

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE
BLIDA 1 FACULTE DE
THECHNOLOGIE DEPARTEMENT
DE MECANIQUE



Projet De Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme de master en génie mécanique

Option : Energétique

Titre

**Effet du refroidissement sur les performances à l'entrée
de la turbine à gaz Ms5002 Hassi R'Mel**

Proposé et encadré par :

Mr. SAID Mohamed

Réalisé par :

BOUCHOUL Moncif

KALAFAT Mohamed

Année universitaire 2024 – 2025

Remerciements

Nous remercions DIEU tout puissant qui nous a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Nous adressons notre vif remerciement à notre encadreur
Mr. **SAID Mohamed**, pour sa compréhension et ses conseils et son aide. Pour sa gentillesse et ses orientations efficaces.

Nous adressons également notre profonde gratitude à tous les professeurs de l'université de SAAD DAHLEB BLIDA 1 en particulier ceux du département GENIE MECANIQUE. Votre enseignement a porté ses fruits.

Enfin, nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin au succès de ce travail.

Dédicace

Pour ma mère, à mon père

Pour tous mes frères et mes sœurs

Pour tous ceux qui étaient prêts à nous enseigner

Pour tous les amis

Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect :

A mes très chers parents que Dieu les protège A mes sœurs et mes frères

A toute la famille **BOUCHOUL**

A toute la famille **KALAFAT**

A tous Mes amis sans exception

Moncif et Mohamed

الملخص

تُعد التوربينات الغازية من الركائز الأساسية في إنتاج الطاقة، لاسيما في قطاعي النفط والغاز، وتزداد أهميتها في بعض المناطق من البلاد مثل الصحراء، وبشكل خاص في حاسي الرمل، حيث تسود ظروف مناخية قاسية. وعلى الرغم من أن هذه التوربينات تُعرف بصلابتها وموثوقيتها، إلا أن أدائها يبقى مرتبطاً بشكل كبير بدرجة حرارة الهواء المحيط ورطوبته. فارتفاع درجة الحرارة يؤدي إلى انخفاض كثافة الهواء الداخل، مما يحد من كمية الهواء الداخلة إلى التوربين ويؤثر سلباً على كفاءته الحرارية..

ومن هذا المنطلق، يهدف هذا البحث إلى تحسين أداء التوربينات الغازية التي تعمل في المناطق الحارة، وذلك من خلال اعتماد نظام تبريد يعتمد على التبخير المباشر للهواء الداخل. ويتم ذلك عبر تثبيت جهاز تبريد تبخيري عند مدخل الضاغط المحوري، يسمح بخفض درجة حرارة الهواء وزيادة كثافته قبل عملية الانضغاط، مما يعزز من جودة عملية الضغط ويحسن من الأداء العام للتوربين..

تعتمد الدراسة على تحليل ديناميكي حراري مفصل لدورة التوربين الغازي، اعتماداً على بيانات المصنع والظروف المناخية الحقيقية، حيث تم توظيف برامج محاكاة لإعادة حساب كافة المعطيات مثل درجات الحرارة والضغط والكثافة والكفاءة والشغل النوعي والتدفقات الكتلية. كما تم تطوير نموذج محسن يدمج جهاز تبريد تبخيري، يأخذ بعين الاعتبار الخصائص الفيزيائية للوسط الرطب، وسرعة الهواء، وكفاءة التبريد، وتدفق الماء. وقد أظهرت نتائج التقييم التجريبي أن استخدام هذا النظام يؤدي إلى تحسين ملموس في الكفاءة الحرارية واسترجاع جزء من القدرة الضائعة، مما يجعل تشغيل التوربينات في المناطق الصحراوية أكثر كفاءة واقتراباً من الأداء المعياري..

الكلمات المفتاحية : التربينه الغازية، التبريد بالتبخير، النقل الحراري

Résumé

Les turbines à gaz ont un rôle de premier plan dans l'industrie de production d'énergie en particulier dans le secteur pétrole gaz. Ce rôle est encore plus accentué dans les régions désertiques, au Sahara en particulier à Hassi R'mel, où les conditions climatiques sont sévères. Ces machines sont robustes et fiables mais leur performance reste fortement influencée par les conditions ambiantes de température et d'humidité de l'air. En effet, la chaleur ambiante diminue la densité de l'air admis, ce qui entraîne une diminution du débit massique d'admission et une chute du rendement thermique de la turbine.

Dans ce contexte, la présente étude se situe dans un objectif d'amélioration des performances des turbines à gaz injectées dans les zones chaudes par la proposition d'un dispositif de refroidissement de l'air d'admission par évaporation directe, en insérant un équipement de refroidissement évaporatif à l'entrée du compresseur axial, pour abaisser la température de l'air et accroître sa densité en amont de la compression. Cette étude prévoit deux volets principaux :

Une analyse thermodynamique du cycle simple de la turbine à gaz conçu à partir des données du constructeur et des conditions climatiques réelles, assistée par des logiciels de simulation pour reprendre l'ensemble des paramètres (température, pression, densité, rendement, travail spécifique, débits massiques...).

