p_g} * T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \eta_{cp}}} \right) \dots\dots\dots III .25$$

Le travail net récupéré au cours du cycle **Wnet** est égal :

$$W_{net} = W_T - W_C$$

$$W_{net} = C_p \left(\tau^m - 1 \right) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_C} \right) \dots \dots \dots III .26$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur **Q** est :

$$Q = C_p (T_3 - T_2)$$

Nous trouvons donc :

$$Q = C_p \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_C} \right) \right) \dots \dots \dots III .27$$

Nous définissons le rendement thermique **η_{th}** du cycle comme étant le rapport du travail net (**Wnet**) sur la quantité de chaleur **Q** fournie par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{C_p (\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_C} \right)}{C_p \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_C} \right) \right)} \dots \dots \dots III .28$$

$$\eta_{th} = \frac{\frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_T - \frac{\tau^m}{\eta_C} \right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{\tau^m - 1}{\eta_C} \right)} = \frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \frac{\left(\eta_T - \frac{\tau^m}{\eta_C} \right)}{\left(r - 1 - \frac{\tau^m - 1}{\eta_C} \right)} \dots \dots \dots III .29$$

$$\eta_{th} = \frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \frac{(\eta_T \eta_C - \tau^m)}{((r-1)\eta_C - \tau^m + 1)} \dots \dots \dots III .30$$

On remarque que le rendement du cycle réel est fonction non seulement du rapport de compression **τ** mais aussi des rendements isentropiques **η_T** et **η_C** de la turbine et du compresseur, ces dernières variables font intervenir une troisième dont le rendement **η_{th}** en dépend également : le rapport **r = T₃ / T₁** (rapport des températures d'entrée compresseur et de sortie turbine),

car on remarque que pour **η_T = η_C = 1**, le rendement thermique devient égal à :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \text{ (Le rendement } \eta_{th} \text{ ne dépend que de } \tau \text{).}$$

La figure (3.11) donne une représentation graphique de la variation du travail d'une turbine à gaz simple en fonction de taux de compression.

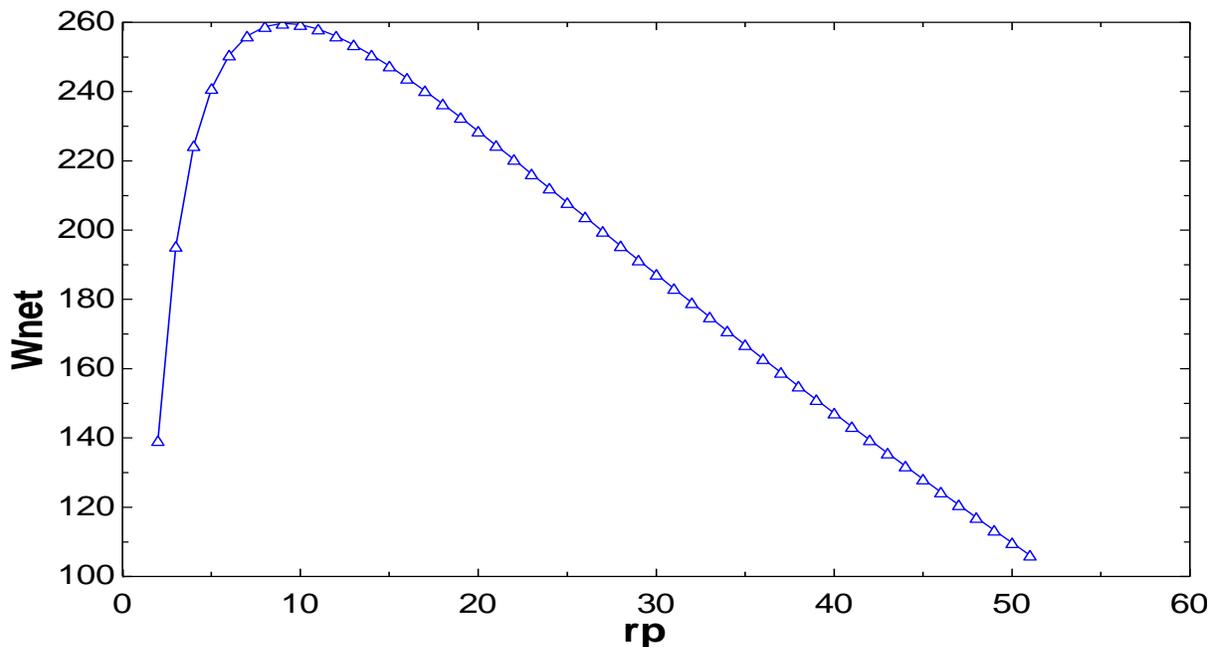


Fig. 311 : Variation de rendement thermique de cycle réel de TAG en fonction de taux de compression

On remarque par ailleurs que le travail net dépend également des paramètres cités précédemment (τ , η_T , η_C et r) et que la perte au cours de la détente n'affecte pas l'apport de chaleur produit par la combustion.

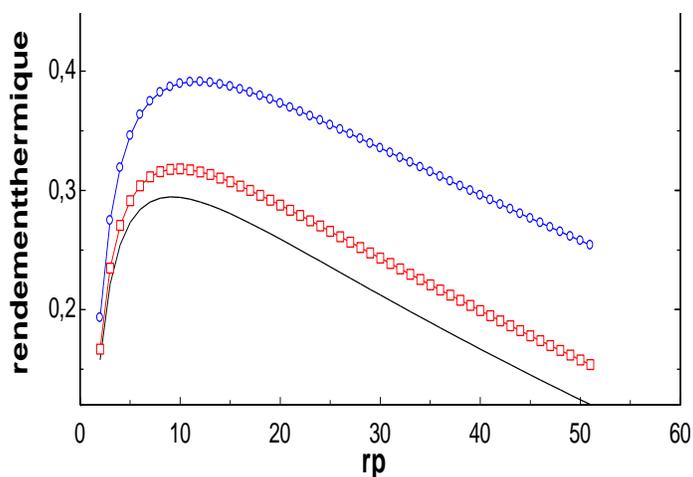


Fig. 312 : Variation du rendement thermique du cycle réel de la TAG en fonction de taux de compression

3.8 Pertes de charge en cours de combustion

Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure (3.13), les pressions durant les processus (2–3) et (4-1) ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent, les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique.

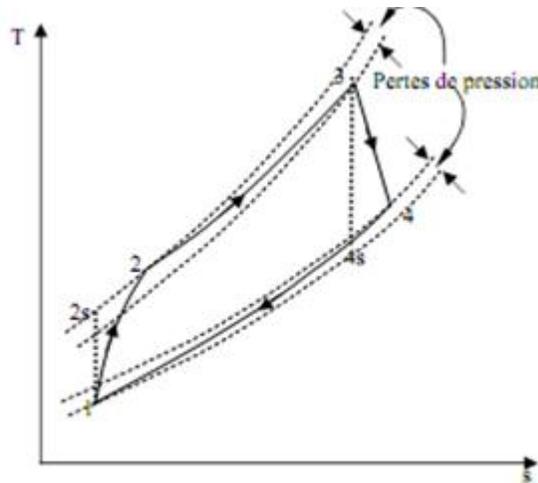


Fig. 3.13 : Pertes de charge en cours de combustion

3.9 Influence d'agents externes sur la performance de la turbine

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air aspiré par le compresseur.

3.9.1 Effet de la température ambiante

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit. La figure 3.14 montre un exemple de la façon dont la puissance, la consommation spécifique et le débit de gaz d'échappement sont influencés par la température ambiante.

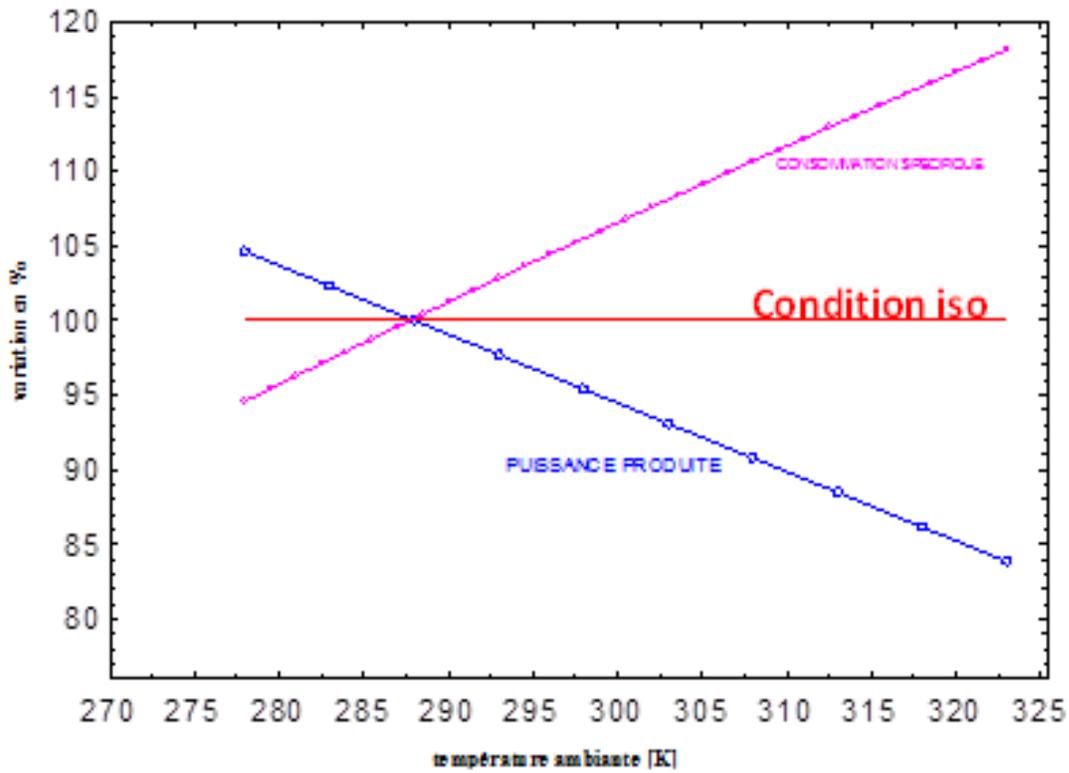


Fig. 3.14: Influence de la température ambiante sur les performances d'une turbine à gaz simple

3.9.2 Effet de la pression atmosphérique

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, etc...) ne sont pas influencés. La figure (3.15) montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation.

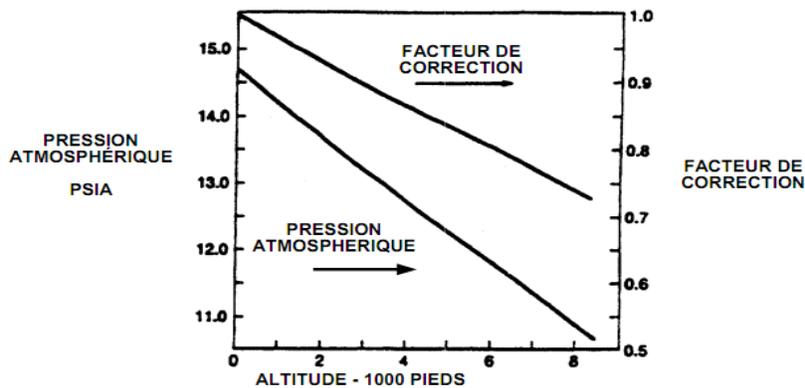


Fig. 3.15 : Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG

3.10 Conclusion

Cette étude nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la turbine à gaz idéal et réel. On a trouvé qu'il y a plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances qui peuvent être divisés en deux catégories, Les facteurs liés à la conception de la machine tels que la température maximale du cycle et le rapport de compression et les autres que sont les conditions ambiantes qui liées avec la zone d'implantation de la turbine à gaz.