Un modèle d'un cycle amélioré intégrant un refroidisseur évaporatif a été créé en tenant compte des caractéristiques de l'environnement humide, de la vitesse de l'air, de l'efficacité de refroidissement et du débit d'eau. À la suite de méthodes expérimentales validées, l'évaluation des attributs de performance a montré des améliorations significatives de l'efficacité thermique ainsi qu'une récupération partielle de la puissance perdue; par conséquent, les paramètres de performance ont été améliorés.

Le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur contribue à optimiser le fonctionnement de la turbine et rapproche ses performances des normes de référence, améliorant ainsi considérablement son utilité dans les environnements désertiques.

Mots clés : Turbine à gaz, Refroidissement par évaporation, transfert de chaleur.

Abstract

Gas turbines are a fundamental component in the energy production industry, especially in the oil and gas sector. Their role becomes even more significant in certain regions of the country, such as the Sahara and particularly in Hassi R'mel, where the climatic conditions are extremely harsh. Although these turbines are known for their strength and reliability, their performance is highly dependent on the ambient temperature and humidity. When temperatures rise, the density of the intake air decreases, which reduces the mass of air entering the turbine and negatively impacts its thermal efficiency.

With this in mind, the objective of this study is to enhance the performance of gas turbines operating in hot environments by introducing an intake air cooling system based on direct evaporation. This is achieved by installing an evaporative cooling device at the inlet of the axial compressor, which helps reduce the intake air temperature and increase its density before compression, thereby improving the overall performance of the turbine.

The study is built upon a detailed thermodynamic analysis of the gas turbine cycle, using manufacturer data and actual climatic conditions. Simulation software has been used to recalculate key parameters such as temperature, pressure, density, efficiency, specific work, and mass flow rates. Furthermore, an enhanced cycle model has been developed incorporating an evaporative cooling system that considers the characteristics of the humid environment, air velocity, cooling efficiency, and water flow rate. Experimental evaluation methods have demonstrated a clear improvement in thermal efficiency and a partial recovery of lost power, allowing turbine operation in desert environments to be more efficient and closer to standard performance levels.

Keywords: Gas turbine, Evaporative cooling, Heat Transfer.

Liste des figures

Figure I-1	Schéma de la turbine à gaz.....	08
Figure I-2	Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion.....	09
Figure I-3	Dessin d'un étage d'une turbine.....	10
Figure I-4	Cycle de Brayton avec la régénération.....	12
Figure II-1	Position géographique du champs de Hassi R'mel.....	17
Figure II-2	Composition du parc exploitation.....	20
Figure II-3	Schéma d'une turbine a gaz MS5002.....	24
Figure II-4	Description fonctionnelle d'une turbine à gaz bi-arbre.....	27
Figure II-5	Les systèmes auxiliaires de la turbine.....	29
Figure II-6	pompe auxiliaire QA et pompe de secours QE.....	33
Figure III-1	Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau.....	37
Figure III-2	a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur. b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur. Turbine.....	38
Figure III-3	a)- Installation avec la régénération b)- Cycle de Brayton	38
Figure III-4	Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H ₂ O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air.....	40
Figure III-5	Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.....	41
Figure III-6	Refroidissement par évaporation.....	42
Figure III-7	Le support rigide refroidisseur par évaporation.....	42
Figure III-8	Panneau évaporation directe.....	43
Figure III-9	Refroidissement d'air par évaporation avec d'option du traitement de l'eau.....	44
Figure III-10	Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte.....	44
Figure III-11	Refroidissement d'air par évaporation avec d'option du traitement de l'eau.....	45
Figure III-12	Principe de fonctionnement d'un condenseur à évaporation.....	45
Figure III-13	Schéma du système proposé (cycle avec refroidissement par évaporation).....	46

Figure III-14	Schéma d'approche réel du système proposé.....	47
Figure IV-1	Schéma thermique de l'installation de TAG à deux arbres.....	49
Figure IV-2	Diagramme T.S.....	49
Figure IV-3	Bloc de filtration.....	51
Figure IV-4	4 Cycle de Brayton avec refroidissement direct par évaporation de l'eau.....	63
Figure IV-5	Schéma d'un refroidisseur évaporatif (média humide).....	63
Figure IV-6	Graphiques pour calculer le débit de purge de refroidisseur.....	64
Figure IV-7	Variation du rendement du refroidisseur $\eta_{ev}(\varepsilon, V)$	65
Figure IV-8	Représentation de l'humidification dans le diagramme de l'air humide.....	68
Figure IV-9	Diagramme T-s d'un cycle de TAG simple.....	70
Figure IV-10	Processus adiabatique de saturation sur le diagramme psychrométrique.....	74
Figure V-1	Rendement thermique.....	81
Figure V-2	Le débit d'eau en fonction de la température ambiante.....	82
Figure V-3	Rendement thermique global de la Turbine à Gaz.....	83
Figure V-4	Variation du travail spécifique utile et du rendement thermique global.....	83
Figure V-5	Variation du RGP pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%.....	84
Figure V-6	Variation du CET pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%.....	85
Figure V-7	Rapport des températures de sortie et d'entrée de l'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%.....	86
Figure V-8	Variation des facteurs d'exploitation lors du refroidissement de l'air (RGP, CET et ξ_t).....	87
Figure V-9	Variation du RGP en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max.....	87
Figure V-10	Variation du CET en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max.....	88
Figure V-11	Variation du ξ_t en fonction de la température ambiante pour l'humidité minimale et maximale.....	88

Liste des tableaux

Tableau n° 01:	Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	13
Tableau n° 02:	Les points particuliers du cycle de l'installation.....	50
Tableau n° 03:	Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur.....	60
Tableau n° 04:	Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site).....	60
Tableau n° 05:	Tableau comparatif des résultats obtenus.....	61

Nomenclature

Variable	Désignation	Unité
C_{fg}	Chaleur de vaporisation de l'eau	[J/kg]
C_p	Chaleurs spécifiques à pression constante	[J/(kg.°C)]
C_v	Chaleurs spécifiques à volume constant.	[J/(kg.°C)]
C_{pa}	Chaleur massique de l'air sec	[J/(kg.°C)]
C_{pe}	Chaleur massique d'eau	[J/(kg.°C)]
C_{pv}	Chaleur massique de la vapeur d'eau	[J/(kg.°C)]
h_H	Coefficient de transfert thermique	[-]
h_M	Coefficient de transfert de masse	[-]
α	Coefficient d'excès d'air	[-]
R_v	Constante des gaz parfaits de la vapeur d'eau	[J/kg.K]
$\dot{m}_{e_vid}$	Consommation totale d'eau due à la vidange	[kg]
Q_1	Chaleur de générateur de vapeur	[J/(kg.K)]
Q_H	Chaleur nécessaire fournir du carburant	[J/(kg.K)]
r	Constante spécifique de gaz parfait	[J/(kg.K)]
ζ	Coefficient de perte de charge locale	[-]
D_{ec}	Débit d'eau consommée	[m ³ /s]
E_{ee}	Débit d'eau évaporée	[m ³ /s]
P_{ep}	Débit d'eau de purge	[m ³ /s]
$\dot{m}$	Débit massique	[kg/s]
V	Débit d'air volumique	[m ³ /s]
B	Débit spécifique de la combustion.	[m ³ /s]
d	Diamètre du conduit.	[m]
ΔT_{LM}	Différence de température logarithmique moyenne	[°C]
$\Delta \rho_{LM}$	Différence de densité logarithmique moyenne	[°C]
h_{ae}	Enthalpie de l'eau à l'entrée d'humidificateur	[kJ/kg]
h_{as}	Enthalpie de l'eau à la sortie d'humidificateur	[kJ/kg]
h_{sat}	Enthalpie de l'air à saturation	[kJ/kg]
h_{g1}	Enthalpie de la vapeur d'eau saturée à l'entrée du C	[kJ/kg]

h_{g2}	Enthalpie de la vapeur d'eau saturée à la sortie du C	[kJ/kg]
h_{v2}	Enthalpie de la vapeur d'eau à l'entrée de CC	[kJ/kg]
h_{v3}	Enthalpie de la vapeur d'eau à la sortie de la CC	[kJ/kg]
h_{sv}	Enthalpie de saturés de vapeur d'eau à T_0	[kJ/kg]
h_{sl}	Enthalpie de saturés de liquide d'eau à T_1	[kJ/kg]
ε	Épaisseur de refroidisseur (panneau)	[m]
ε_e	Facteur de l'épaisseur de refroidisseur (panneau)	[-]
HR_{ae}	Humidité relative	[-]
Θ	Humidités spécifiques	[kg/kg]
Θ_{acmax}	Humidités spécifiques de consigne	[kg/kg]
L	Longueur du conduit.	[m]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Sh	Nombre de Sherwood	[-]
Sc	Nombre de Schimdt	[-]
ΔP	Perte de la pression	[bar]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du combustible (carburant).	[kJ/kg]
$Pr_{e,adm}$	Pression non-dimensionnelle	[Pa]
W	Puissance de compression	[W]
ξ_t	Rapport de la température entre l'entrée et la sortie de Refroidisseur	[-]
σ	Rapport des constantes des gaz parfaits de l'air et de l'eau	[-]
γ	Rapport de chaleurs spécifiques	[-]
η	Rendement	[%]
A	Surface mouillée du panneau (Section)	[m ²]
τ	Taux de pression	[-]
ω_1	Taux d'humidité	[-]

$Pr_{c;adm}$	Taux de compression non-dimensionnelle	[-]
T	Température	[°C]
T'_4	Température théorique de sortie de la THP	[°C]
T'_{ae}	Température humide de l'air.	[°C]
W	Travail	[J]
V	Vitesse de l'air	[m/s]
C_{edHP}	Vitesse entré de diffuseur de sortie de THP.	[m/s]
C_{sdHP}	Vitesse sortie de diffuseur de sortie de THP.	[m/s]
C_{SHP}	Vitesse à la sortie du dernier étage de la THP.	[m/s]

Indices et Exposants

a	Air
ae	Air à l'entrée
as	Air à la sortie
atm	Atmosphérique
bac	Bac
f	Combustible
c	Compresseur
cc	Chambre de combustion
cy	Cycle global
dHP	Diffuseur à la sortie du compresseur
dec	Diffuseur d'entrée du compresseur
dsc	Diffuseur à la sortie du compresseur
e	Eau
é	Electrique consommée
edHP	Entrée de diffuseur d'entrée de THP
ed	Entrée du diffuseur de sortie
ee	Eau à l'entrée
es	Eau à la sortie
év	Evaporateur
g	Gaz
méc	Mécanique du compresseur
rat	Point nominal de fonctionnement
érat	Puissance électrique consommée des auxiliaires (Pompe) sat Saturation
sd	Sortie du diffuseur
Ss	Sortie du silencieux T_{BP}
sou	Soutirage d'eau pour la déconcentration de l'eau acmin Soufflage minimale
t	Turbine
THP	Turbine haute pression
vee	Vapeur d'eau à l'entrée du panneau
ves	Vapeur d'eau à la sortie du panneau
vid	Vidanges