Chapitre IV

Analyse et modélisation d'un refroidisseur par ruissellement d'eau pour une installation de turbine à gaz à HASSI R'MEL

Le gisement de HassiR'Mel est situé à 525 km au sud d'Alger, entre les Wilayas de Ghardaïa et Laghouat. Dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750m au-dessus du niveau de la mer, Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible (140 mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hiver, les amplitudes thermiques sont importantes et varient de 0°C à 45°C.

4.1 Historique du champ de HassiR'Mel

Le premier puits (HR1) a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât à une pression de 310 bars et à une température de 90° C. Le développement de HassiR'mel s'est trouvé étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves recelées par ce gisement (supérieures à 2000 milliards de m³) ont constitué un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays.

4.2 Les installations gazières à HassiR'Mel

Le tableau ci-dessous récapitule les principales installations.

Tableau 4.1 les installations gazière de Hassi R'Mel

Désignation	Nombre	Produit
Usine de traitement	08	Gaz sec, condensât, GPL
Station de réinjection	02	Gaz réinjecté dans le gisement
Centre de traitement d'huile	05	Pétrole brut
Station de BOOTING	03	Gaz brut
Centre de stockage	01	Condensât GPL
Puits producteurs	212	Gaz brut
Puits injecteurs	57	Gaz sec
Puits d'huile	60	Pétrole brut

Les installations mises en œuvre sont comme suit :

Zone centre :

- Les modules de traitement de gaz 0,1 et 4, : la phase B.
- Station BOOSTING.
- Centre de stockage et de transfert (CSTF) : le condensat et le GPL produits par tous les modules de traitement de gaz sont acheminés vers le centre de stockage et de transfert.
- Centre national de dispatching de gaz (CNDG) : les quantités de gaz produites au niveau de HassiR'Mel est du gaz provenant de l'Extrême -Sud via les gazoducs
- Station de récupération des gaz associés (SRGA)

Zone Nord :

- Module de traitement de gaz 3.
- Station BOOSTING.
- Station de compression nord (SCN).

Zone Sud :

- Module de traitement de gaz 2.
- Station BOOSTING.
- Station de compression sud (SCS).
- Centre de traitement de gaz CTG/Djebel-Bissa
- Centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud

4.3 Utilisation des turbine à gaz par SONATRACH dans la région de HASSI R'MEL :

La région de HassiR'mel possède un parc de 80 turbines à gaz de différents types implantées dans les unités de traitement, réinjection et récupération des gaz. Leur rôle est d'entraîner des compresseurs centrifuges et des alternateurs. Ces turbines à gaz sont installées dans un champ qui couvre 10 unités dans un rayon de plus de 50 km. On résume la répartition des 80 turbines à gaz à HassiR'mel suivant les différentes unités dans le tableau ci après

Tableau 4.2 Parc des turbine à gaz installées à HASSI R' mel

Les stations	Tache de la turbine à gaz	
	Entrainement des compresseurs	Entrainement des alternateurs
Station de compression sud «SCSUD »	18 TAG de type MS5002B	01 TAG de type MS1002B
Station de compression Nord «SCNORD »	18 TAG de type MS5002B	01 TAG de type MS1002B
MPP1	09 TAG de type MS5002C (SBC)	
MPP2	02 TAG de type MS5002B 04 TAG de type MS5002C	01 TAG de type MW101L
MPP3	02 TAG de type MS5002B 04 TAG de type MS5002C	01 TAG de type MW101L
MPP4	02 TAG de type MS5002B	-----
PHASE B	05 TAG de type MS5002B	-----
Station de récupération des gaz associés « SRGA »	04 TAG de type PGT10B 02 TAG de type MS5002C	-----
Centre de stockage et transport facilité « CSTF »	05 TAG de type TB4000	-----
Djebel BISSA « DJBISSA »	01 TAG de type PGT10B	-----

4.4 Description de la turbine à gaz MS 5002C :

4.4.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C

La turbine à gaz modèle série 5002 à deux arbres est une machine utilisée pour l'entraînement d'un compresseur centrifuge. Cette turbine contient un compartiment d'admission d'air où on trouve un système de filtration autonettoyant.

Sommaire des données de l'équipement

Turbine à gaz série : MS5002C

Application de la turbine : entraînement mécanique d'un compresseur

Cycle : simple

Rotation de l'arbre : sens inverse d'horloge

Type de fonctionnement : continu

Vitesse de l'arbre : 5100 rpm pour HP; 4900rpm pour BP

Commande : Mark V SPEEDTRONIC système de commande électronique solide

Protection : survitesse ; surchauffe ; vibration et détection de flamme

Mécanisme de refroidissement : engrenage réducteur à rochet

Atténuation de bruit : silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales

Section compresseur :

Nombre d'étages de compresseur : 16

Type de compresseur : écoulement axiale série lourd

Plan de joint : bride horizontale

Type des aubes directrices à l'entrée : variable

Section turbine :

Nombre d'étages de turbine : 2 (deux arbres)

Plan de joint : horizontale

Directrice (Tuyère) de 1^{er} étage : surface fixe

Directrice (Tuyère) de 2^{ème} étage : surface variable

Section de combustion :

Type : 12 chambres de combustion; flux inverse

Configuration des chambres : concentrique autour du compresseur

Bougies d'allumage : 2 types d'électrode à injection-ressort auto rétractant

Détecteur de flamme : 4 type ultraviolet

Plaquette d'identification du régime nominale :

Sortie de base : 38000 hp conditions ISO 28,34MW

Rendement thermique : 29,2% taux de compression : 8,9 :1

Débit des gaz d'échappement : 126kg/s

Consommation spécifique : 12310kJ/kWh

Température d'aspiration : 59 °F (15°C)

Pression de sortie : 14,7 psi

4.5 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS5002C

Le rotor haute pression est tout d'abord lancé à 20% de sa vitesse nominale par un dispositif de démarrage. Le fonctionnement de la turbine est basé sur la circulation de l'air à l'intérieur de celui-ci. L'air atmosphérique aspiré à travers les aubes variables (IGV) du compresseur sera porté sur une haute pression par le compresseur axial. L'air est mélangé avec du fuel gazeux à l'intérieur des chambres de combustion où sera brûlé le mélange.

Les gaz chauds résultants de cette combustion sont acheminés vers la roue HP. La détente de ces gaz chauds à haute pression produit le travail nécessaire pour l'entraînement du compresseur

axial. Les gaz détendus sont véhiculés à travers la directrice du second étage vers la roue BP où ils subissent une autre détente ce qui produit l'énergie nécessaire et suffisante pour l'entraînement du compresseur centrifuge.

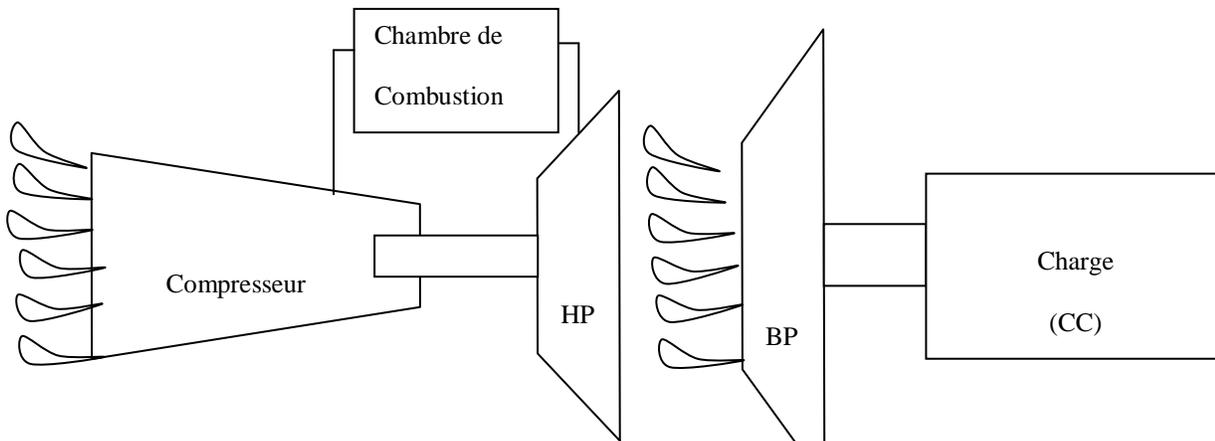


Fig. 4.1 Schéma de la turbine à gaz MS 5002c

4.6 Analyse et modélisation d'un système de refroidissement par ruissellement (évaporation direct) pour une installation d'une turbine à gaz

4.6.1 Description du système de refroidissement par ruissellement d'eau [17]

Dans notre étude on a choisi le refroidisseur par évaporation d'eau car il est favorable pour les zones chaudes et sèches (climat de la région saharienne). L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau dans l'air, l'humidité absolue va augmenter et la température de l'air diminue. Pour qu'il y ait humidification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité. L'humidificateur à ruissellement avec recyclage par pompe, figure 4.2 fonctionne comme suit :

- l'eau ruisselle sur un support dont la surface est très importante ;
- l'air circule à travers l'épaisseur de ce support et se trouve en contact avec la surface humide
- l'eau s'évapore sous l'effet de la chaleur cédée par l'air.
- l'humidification est adiabatique (isenthalpique).

L'élément principal dans un refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, figure (4.3) ou l'eau est en contact direct avec l'air. La matière de ce média est caractérisée par une bonne porosité afin de garantir un bon contact entre les deux fluides ; elle est généralement en papier de cellulose traité et au dessus il y a un distributeur pour assurer la répartition de l'eau sur toute la surface. Un bac se trouve en dessous de la surface de ruissellement sert à collecter l'eau qui n'est pas évaporée. Après l'ajout d'une quantité d'eau bien définie afin de déconcentrer l'eau du bac (pH, teneur en bicarbonate et en calcium) celle-ci sera par la suite réutilisée en utilisant une pompe. En aval de ce système de refroidissement l'air humide passe par un éliminateur des gouttelettes dans le but d'empêcher des gouttelettes d'eau de passer à travers le compresseur.

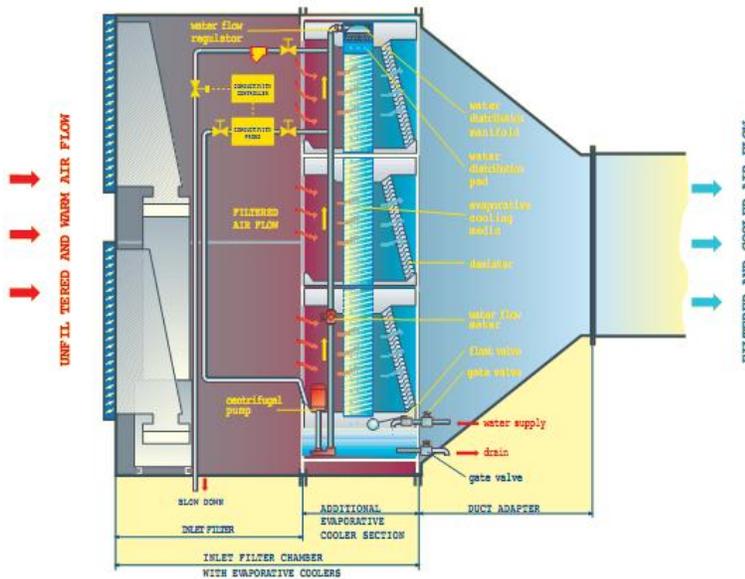


Fig. 4.2 Refroidisseur par ruissellement d'eau avec recerclage d'eau

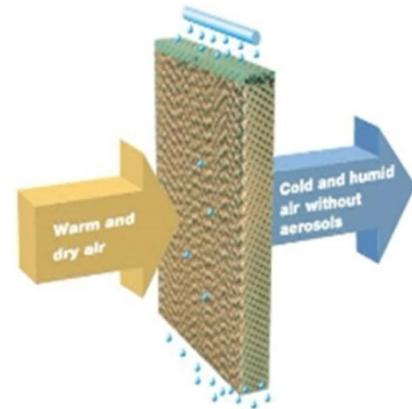


Fig. 4.3 : Surface de ruissellement

- **Géométrie de média humide**

La surface de ruissellement sous forme d'un nid d'abeille est composée par des panneaux ondulés. L'eau tombe par gravité et passe par des panneaux inclinés avec un angle de 60° en sens inverse de la direction de l'air. Par contre l'air passe par des panneaux inclinés à 45° en dessous. Le but essentiel d'inclinaison des panneaux est de garder un long contact entre l'air et l'eau et d'empêcher l'air de soulever des gouttelettes d'eau.