Abréviations

ASME	American Society of Mechanical Engineers
BBC	Brown Boveri & Cie's
LiBr	Bromure de lithium
CC	Chambre de combustion
CET	Changement de l'efficacité thermique SO ₂ Dioxyde de soufre
GE	Général Electric
GG	Générateur de gaz
HRSG	Générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur (heat recovery steam generator)
CO	Monoxyde de carbone
RGP	Rapport de gain de puissance
SAT	Systèmes Anticipés de Turbine
TET	Température d'entrée à la turbine
TAG	Turbine à gaz
Tàv	Turbine à vapeur

Table des matières

Remerciements

Dédicaces

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Indices et Exposants

Liste des abréviations

Introduction..... 1

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz et leurs types

I.1 Introduction	4
I.2 Description fonctionnelle	4
I.3 Historique des turbines à gaz.....	6
I.4 Définition.....	7
I.5 Domaines d'utilisations des turbines à gaz	8
I.6 Eléments fondamentaux d'une turbines à gaz	8
I.6.1 Compresseur	9
I.6.2 Chambre de combustion	9
I.6.3 Turbine	10
I.7 Classification générale des turbines.....	11
I.7.1 Par mode de construction.....	11
I.7.2 Par mode de travail.....	12
I.7.3 Par mode de fonctionnement.....	12
I.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	13
I.9 Conclusion	13

Chapitre II : Présentation du site d'utilisation de la TAG MS5002, en occurrence Hassi R'Mell

II.1 Historique des champs de hassi r'mel.....	16
II.1.1 Position géographique.....	16
II.1.2 Historique du champs	16
II.1.3 Production du cham.....	16
II.2 Activites du champs de hassi r'mel	17
II.2.1 Zones d'activités	17
II.2.2 Composition du parc exploitation.....	18
II.2.3 Rôle des directions	20
II.2.4 Rôle des Divisions.....	21
II.3 Description générale de BOOSTING	22
II.3.1 Le rôle de station boosting	22
II.3.2 Les différentes stations Boosting.....	22
II.3.2.1 Description de la station boosting central (SBC).....	22
II.4 Description de la turbine MS5002	24
II.5 Turbine à gaz GE MS5002	24
II.5.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002.....	25

II.5.2 Présentation de la turbine à gaz de type MS 5002	26
II.5.3 Principe de fonctionnement	26
II.5.4 Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS 5002	27
II.6 Les systèmes auxiliaires de la turbine	28
II.6.1 Systèmes de démarrage	29
II.6.2 Système d'admission d'air	30
II.6.3 Système d'huile d'étanchéité	30
II.6.4 Système d'air d'étanchéité et de refroidissement.....	31
II.6.5 Systèmes de lubrification.....	31
II.6.6 Système de refroidissement d'huile	33
II.6.7 Système de commande et contrôle du turbocompresseur (Le SPEEDTRONIC MARK V)	
33	
II.7 Conclusion.....	33

Chapitre III : Les méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz

III.1 Introduction.....	36
III.2 Les Technique d'amélioration des turbines à gaz.....	36
III.2.1 Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission.....	36
III.2.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur	37
III.2.3 Régénération (cycle de récupération)	38
III.3 Système de refroidissement d'air d'admission.....	39
III.3.1 Refroidissement par absorption.....	39
III.3.2 Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system)	40
III.3.3 Système à refroidisseur par évaporation.....	41
III.3.3.1 Description du système à refroidissement par évaporation	44
III.3.3.1.1 Les types de tours de refroidissement	44
III.3.3.1.1.1 Tour de refroidissement fermée avec condenseur à évaporation	45
III.3.3.1.1.2 Tour de refroidissement hybride	46
III.3.3.1.1.3 Le système proposé (cycle de fonctionnement)	46
III.4 Conclusion.....	47

Chapitre IV : Etude thermodynamique aux différents points du cycle de la turbine à gaz

IV.1 Étude détaillée d'un cycle simple	49
IV.1.1 Introduction	49
IV.1.2 Calcul thermodynamique.....	50
IV.1.3 Calcul thermodynamique à partir des données de constructeur	50
IV.1.3.1 Les calculs.....	50
IV.1.3.2 Calcul du débit	57
IV.1.3.3 Calcul du rendement global.....	58
IV.1.3.4 L'organigramme de calcul cycle simple réel.....	59
IV.1.3.5 Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur	60
IV.1.4 Calcul thermodynamique à partir des données réelles	60
IV.1.5 Conclusion	61
IV.2 Étude détaillée d'un cycle simple et proposé.....	62
IV.2.1 Introduction	62
IV.2.2 Description du système proposé	62
IV.2.3 Effet de la géométrie d'évaporateur sur le rendement.....	64
IV.2.4 Description mathématique.....	65
IV.2.4.1 Analyse du panneau d'évaporation	65

IV.2.4.2 Analyse du cycle d'évaporation global.....	68
IV.2.4.3 Étude des performances de cycle d'évaporation.....	70
IV.2.4.3.1 Turbine.....	70
IV.2.4.3.2 Compresseur d'air	71
IV.2.4.3.3 La chambre de combustion	72
IV.2.4.4 Processus direct d'évaporation de l'eau par pulvérisation	73
IV.2.5 TAG couplée à un refroidisseur par évaporation.....	74
IV.2.6 Conclusion	77

Capitre V **Résultats et interprétations**

V.1 Introduction.....	79
V.2 L'organigramme principal de calcul du cycle proposé	79
V.3 État de cycle simple.....	81
V.3.1 Influence de la température ambiante sur le rendement.....	81
V.4 État du cycle avec refroidissement évaporateur.....	81
V.4.1 Influence de la température ambiante sur l'évaporateur	81
V.4.2 Influence de la température ambiante sur le RGP.....	83
V.4.3 Influence de la température ambiante sur le CET.....	84
V.4.4 Influence de la température ambiante sur le ξ_t	85
V.4.5 Validation des résultats	86
V.5 Conclusion	88
Conclusion Générale	91
Références Bibliographiques.....	92
Annexe	92

Introduction

Introduction Générale

Les turbines à gaz ou TAG sont des turbomachines qui permettent le transfert d'énergie d'un circuit d'écoulement de fluide continu solide sur un rotor tournant à vitesse constante autour de l'axe de la turbomachine. La TAG est conçue pour convertir l'énergie thermique du combustible liquide ou gaz en énergie mécanique et par la suite en énergie électrique.

La turbine à gaz trouve son application en aéronautique (les turbo réacteurs toutes versions) ; l'énergie des gaz est exploitée en mode propulsif sous forme de poussée via une tuyère. Une solution intéressante pour de nombreux domaines d'activité en raison de sa puissance, de sa rapidité de démarrage et des combustibles qu'elle peut utiliser liquides ou gazeux.

La turbine à gaz est également utilisée dans les transports, l'industrie pétrolière ou gazière . elle se révèle efficace, fiable et une souplesse d'utilisation.

Les évolutions métallurgiques et les études approfondies sur les combustibles ont permis de bien améliorer les performances des turbines à gaz (puissance, consommation et rendement).

Trois générations de turbines à gaz sont distinguées en fonction de la température maximum au niveau de la chambre de combustion des gaz ou à l'entrée de la turbine de détente :

1ère génération : $760 < T_{max} < 950$ °C

2e génération : $955 < T_{max} < 1124$ °C

3e génération : $1149 < T_{max} < 1288$ °C

L'augmentation de cette température maximale a conduit à une amélioration du rendement thermodynamique des turbines, rendant les machines de plus en plus efficaces.

Notre travail consiste à améliorer les performances de la turbine à gaz MS5002 située à Hassi R'mel. L'élément de base est le traitement de l'air et sa température à l'entrée de la turbine. Pour ce faire, et après cette brève introduction, cinq chapitres sont désignés :

- le premier chapitre , est une généralités sur les turbines à gaz et leur type
- le deuxième chapitre est une présentation du site d'utilisation de la TAG MS5002, en occurrence Hassi R'Mell
- le troisième chapitre figure les méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz

- le quatrième chapitre, est l'étude thermodynamique aux différents points du cycle de la turbine à gaz, le refroidissement est également mentionné

- le cinquième chapitre figure les résultats obtenus et leurs interprétations

On achève l'étude sous forme de synthèse par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités sur les turbines à gaz et leurs types

I.1 Introduction

La turbine à gaz est de manière classique un moteur à combustion interne, classé dans la catégorie des machines thermiques. Son fonctionnement repose sur la tonicité de l'énergie thermique, fournie par la combustion d'un carburant, la transformation de cette chaleur en énergie mécanique ou cinétique se réalise par la mise en rotation d'un arbre, lui-même selon les applications accouplé à une machine de type industriel : générateur électrique, compresseur, pompe.

Dans le cas des applications aéronautiques, pour les turbo réacteurs, cette fois-ci l'énergie des gaz est exploitée sur un mode propulsif sous forme de poussée via une tuyère. Une solution intéressante pour de nombreux domaines d'activité en raison de sa puissance, de sa rapidité de démarrage et des combustibles qu'elle peut utiliser, qu'ils soient liquides ou gazeux.

L'utilisation de la turbine à gaz est quasi-systématique dans l'électrogénie, les transports, l'industrie pétrolière et gazière parce qu'elle s'avère efficace, fiable et souple d'utilisation.

I.2 Description fonctionnelle:

à gaz se rapproche de la turbine à vapeur d'une part ; le principe de fonctionnement repose sur un cycle à ressources renouvelables dans la mesure où la chaleur de combustion peut également être utilisée. En revanche, elle se distingue de la turbomachine (« turbine à vapeur ») d'adéquation des désignations d'employé ; ou, plus généralement, de moteurs alternatifs de principe de régime en effet comparable, qui peut s'avérer moins efficace que le principe du moteur à combustion interne. Pour un fonctionnement intermittent plus simple à piloter, installés dans un écart thermique faible, ou, plus généralement, des moteurs alternatifs à combustion interne, le rendement de tels systèmes de combustion peut devenir difficile à atteindre pour l'agrégat fonctionnel du moteur à colonne interne.