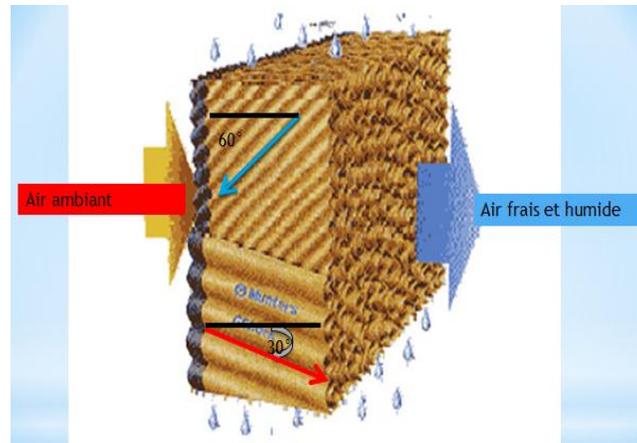


Fig. 4.4 Géométrie de média humide

- **Calcul de la consommation d'eau en recyclage par pompe**

En plus de la compensation due à l'eau évaporée, il est nécessaire de prévoir un apport d'eau neuve afin de déconcentrer l'eau du bac. L'apport d'eau ne s'effectue pas grâce au débordement par le trop plein du bac. La méthode la plus efficace consiste à créer un débit de purge en continu en aval de la pompe. La consommation d'eau est la somme du débit d'eau évaporée et de débit de purge :

$$D = E + B$$

D : débit d'eau consommée

B : débit d'eau de purge

Le débit de purge est calculé en fonction de la qualité d'eau utilisée (pH, teneur en bicarbonate et en calcium). Il existe des abaques comme le montre la figure (4.5) [17] qui permettent de déterminer un facteur B/E en fonction de l'analyse chimique de l'eau.

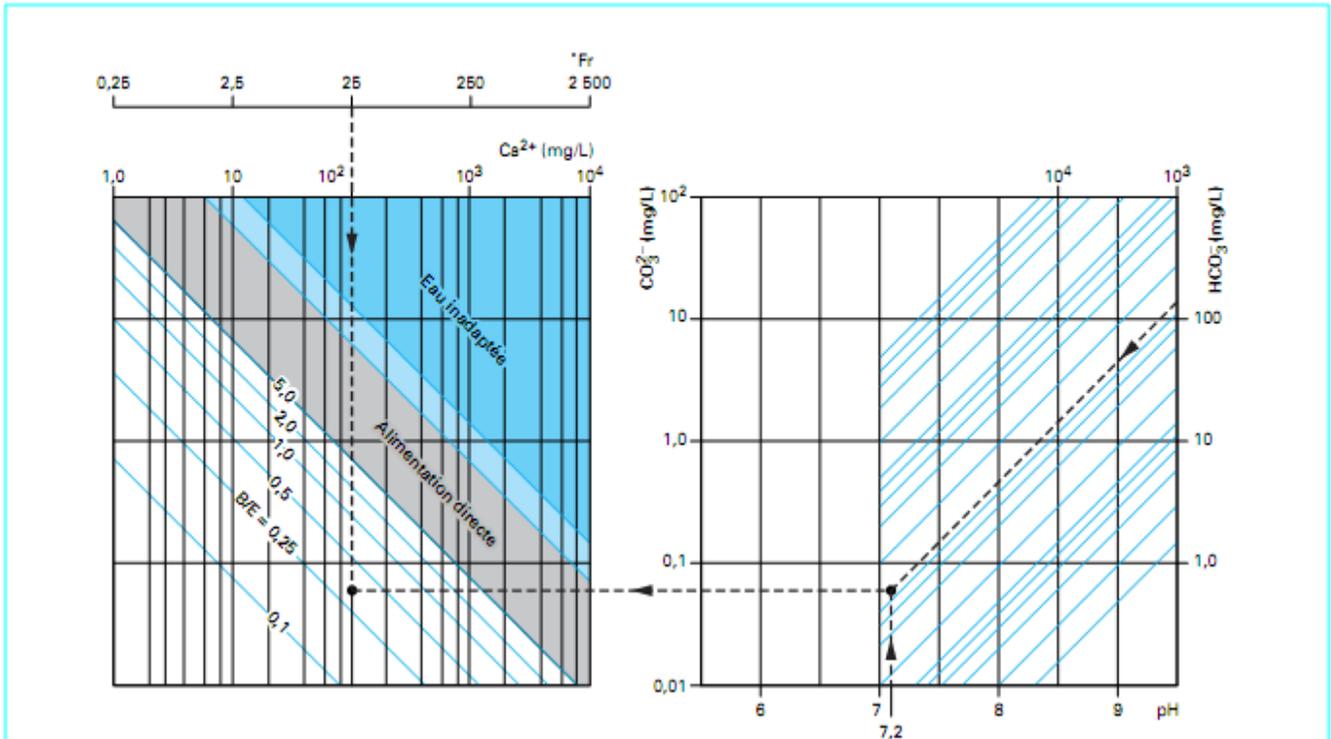


Fig. 4.5 Abaque pour calculer le débit de purge de refroidisseur

4.6.2 Effet de la géométrie du refroidisseur sur le rendement d'évaporation

Le rendement de ce refroidisseur varie en fonction de l'épaisseur de la surface de ruissellement et de sa porosité. Dans notre étude on a utilisé une relation empirique pour définir l'efficacité du refroidisseur par ruissellement. On a utilisé la relation empirique (IV.1) publiée par J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang [18] qui permet de calculer le rendement du refroidisseur selon la configuration GLASdek7090

$$\eta_{ev} = 1 - \exp\left[-\frac{A \cdot \delta^2}{\rho_a \cdot C_p \times V^{0.35}}\right] \dots \dots \dots IV .1$$

C_p Chaleur spécifique

ρ_a Densité de l'air

δ Épaisseur de refroidisseur

A Section

V vitesse de l'air

La figure (4.6) représente l'allure de l'efficacité du refroidisseur évaporatif en fonction de l'épaisseur pour différentes valeurs de vitesse d'air .

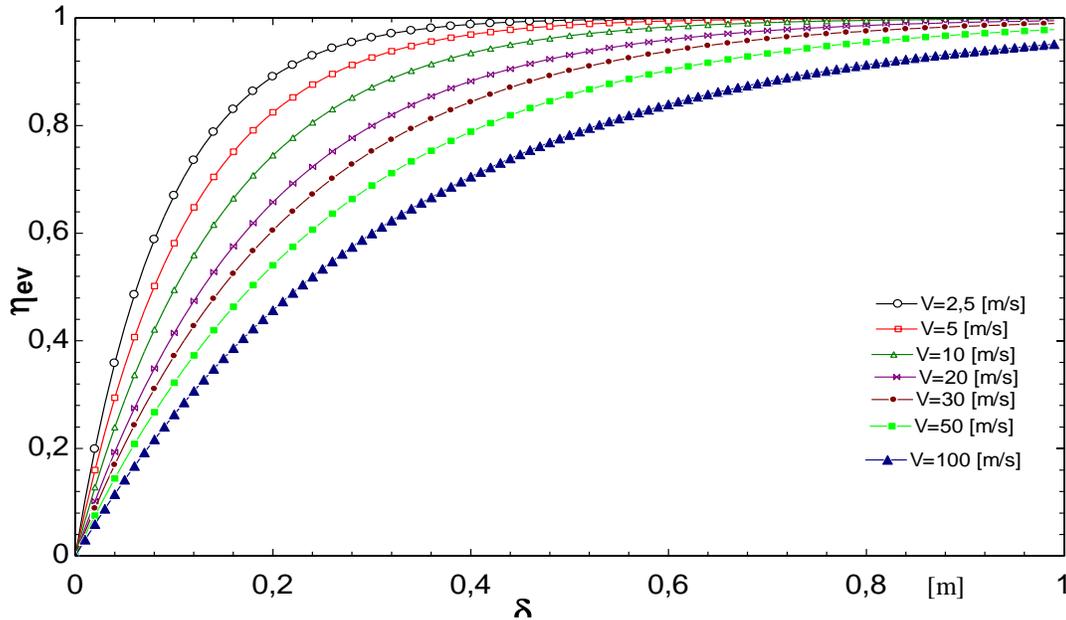


Fig. 4.6 : Variation du rendement du refroidisseur en fonction de l'épaisseur et de la vitesse

L'épaisseur du refroidisseur et de la vitesse de l'air influent directement sur l'efficacité de refroidissement comme il est montré dans la figure (4.6), il est bien clair que plus le refroidisseur est épais plus le rendement est grand avec une vitesse petite, mais il y a une contrainte qui empêche d'augmenter l'épaisseur du refroidisseur, c'est les pertes de charge. Alors il faut adapter entre les deux facteurs épaisseur et pertes de charge. Dans notre étude on a choisi un refroidisseur de 45 cm avec un rendement de 85%.

4.7 Etude thermodynamique de la turbine ms5002c

Dans ce travail on a utilisé un logiciel appelé Engineering Equation Solver (EES) pour la modélisation. Il permet de donner toutes les propriétés physiques et thermodynamiques de l'air.

4.7.1 Etude et modélisation de la turbine à gaz MS5002c avec refroidissement de l'air d'admission

Dans ce qui suit, nous présentons un calcul thermodynamique des différentes caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C en utilisant les données du constructeur, pour déterminer l'influence des conditions ambiantes sur ses caractéristiques tout en présentant les points caractéristiques non fournis par le constructeur.

- **Calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS5002c:**

Calcul de la température d'admission à la sortie de refroidisseur :

L'évolution de l'air à travers le refroidisseur par évaporation d'eau est isoenthalpique. La température à la sortie du refroidisseur est calculée en fonction du rendement du refroidisseur et de la température en amont de ce dernier. Le rendement du refroidisseur est calculé par la relation suivante :

$$\eta_{ev} = \frac{T_1 - T_h}{T_1 - T_{bh}} \dots\dots\dots IV .2$$

Où:

T1 :est la température ambiante

Th : la température à la sortie d'humidificateur

Tbh : est la température de saturation (100% d'humidité relative)

- **Evolution 1-2 (Compresseur axial) :**

On va déterminer la température de refoulement du compresseur T_2 et son travail W_c .