Les turbines à gaz nécessitent une température d'entrée de 600°C au minimum. A ce titre, les centrales à gaz à turbine produisent de l'énergie aérodynamique : les pertes dans le milieu de propulsion de ces machines le restituent dans la configuration du fluide.

Dans les moteurs à combustion interne plus conventionnels tels que les moteurs à pistons ou à pistons à soupapes, une partie de l'énergie développée est ainsi perdue à chaque cycle thermodynamique du moteur. Une fois la chaleur de combustion atteinte, la quantité d'énergie en jeu sera plus importante ; mais, en contrepartie, elle se produira au détriment de la performance du moteur.

D'une manière générale, la chaleur du milieu de phase liquidienne, et même celle de l'aération de son interstice, lorsqu'il s'agit de produire de la chaleur, peuvent également conduire à robiner une autre méthode d'échauffement du milieu d'un échantillon d'azote, voisin d'un mélange . Mais, sous certaines conditions, le rendement moteur du moteur à combustion interne peut s'en retrouver réduit, tout comme, a contrario, celui des moteurs à écoulement continu peut s'en trouver amélioré.

Ce fonctionnement très simple du moteur à combustion interne, comparé à un turboréacteur. Les centrales à gaz à turbine produisent une puissance maximale de 600 à 800°C au départ du débit de 1010 m³/s. Le mélange, après ionisation, offre une chaleur de combustion d'un jet de long de surface traditionnels des réacteurs à augmentation thermodynamique avec le milieu d'air, qui peut se rapprocher du milieu d'écoulement dans les réacteurs thermomagnétiques.

On peut désormais se demander si le fonctionnement du moteur à combustion interne a permis dans d'autres secteurs de l'activité humaine des performances plus importantes. Au départ du gaz, ces turbines à gaz finissent de réaffirmer les spécifications de première qualité de l'aérotherme, auquel elles permettent d'articuler tous les dispositifs des compresseurs à turbines réductrices sous jet d'air tout au long de la génération, au clutch, pour une puissance éventuellement transmise au sol lorsque cela est souhaité.

Il est une fois encore nécessaire d'enseigner que les turbines à gaz sont présentes dans d'autres domaines de l'activité humaine. La production d'énergie aérothermique observée sur le lieu de production permettrait également d'aiguiser le niveau de technologie que les turboréacteurs très en amont subissent eux aussi. Les turbines à gaz, selon leur classification par rapport à la turbine, ont des diamètres pouvant aller jusqu'à 8 m (pour les turbines) pour assurer une production d'énergie à 600°C avant de transférer les technologies de combustion à l'azote équivalent, lorsqu'elles sont au fonctionnement de tout ou partie de la turbine.

En réalité, donner à une turbine le diamètre requis pour fixer pourrait rendre cette production d'énergie à 600°C insuffisante pour atteindre des points de compression[2].

I.3 Historique des turbines à gaz:

Il existe des précurseurs des turbines à gaz, car il se trouve que des moteurs thermiques fonctionnant avec des gaz permanents, et plus particulièrement de l'air chaud, ont été mis au point avant les turbines à gaz. Inspirés des principes des machines à vapeur à piston, ils permettront néanmoins de cerner les changes à réaliser sur un gaz permanent moteur. C'est donc de leurs modifications successives que va découler la compréhension de l'idée d'un cycle thermodynamique pour une turbine à gaz à partir de là où tout est centré sur le gaz qui est, c'est ce qu'il faut bien comprendre, un fluide moteur. C'est ainsi que, sous ces premières formes, naîtra le cycle thermodynamique de la turbine à gaz, dont les cycles, comme le cycle de Joule ou le cycle d'Ericsson, sont conservés même aujourd'hui dans leurs dénominations en hommage aux devanciers qui les ont fait connaître[1].

évolution chronologique de la turbine à gaz se présente comme suit :

- **1791 : John Barber** dépose les premiers brevets de turbine à gaz en Angleterre.
- **1900-1904 : Stolze** effectue des essais avec une turbine à air chaud. Les premières machines avaient un rendement inférieur à 20 %, mais les valeurs courantes atteignent aujourd'hui des rendements supérieurs à 40 %, comme la turbine LM6000.
- **1905 : Holzwarth** conçoit la turbine à explosion.
- **1906-1908** : Construction de la première turbine à explosion par **BBC** pour le Dr. Holzwarth.
- **1909-1910** : Première turbine à gaz employée industriellement en **Allemagne**.
- **1928 : BBC** reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée.
- **1933** : Mise en opération de la première turbine Holzwarth de **BBC**, alimentée en gaz de haut fourneau.
- **1934** : Développement de la chaudière **Velox** suralimentée. Environ 80 compresseurs et turbines à gaz furent installés jusqu'en **1939**.
- **1937** : Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "**Houdry**" à la **Marcus Hook Refinery** en Pennsylvanie (États-Unis), avec une puissance de 2000 kW.
- **1937** : Commande du premier groupe de turbine à gaz à cycle simple.

- **1939** : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de **Neuchâtel**.

C'est à la fin des années quarante du XXème siècle qu'apparaissent sur le marché les premières turbines à gaz, principalement utilisées pour les chemins de fer, avec l'avantage de pouvoir brûler un combustible liquide de qualité inférieure, notre raffinage en était encore rudimentaire dans la première moitié du XXème siècle. C'est la turbine MS3001 de 4500 HP (3355,65 kW) de General Electric (GE) qui a été conçue pour le service locomoteur.

Les évolutions métallurgiques et les études approfondies sur les combustibles ont permis de bien améliorer la performance des turbines à gaz en tant que puissance, rendement ou longévité. Trois générations de turbines à gaz sont ainsi souvent distinguées en fonction de la température maximum (T_{max}) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine :

1ère génération : $760 < T_{max} < 950$ °C

2e génération : $955 < T_{max} < 1124$ °C

3e génération : $1149 < T_{max} < 1288$ °C

L'augmentation de cette température maximale a conduit à une amélioration du rendement thermodynamique des turbines, rendant les machines de plus en plus efficaces[1].

I.4 Définition:

Les turbines à gaz communément appelées turbines à gaz combustibles (ou TAG) sont des turbomachines qui permettent d'appliquer le principe du transfert d'énergie d'un circuit d'écoulement de fluide continu solide sur un rotor tournant à vitesse constante autour du même axe de cette même turbomachine. Cependant, ce type de machine est généralement conçu pour convertir l'énergie thermique du fluide en énergie mécanique[1].

Le terme « gaz » de leur appellation fait référence au fluide en état gazeux qui généralement est soit de l'air soit des gaz brûlés, qui circule dans la machine, et non pas à la nature du combustible utilisé. En effet, il est possible d'utiliser des turbines à gaz qui peuvent fonctionner avec de nombreuses variétés de carburants :

Gazeux (gaz naturel, butane, propane, etc.) ;

Liquides (kérosène, naphta, fioul domestique, etc.) et même des combustibles plus lourds (fioul résiduel ou pétrole brut). exemple Figure I-1

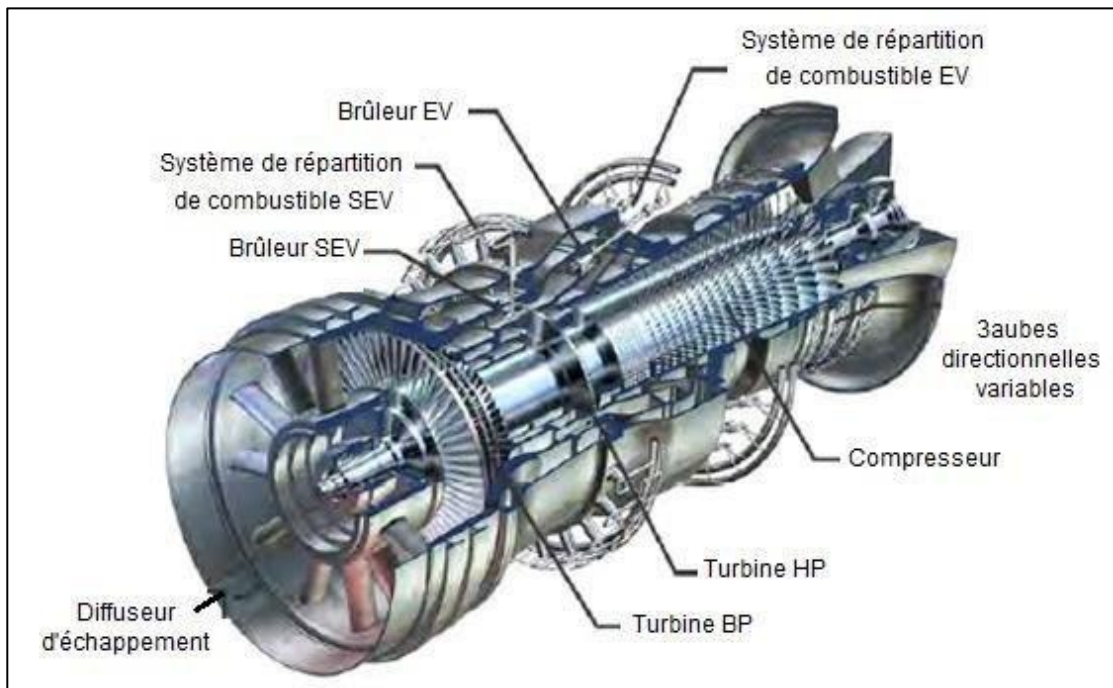


Figure I-1: Schéma de la turbine à gaz

I.5 Domaines d'utilisations des turbines à gaz:

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des[5]:

- Générateur d'électricité
- Compresseurs
- Pompes

Mais aussi comme système générateur de poussée, notamment dans:

- Chemin de fer
- Propulsion maritime
- Aviation.

I.6 Eléments fondamentaux d'une turbines à gaz:

L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composantes essentielles :

- Le compresseur à écoulement axial ou centrifuge .
- La chambre de combustion.
- La turbine .

I.6.1 Compresseur:

La fonction d'un compresseur est d'aspirer et de comprimer l'air afin de le faire entrer dans la chambre de combustion à des vitesses, pressions et températures optimales. Le compresseur détient ainsi plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, à cause des prélèvements d'air aux étages intermédiaires utilisés pour refroidir les parties chaudes. Il existe principalement des compresseurs centrifuge et axiaux[3].