Température de refoulement T_2 (réelle) :

La température de l'air après une compression polytropique est donnée par la relation suivante :

$$T_2 = T_1 \cdot \tau^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{pc}}\right)} \dots\dots\dots IV .3$$

Avec :

$\tau = \frac{P_2}{P_1}$ et le taux de compression

η_{pc} : Rendement polytropique du compresseur (voire annexe 2)

La valeur de la pression atmosphérique est calculée par la corrélation suivante [19]

$$P_1 = P \left[1 - \frac{0,0065 \cdot Z}{288,5} \right]^{5,31} \dots\dots\dots IV .4$$

Avec:

P : la pression atmosphérique au niveau de la mer P=1.013bar

Z : l'altitude du site étudié (pour la région de HassiR'mel Z=750m).

Travail du compresseur W_C :

$$W_C = \frac{\dot{m}_{air} \cdot C_p_{air} \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_m} \dots \dots \dots IV .5$$

η_m et le rendement mécanique de compresseur

Les valeurs de Cp sont données par le solveur qu'on a utilisé pour la modélisation.

• **Evolution 2-3 (Chambre de combustion)**

On va déterminer la chaleur de combustion Q_{CC} et le débit de combustible injecté \dot{m}_c ou le rapport air/fuel

Chaleur de combustion

$$Q_{CC} = (\dot{m}_{air} + m_{comb}) \cdot C_p_g \cdot (T_3 - T_2) \dots \dots \dots IV .6$$

η_{CC} Rendement de la chambre de combustion

C_p_g Chaleur spécifique des gaz brûlés

m_{comb} Débit de combustible

et d'autre part la chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q_{CC} = \dot{m}_c * PCI_m * \eta_{CC} \dots \dots \dots IV .7$$

La température T_3 est fixée et donc à chaque fois on va calculer le rapport air/fuel correspond aux conditions initiales pour garder cette valeur de température. Dans notre étude la température T_3 est de 966°C.

• **Evolution 3-4 (Turbines HP et BP)**

On va déterminer la température d'échappement des gaz T_4 , la puissance de la turbine et le travail utile (puissance utile) :

Température d'échappement turbine HP :

La relation qui décrit la détente polytropique est la suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \tau_{HP}^{\left(\frac{k-1}{k} \cdot \eta_T\right)} \Rightarrow T_4 = \frac{T_3}{\tau_{HP}^{\left(\frac{k-1}{k} \cdot \eta_{PT}\right)}} \dots \dots \dots IV .8$$

τ_{HP} Taux de détente roue HP

η_{pT} Rendement polytropique de la turbine (voire annexe 1)

$$\tau_{HP} = \frac{P_3}{P_4} \quad P_3 = P_2 - dP$$

dP perte de charge au niveau de la chambre de combustion (dP=0.1bar)

P_4 est la pression à l'échappement

$P_4 = P_1 + DBP$ (DPB=0.1bar pour)

η_T Rendement de la turbine ($\eta_T = 0.86$)

T_4 Température d'échappement turbine HP.

k Coefficient polytropique des gaz brulés

η_T Rendement polytropique de la turbine

Puissance de la turbine HP :

Le débit massique de l'air d'admission ne passe pas totalement par la chambre de combustion, environ 10% de débit est utilisé pour le refroidissement des paliers plus les fuites.

$$P_T = (\dot{m}_{air} * 0.9 + \dot{m}_c) . Cp_g . (T_3 - T_4) \dots \dots \dots IV .9$$

Puissance utile (pour entraîner la charge) :

C'est la différence entre la puissance délivrée par la turbine et la puissance absorbée par le compresseur.

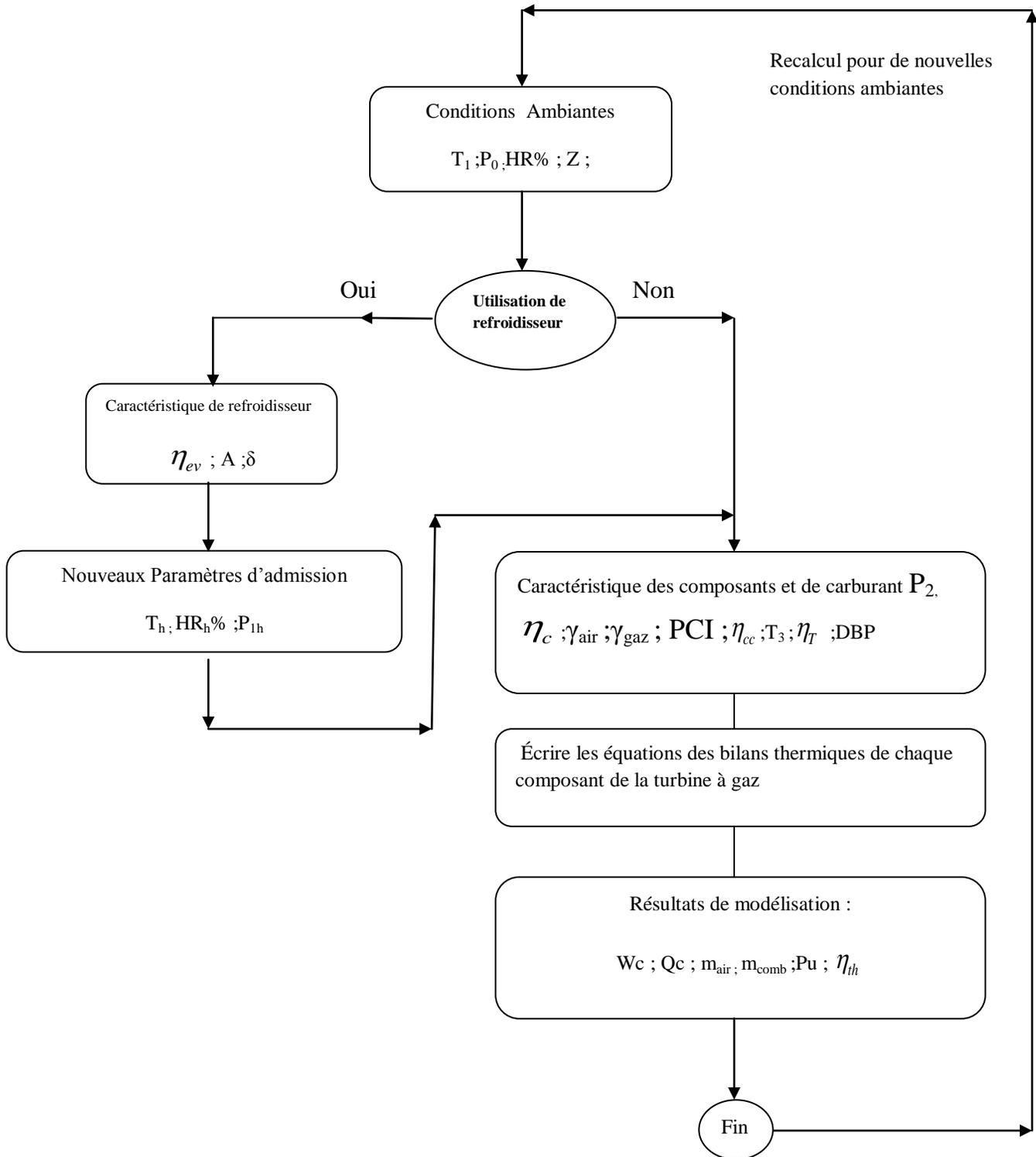
$$P_U = P_T - T_C$$

Rendement thermique de la turbine à gaz:

Le rendement thermique de turbine à gaz est le rapport entre la puissance nette et la chaleur fournie par la combustion.

$$\eta_{th} = \frac{P_U}{\dot{m}_{comb} * PCI} \dots \dots \dots IV .10$$

Toutes les équations nécessaires pour la modélisation sont introduites sous le logiciel EES (Engineering Equation Solver). Ce dernier permet de donner toutes les propriétés physiques de l'air en fonction de la température et de la pression. L'organigramme suivant montre la démarche suivie pour la modélisation :



4.7.2 Résultats et interprétation :

D’après l’analyse des données météorologiques qu’on a collecté au cours de notre stage réalisé dans la zone gazière de HassiR’mel on a trouvé que l’humidification de l’air de l’admission est favorable durant les jours parce que dans cette zone au cours de la nuit la température ambiante diminue et l’humidité relative augmente.

- **Température d’admission :**

La figure (4.8) montre la variation de la température d’admission au cours de l’année étudiée pendant le jour, où on a tracé deux courbes. La couleur rouge représente la variation de la température sans utilisation d’un système de refroidissement, et ce qui est en bleu représente le cas où le refroidisseur est pris en compte. La courbe en rouge est tracée d’après les données collectées au niveau du site où la turbine à gaz est installée (relevés de salle de contrôle de la TAG).

Il est bien clair que la température est grande en été et attend les 40°C et elle est inférieure à 15°C (température ISO) juste les deux premiers mois de l’année. Ceci montre le besoin de refroidir l’air d’admission. Enfin la courbe en bleu figure (4.8) représente la variation de la température d’admission de la turbine à gaz lorsqu’on utilise le refroidisseur évaporatif. Ce dernier permet d’abaisser la température d’admission ce qui résulte en une diminution de travail spécifique de compression. On remarque que l’écart entre les deux courbes s’élargi lorsque la température ambiante est plus importante ce qui montre que le système de refroidissement est plus efficace dans les régions chaudes.

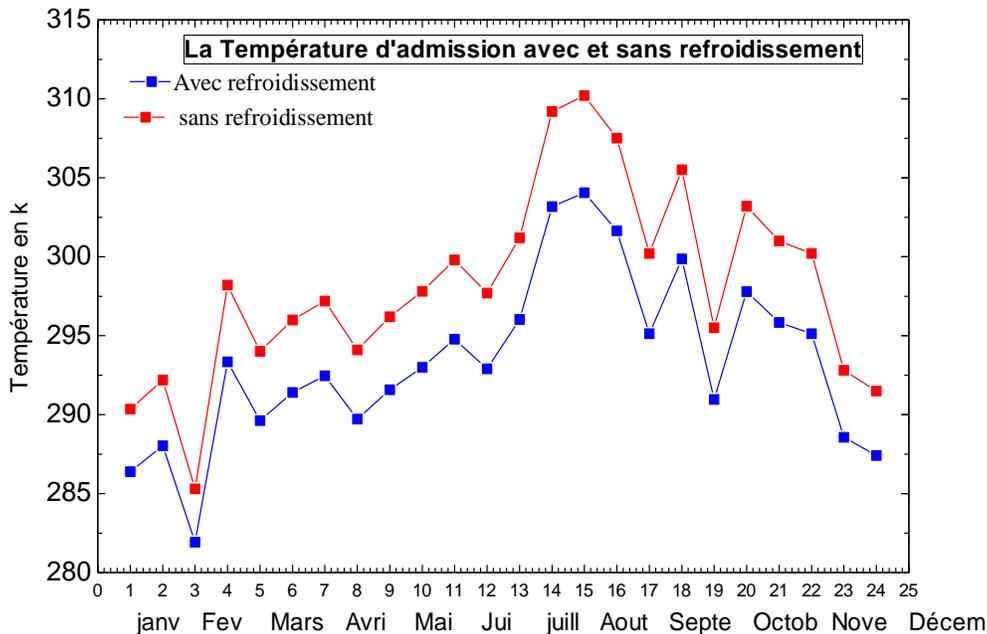


Fig. 4.8 : Résultat de modélisation montrant la variation de la température d’admission avec et sans refroidissement d’air d’admission

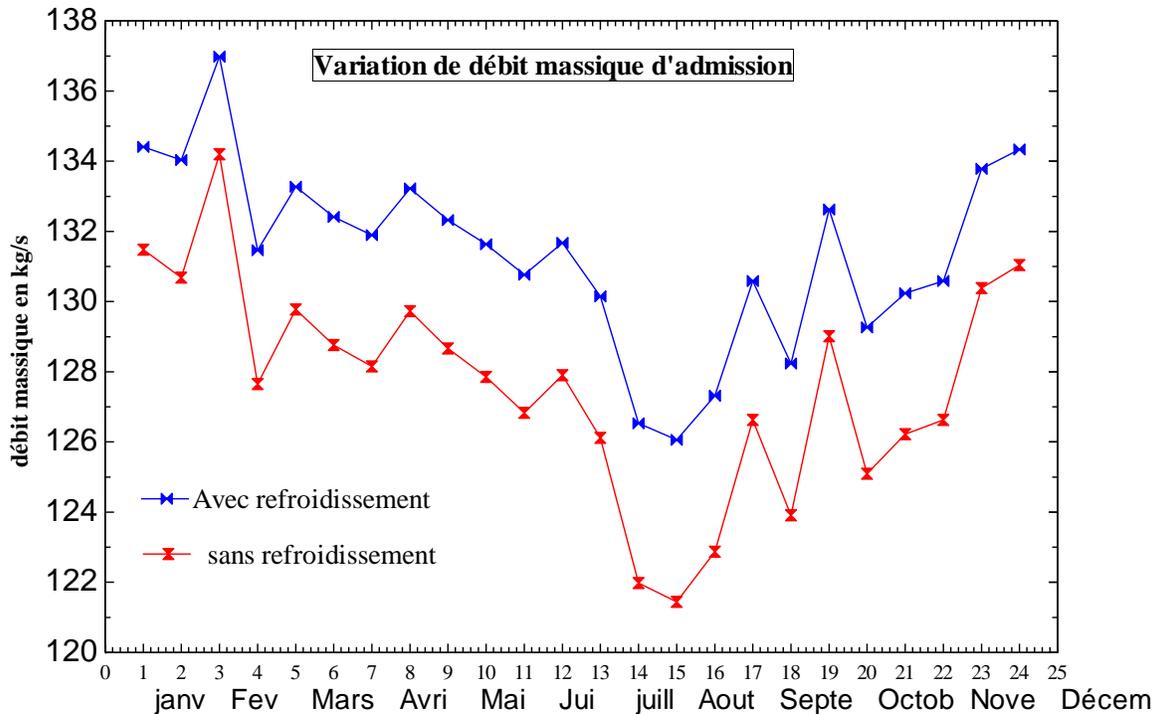


Fig. 4.9 : Résultats de modélisation montrant la variation de la température d'admission avec et sans refroidissement d'air d'admission

Le débit massique de l'air de l'admission varie en fonction de la densité. On remarque que le débit est inversement proportionnel à la température ambiante où il est faible en été lorsqu'elle est élevée. En revanche le système de refroidissement utilisé permet d'évaporer une quantité d'eau dans l'air ce qui donne une température d'admission un peu faible et un débit massique meilleur que dans le cas classique.

- **Travail spécifique de la compression :**

Le travail spécifique absorbé par la compression est calculé par la différence des enthalpies d'admission et de refoulement du compresseur. Les résultats obtenus sont représentés sur la figure (4.10).

On remarque que le travail de compression pour 1 kg d'air est proportionnel à la température de l'admission où il atteint 290kJ/kg d'air lorsque la température d'admission est maximale. Par contre dans le cas où l'air de l'admission est refroidi, le travail de compression diminue de 10 kJ/kg d'air.

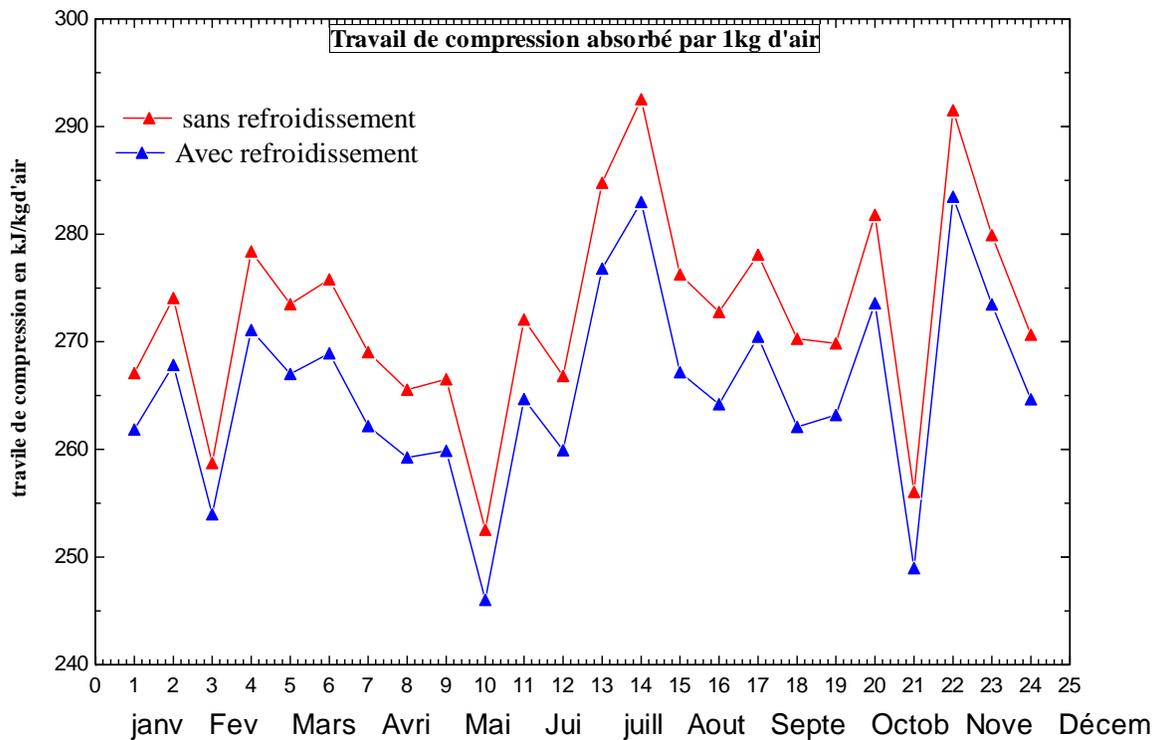


Fig. 4.10 : Résultats de modélisation montrant la variation du travail spécifique au cours de l'année sans et avec refroidissement de l'air d'admission

- **Débit massique de carburant e/ rapport air/fuel :**

Le débit de combustible n'est pas toujours constant, il varie en fonction du débit massique de l'air. Le bilan thermique de combustion permet de calculer le débit de fuel et le rapport air/fuel pour une température d'admission de la turbine constante. La machine MS5002c fonctionne avec une température de 966°C. La variation du débit massique de carburant dans les deux cas étudiés (avec et sans refroidissement de l'air d'admission) est représentée dans la figure (4.11).

La figure (4.11) montre que le débit de fuel varie entre 2.15 à 2.55 kg/s. Sa valeur est faible que celle consommée dans le cas ou on refroidit l'air d'admission (2.45 à 2.8 kg /s), ce qui est logique parce que lorsqu'on refroidit l'air, le débit massique va augmenter et la température de refoulement diminue. Même le rapport air/fuel est supérieur lorsque l'air est refroidit (de 2.03 à 2.15%) par rapport au cas classique (1.94 à 2.11%) mais avec une faible variation.

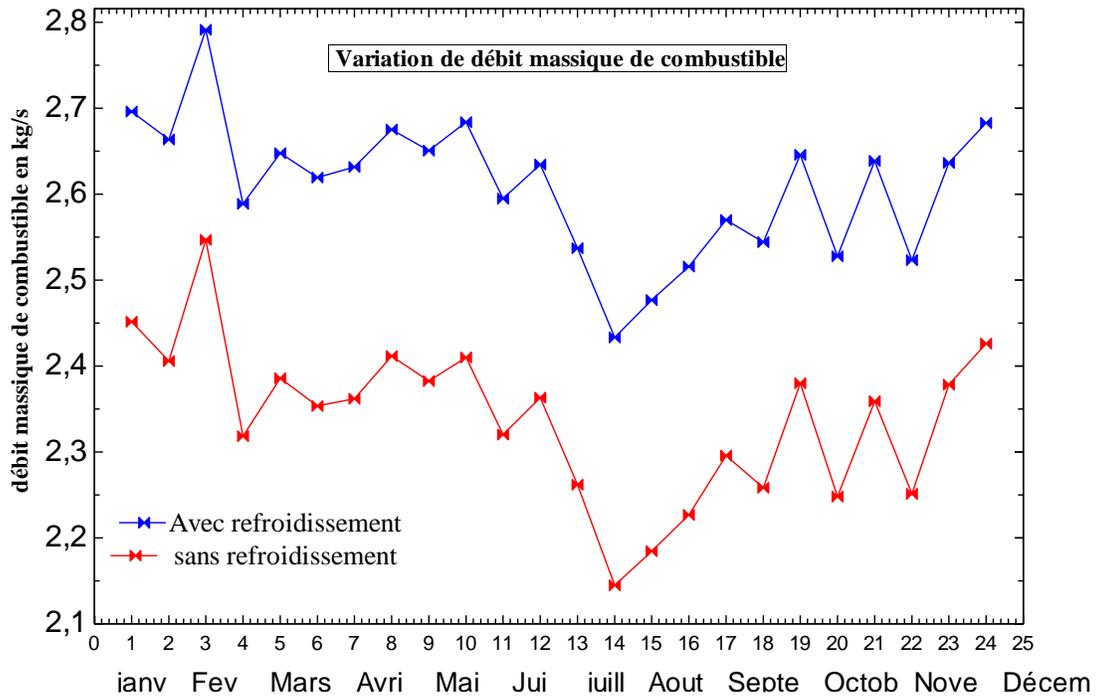


Fig. 4.11 : Résultats de modélisation montrant la variation du débit de combustible au cours de l'année sans et avec refroidissement de l'air d'admission

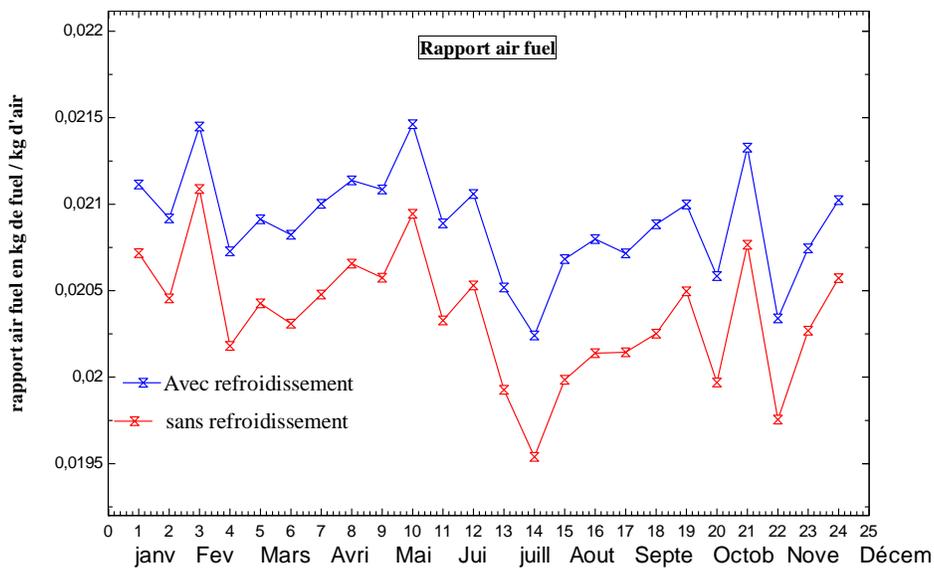


Fig. 4.12 résultats de modélisation montrant Variation de rapport air fuel au cours d'année sans et avec refroidissement de l'air d'admission

La figure (4.13) représente la variation de la consommation de carburant pour produire 1KW de puissance nette.

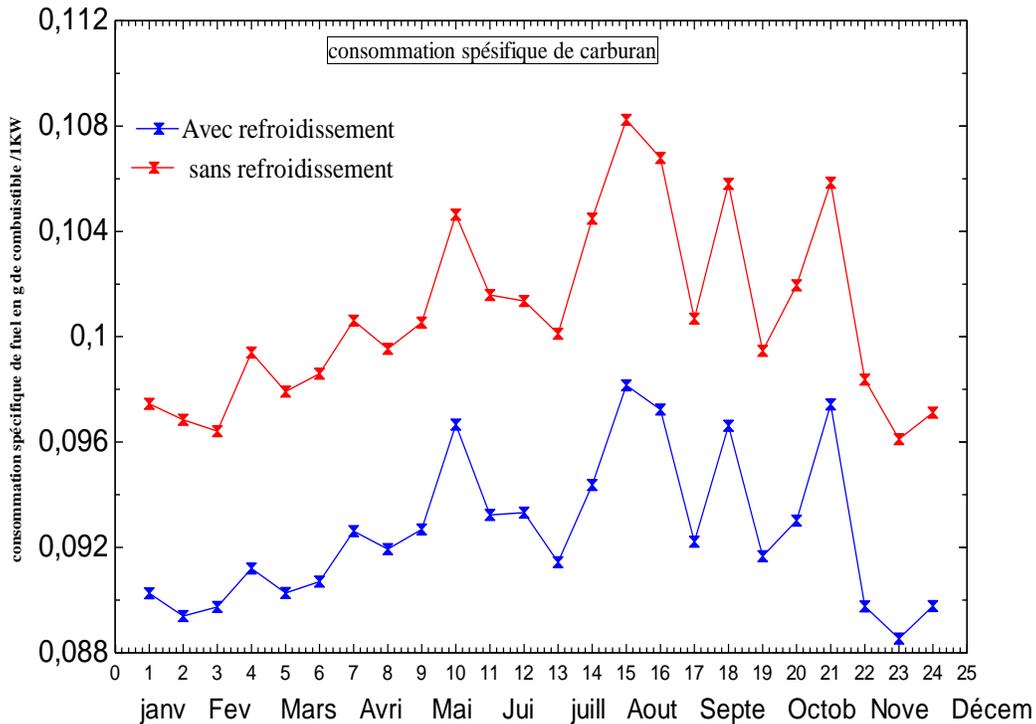


Fig. 4.13 : Résultats de modélisation montrant la variation de consommation spécifique de combustible

D'après cette figure la masse de carburant pour 1KW de puissance est faible lorsque l'air est refroidit.

- **Débit massique d'échappement :**

Dans une installation de turbine à gaz le débit d'air admis ne passe pas totalement dans la chambre de combustion, une quantité d'air est utilisée pour le refroidissement des paliers et une autre quantité perdue par fuites. Dans notre cas et d'après le catalogue fourni par le constructeur de la turbine à gaz MS5002c cette valeur est de l'ordre de 10% du débit admis.

La figure (4.14) montre la variation du débit massique de l'échappement durant l'année.

On Remarque que le débit de l'échappement est inférieur en été mais avec le système de refroidissement on l'augmente avec une valeur qui peut atteindre 10kg/s.

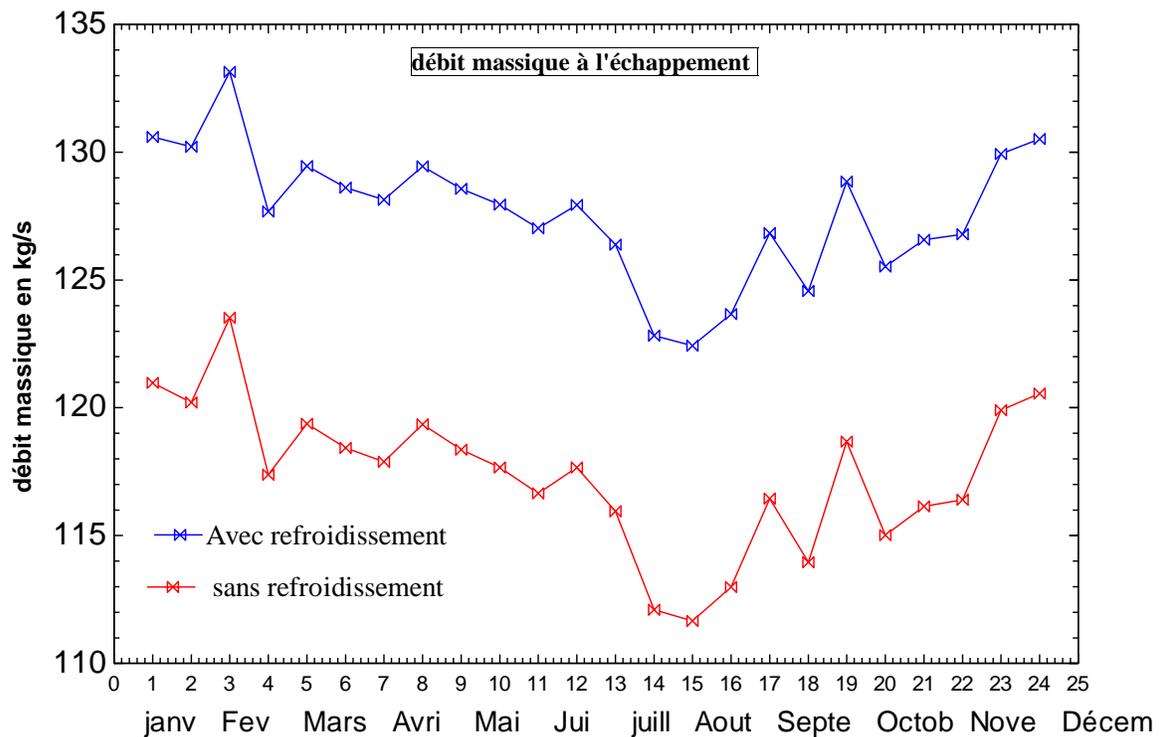


Fig. 4.14 : Résultats de modélisation montrant la variation du débit massique à l'échappement au cours d'année avec et sans refroidissement de l'air d'admission

- **Puissance utile produite:**

Il est bien clair d'après la figure (4.15) l'influence de la température d'admission sur la puissance produite. De même on peut remarquer que la puissance est meilleure lorsqu'on utilise le système de refroidissement. Cette augmentation est causée par deux paramètres : l'augmentation de débit massique due à l'évaporation d'eau et la diminution du travail spécifique de compression due à l'abaissement de la température d'admission.

Durant l'année étudiée les gains de puissance nette de l'installation de la turbine à gaz étudiée varie entre 4.654 MW jusqu'à 5.25 MW (voire figure [4.16] ce qui permet d'assurer une charge supplémentaire.

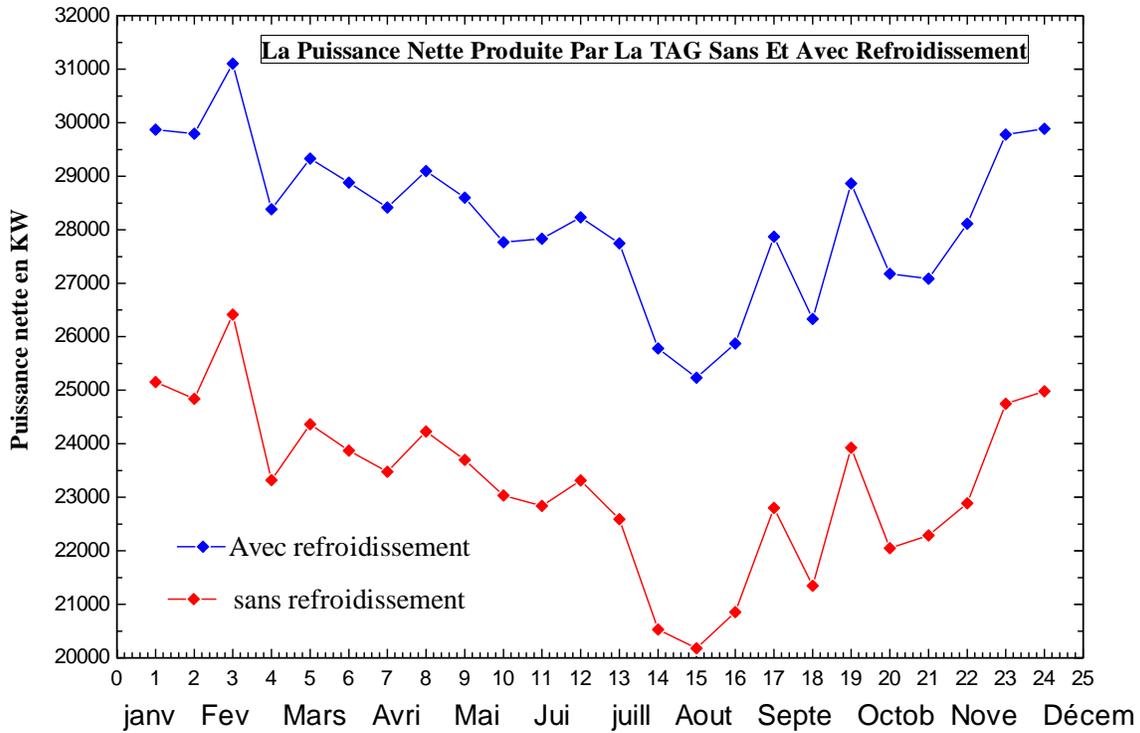


Fig. 4.15. Résultats de modélisation montrant la variation de la puissance nette au cours de l'année

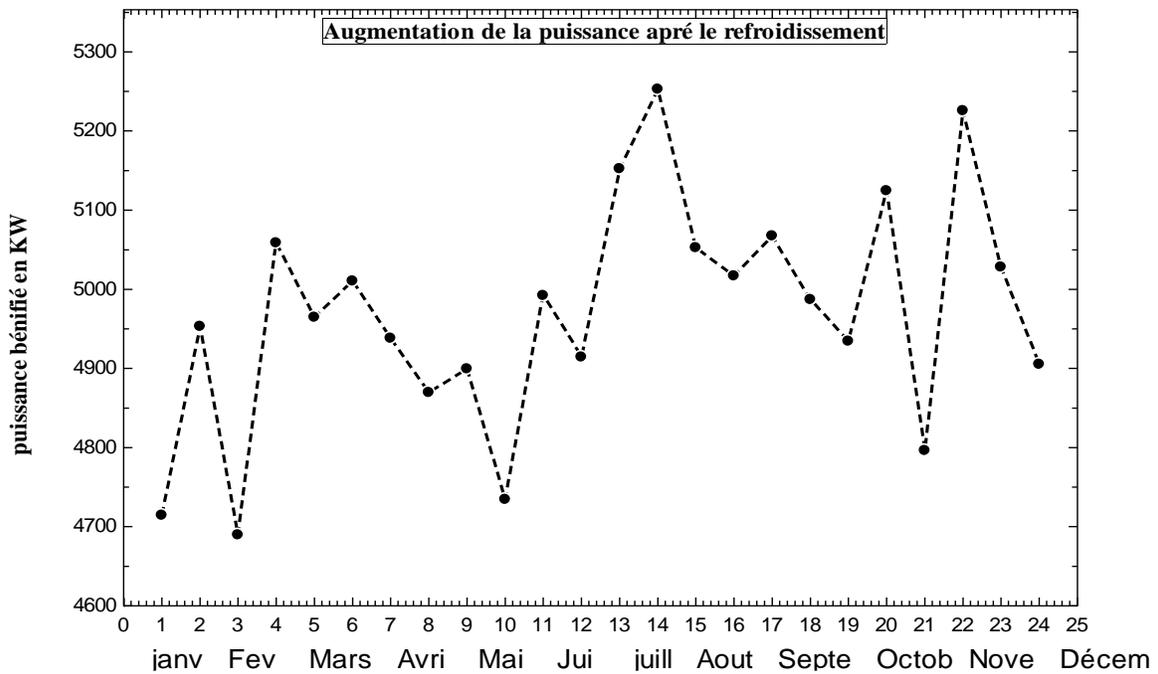


Fig. 4.16 : Résultats de modélisation montrant l'augmentation de la puissance nette au cours de l'année due au refroidissement de l'air d'admission

• **Rendement thermique de l'installation :**

Le rendement de cette turbine à gaz varie entre 20% jusqu'à 23% au cours de l'année comme il est représenté dans la figure (4.17) (courbe en rouge), mais dans le cas où on refroidit l'air à l'admission le rendement s'améliore (courbe en bleu).

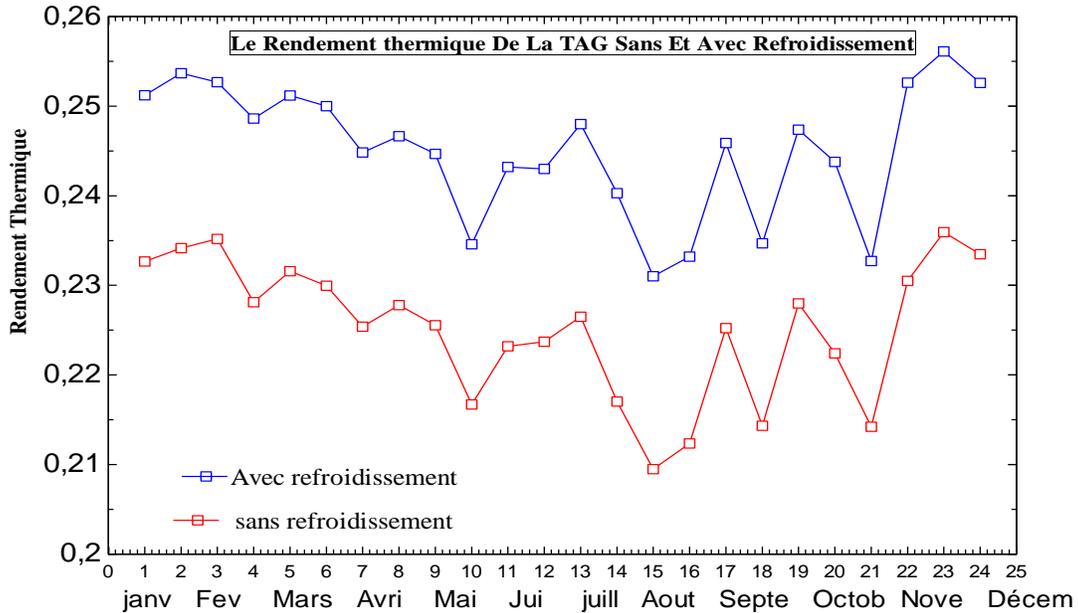


Fig. 4.17 résultats de modélisation qui montrent Variation de thermique de l'installation

L'augmentation du rendement varie dans une fourchette de 1.7% à 2.4%. Les résultats sont représentés dans la figure (4.18).

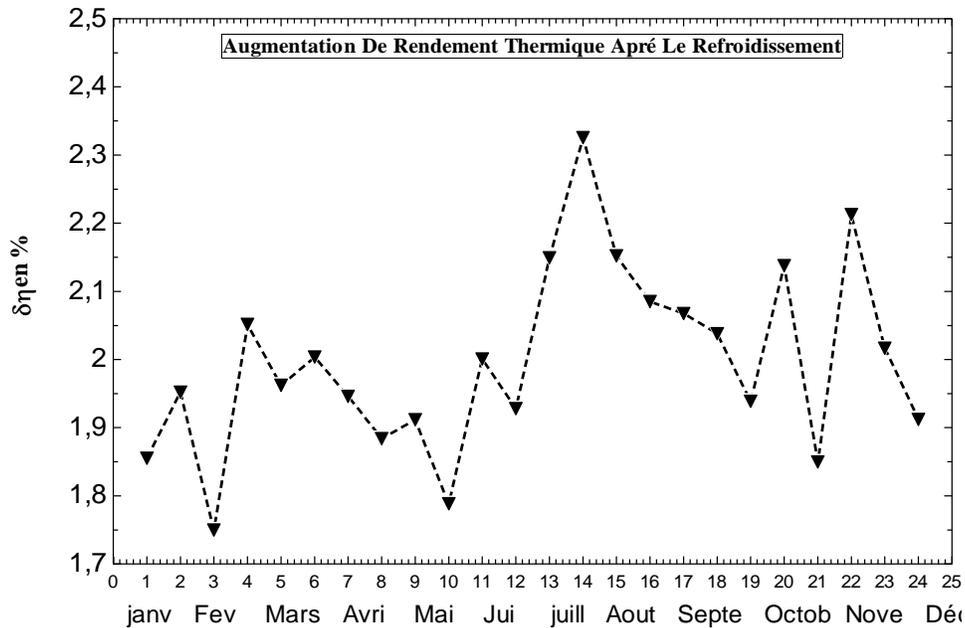


Fig. 4.18 : Résultats de modélisation montrant l'augmentation de rendement thermique au cours de l'année due au refroidissement de l'air d'admission

4.8 Etude des émissions des NOx

La combustion est une réaction chimique pendant laquelle un carburant est oxydé et une grande quantité d'énergie est libérée. Dans la littérature, elle est distinguée entre la combustion complète et la combustion incomplète. Il est souvent utile d'étudier la combustion d'un carburant en supposant que la combustion est complète.

Une corrélation empirique a été employée pour estimer l'émission de NOx d'une turbine à gaz. Plusieurs autres corrélations sont disponibles pour prédire d'autres polluants tels que le CO, l'UHC et la fumée mais elles tendent à être moins fiables. D'après la référence [20], l'émission des NOx d'une turbine à gaz peut être prédite par la relation suivante :

$$NOx = 3.32 * 10^{-6} e^{0.008T_c} * \sqrt{P} \dots\dots\dots IV .11$$

Cette équation empirique est utilisée pour la prédiction de l'émission de NOx de la turbine à gaz en g/kWh

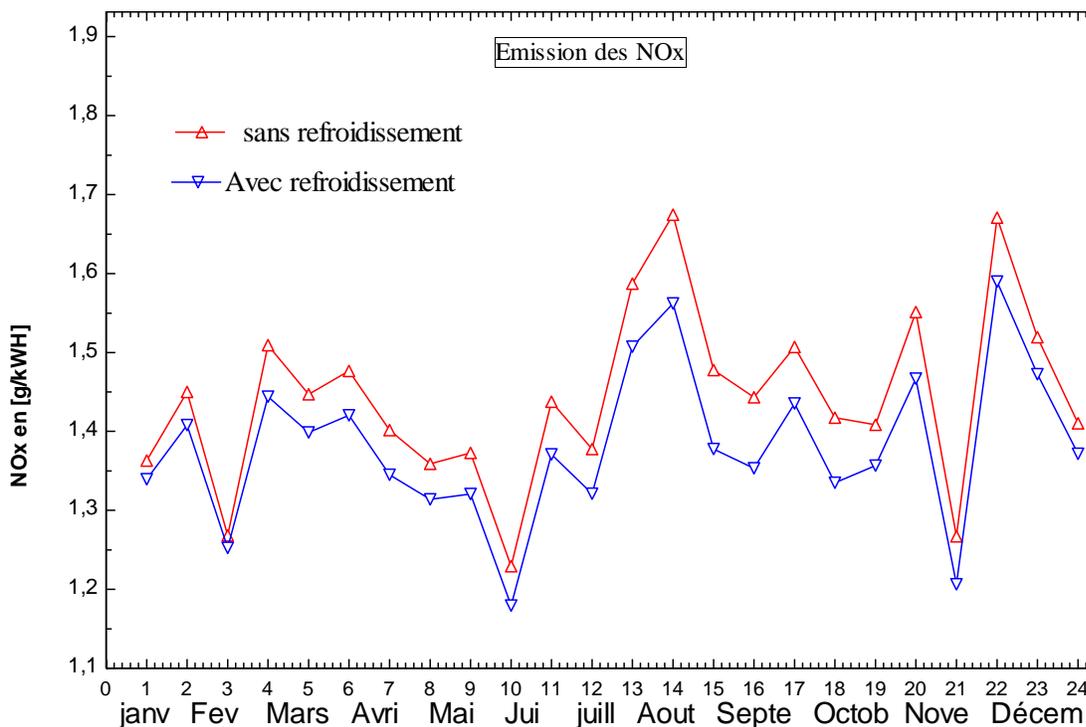


Figure 4.19 : Résultats de modélisation montrant les émissions des NOx

Les résultats trouvés montrent que l'émission des NOx de l'installation de la turbine à gaz étudiée varie entre une fourchette de 1 à 1.8 g/kWh, figure (4.19).

Il est bien clair d'après cette figure que la quantité des NOx émise dans le cas où on utilise le refroidisseur par ruissellement d'eau est faible par rapport au cas classique ou conventionnel. C'est un autre argument qui favorise l'utilisation de ce système de refroidissement.

La quantité des NOx évitée par la présence de refroidisseur varie comme illustré dans la figure (4.20) et varie dans un intervalle de 1 à 7% de la quantité des NOx émise dans le cas classique, chose qui nous permet de dire que ce système de refroidissement est bénéfique de l'environnement

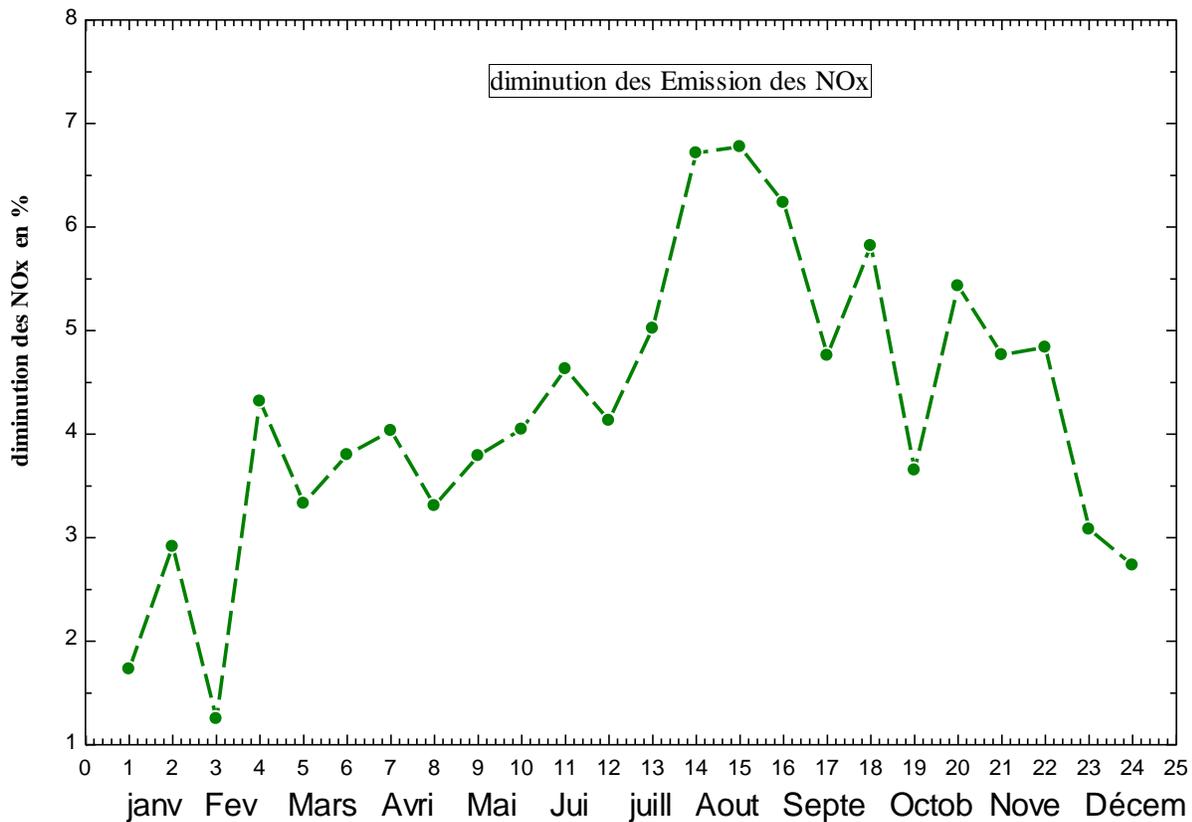


Fig.4.20 : Résultats de modélisation montrant la diminution des émissions des NOx dans le cas où on utilise le refroidissement de l'air de l'admission

Conclusion générale

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier pour la génération de l'électricité dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures. Elles sont implantées dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables en température, pression et humidité relative.

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, il est important de rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

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.

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances des turbines à gaz. A cet effet, plusieurs techniques de refroidissement d'air appliquées dans un cycle de turbine à gaz qui cause l'augmentation de la charge massique à l'admission, permettent une certaine amélioration des performances de l'installation de la turbine à gaz. Cette étude nous a donné un bon aperçu sur l'efficacité de refroidissement de l'air de l'admission de turbine à gaz. Pour cela, nous avons pris les caractéristiques de la turbine à gaz GE MS5002 largement utilisée dans l'industrie pétrolière comme machine d'application à notre recherche. Un stage pratique de 21 jours est effectué au niveau de la zone pétrolière de Hassi R'mel afin de collecter les données nécessaires pour les calculs et pendre une vue générale sur l'utilisation des TAG dans l'industrie pétrolière en Algérie. On a choisit une turbine à gaz GE MS5002C située à la station de Boosting (élévation de pression des gaz bruts pour le traitement) qui entraine un compresseur centrifuge.

On a choisi le refroidisseur par ruissellement d'eau pour refroidir et humidifier l'air de l'admission en même temps, parce que ce système est adaptable avec les zones chaudes et sèches, telle que la zone de Hassi R'mel (zone saharienne).

Pour la modélisation on a écrit les bilans énergétiques nécessaires sous le logiciel EES (Engineering Equation Solver). Les résultats de modélisation montrent que le refroidisseur par

ruissellement permet de conditionner l'air avant son entrée dans le compresseur. La présence du système de refroidissement produit une diminution de la température de l'air ambiant et une augmentation de la densité (donc le débit massique), ce qui influe directement sur l'amélioration des performances (puissance utile produite, rendement thermique) de l'installation de turbine à gaz étudiée. Et par la suite, pour des raisons environnementales nous avons estimé l'impact du système de refroidissement utilisé pour la turbine à gaz étudiée sur les émissions des NOx, ce qui laisse cette étude prendre une place dans l'espace du développement durable.

Références bibliographiques :

- [1]. R. S. JOHNSON, Sr., P.E. The Theory and Operation of Evaporative Coolers For Industrial Gas Turbine Installations. ASME 1988 pages 1-9
- [2]. Bracco, Alessandro Pierfederici, Angela Trucco. “The wet compression technology for gas turbine power plants” Thermodynamic model. Science direct pages 699-704
- [3]. Q.M. Jaber , J.O. Jaber, M.A. Khawaldah. Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering 2007. pages 7-15
- [4]. R. Chacartegui *, F. Jiménez-Espadafor, D. Sánchez, T. Sánchez. Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant. Science directs 2008.pages 2130-2140
- [5]. Jean-Pierre Bédécarrats *, Françoise Strub. Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage. Sience direct 2009.pages 1166 - 1172
- [6]. Amir Abbas Zadpoor. Ali AsadiNikooyan. Development of an Improved Desiccant-Based Evaporative Cooling System for Gas Turbines.ASME 2009.Vol. 131 / 034506-1
- [7]. Hasan H u’’seyinErdem, Su’’ leyman Hakan Sevilgen “Case study: Effect of ambient temperature on theelectricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey” since direct 2005 pages 320-326
- [8]. R. Hosseini. A. Beshkani, M. Soltani Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler” science direct.2006pages 1055-1064
- [9]. Gas Turbine Engineering Handbook Third edition. Meherwan P. Boyce, Ph.D.,P.E
- [10]. “Gas Turbine Inlet Air Cooling System” Presented by Bob Omidvar

-
- [11]. Jean casting-Lasvignottes ‘Aspects thermodynamiques et technico-économiques des machines à absorption liquide’. Cours 2005
- [12]. M.A Cocca – Schenatady. NY GEPower Systems * N. Macuci “Performance and Reliability Improvements dor MS5002 Gas Turbines” Nuovo pignone, Florence, Italy
- [13]. Bhargava R. K., Bianchi. M. , De Pascale A., Negri di Montenegro. G., Peretto. A., ”Gas Turbine Based Power Cycles - A State-of-the-Art Review ” International Conference on Power Engineering-2007, October 23-27, 2007, Hangzhou, China.
- [14]. BOUAM Abdellahthèse« Amélioration Des Performances Des Turbines A Gaz Utilisees Dans L’industrie Des Hydrocarbures Par L’injection De Vapeur D’eau » 2008.
- [15]. Gas Turbine Handbook: Principles and Practices by Tony Giampaolo, MSME,PE
- [16]. Book ‘Fundamentals of Engineering Thermodynamiques’ by Michael j . Moran, Howard N. Shapiro fifth Edition
- [17]. André BAILLY, Michel CLERC-RENAUD Emmanuel RUTMAN Claude TERNANT« Traitement de l’air et climatisation Les composants et leurs fonctions » Techniques de l’Ingénieur BE 9 271
- [18]. J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang “Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler”China ScienceDirect2008pages 980-984
- [19]. Handbook ASHRAE Fundamentals 2009 [CHAPTER 1 PSYCHROMETRICS]
- [20]. Amir Abbas Zadpoor, Ali Hamedani Golshan, “Performance improvement of gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system”,Energy 31 (2006)
- [21]. M.M Alhazmy, Y.S.H. Najjar “ Augmentation of gas turbine performance using air coolers” science direct . pages 415-429 (2004)
- [22]. Bhargava R. K, Bianchi. M , De Pascale A, Negri di Montenegro. G, Peretto. A “ gas Turbine Power cycles- A state of the Art Review” International Conference on Power Engineering 2007 Hangzhou ,china

Annexes A

Chaleur spécifique de l'air :

Chaleur spécifique du gaz : pour le calcul de la chaleur spécifique des gaz brûlés on a utilisé la relation donnée par M. alhazmy et Y.S.H. Najjar [21]

$$C_{pg} = 1.0887572 * 10^3 - 1.4158834 * 10^{-1}T \\ + 1.916059 * 10^{-3}T^2 - 1.2400934 * 10^{-6}T^3 \\ + 3.0669459 * 10^{-10}T^4 - 2.6117109 * 10^{-14}T^5$$

1) calcul de rendement isentropique du compresseur :

Le rendement isentropique du compresseur d'après M. alhazmy et Y.S.H. Najjar [21] par la relation empirique suivante :

$$\eta_c = 1 - \left(0.04 + \frac{r_c - 1}{150} \right)$$

r_c Rapport de compression

2) calcul de rendement isentropique de turbine:

Le rendement isentropique du compresseur d'après M. alhazmy et Y.S.H. Najjar [22] par la relation empirique suivante :

$$\eta_t = 1 - \left(0.03 + \frac{r_c - 1}{180} \right)$$

Rendement polytropique :

Le tableau démontre les rendements polytropiques des compresseurs et des turbines pour les différentes générations des turbines à gaz [22]:

Niveau technologique de la TG	Température à l'entrée de la turbine °C(K)	Nombre d'étages refroidis	Rendement polytropique du compresseur	Rendement polytropique de la turbine
5 ^{ème} Génération	1500 (1773)	3	0,91	0,89
4 ^{ème} Génération	1300 (1573)	2	0,90	0,89
3 ^{ème} Génération	1100 (1373)	1	0,87	0,88
2 ^{ème} Génération	900 (1173)	1	0,81	0,87
1 ^{ère} Génération	700 (973)	-	0,74	0,85

Annexe B

Présentation du logiciel de simulation EES

Engineering Equation Solver « EES » ou Solveur d'équations pour l'ingénierie permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité.

Il existe deux différences majeures entre EES et un solveur classique d'équations. Tout d'abord, EES identifie automatiquement et groupe des équations qui doivent être simultanément résolues. Cette caractéristique simplifie le procédé pour l'utilisateur et assure que le logiciel opérera toujours avec une efficacité optimale. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables vapeur sont implémentées tel que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. De même, cette fonctionnalité est fournie pour la plupart des réfrigérants (y compris une partie de nouveaux mélanges), par exemple, l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables d'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques.

Enfin, des propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances. EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques. Néanmoins, il est impossible de prévoir l'ensemble des besoins des utilisateurs. De fait, EES offre à l'utilisateur la possibilité d'entrer ses propres fonctions suivant trois méthodes :

1. Il est possible de saisir et d'interpoler des données numériques dans une table, pour ensuite les utiliser directement dans la résolution de système des équations.
2. EES comporte son propre langage de programmation. Il s'apparente au PASCAL et FORTRAN. Il permet à l'utilisateur de développer et sauvegarder dans des fichiers de librairie ses propres fonctions et procédures. Ces fichiers seront lus à chaque ouverture du logiciel et ainsi utilisables dans chaque session.
3. Enfin, les fonctions et les procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau tel le PASCAL, MATLAB, le C ou le FORTRAN, pourront être utilisées dans EES par le biais de bibliothèques dynamiques (DLL).

Il est ainsi possible d'étendre les capacités du logiciel.

EES est particulièrement utile pour les problèmes de conception dans lequel les effets d'un ou de plusieurs paramètres ont besoin d'être déterminés. Le programme offre cette possibilité avec sa Table Paramétrique, similaire à une feuille de tableur. L'utilisateur identifie les variables indépendantes en entrant leurs valeurs dans les cellules de table. EES calculera les valeurs des variables dépendantes dans la table. Le rapport des variables dans la table peut être visualisé sous forme de courbes, de diagrammes. EES offre également la possibilité de propager l'incertitude de données expérimentales afin de donner des résultats de variables calculées modulo les estimations d'incertitude.