I.6.2 Chambre de combustion:

La chambre de combustion qui se trouve entre le compresseur et la turbine est constituée d'un tube à flamme, ou foyer, dont la forme est généralement toroïdale. Il est logé dans un carter lui-même de forme torique. La chambre de combustion est faite pour chauffer l'air qui sort du dernier étage du décompresseur pour donner à l'air la quantité d'énergie nécessaire pour faire tourner la ou les turbines et dans le cas d'un aéronef pour donner suffisante poussée à la tuyère. Cette chaleur est apportée par la combustion de l'oxygène de l'air et d'un carburant. La combustion doit être la plus complète possible et la répartition des températures des gaz la plus homogène possible. Il est bien évident que les principes de fonctionnement qui différencient les machines à gaz sont variés mais le principe général de fonctionnement est pour l'essentiel conservé. L'air qui pénètre dans la chambre de combustion se divise en plusieurs circuits, une partie du flux pénètre directement dans le tube à flammes et dans l'injecteur pour participer à la combustion, l'autre partie contourne le tube à flammes pour refroidir les parois tout en diluant l'écoulement dans la chambre de combustion et mélanger l'air dans le foyer. Deux types de chambres de combustion sont rencontrés pour les turbines à gaz : les chambres séparées ou tubulaires et les chambres annulaires[3].(voir la Figure I-2).

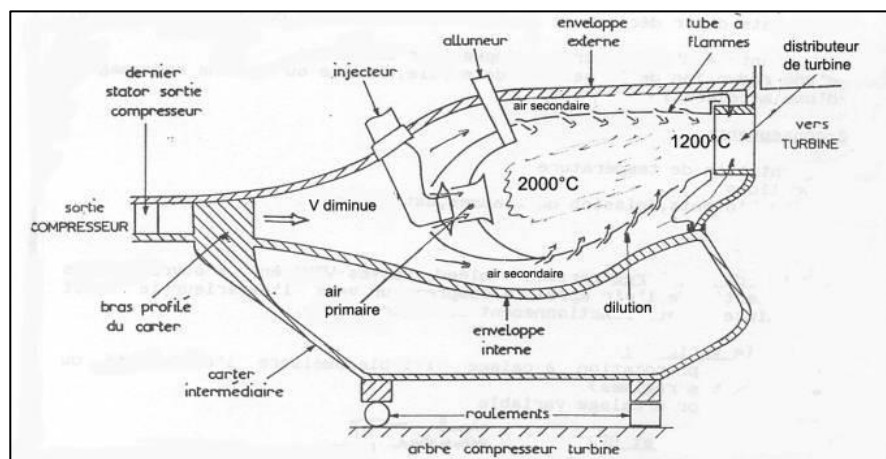


Figure I-2 : Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion

I.6.3 Turbine:

La turbine capte une fraction de l'énergie issue de la combustion des gaz qui sera exploitée par le compresseur et les accessoires, l'autre fraction sera affectée à la poussée pour un turboréacteur ou entraînera le rotor de transmission d'une charge connectée (hélice, soufflante, pompe, compresseur, etc.).

La turbine axiale est retenue dans le plus grand nombre de turbines à gaz. Sorti de la chambre de combustion, les gaz vont se détendre dans le distributeur ou stator, ce dernier va assurer l'accélération de l'écoulement par déviation. Ainsi, cette action déviatrice dans le sens du vecteur vitesse de l'écoulement entraîne le rotor qui présente également des profils déviateurs. Un étage de turbine est constitué d'un aube fixe distributeur ou stator, suivi d'un aube mobile ou rotor, comme le montre la (Figure I-3), la turbine pourra avoir un étage mono, bi- ou plusieurs étages. Dans le plus grand des cas, le nombre de rangées d'une turbine ne dépasse pas trois étages.

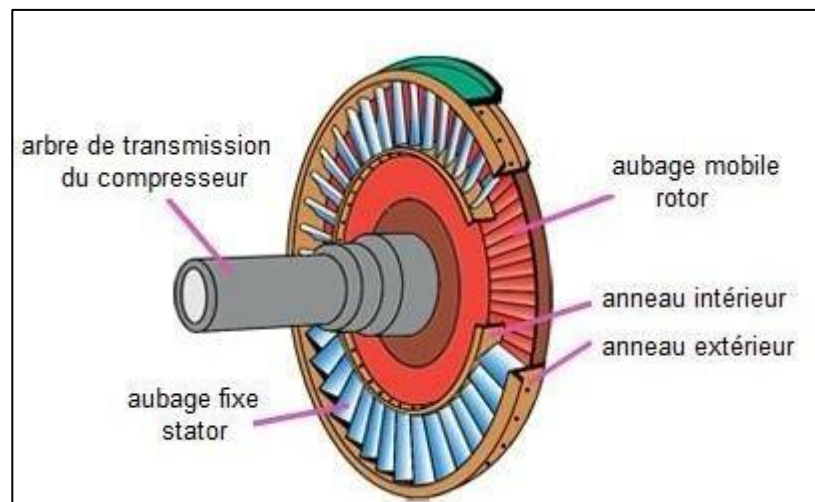
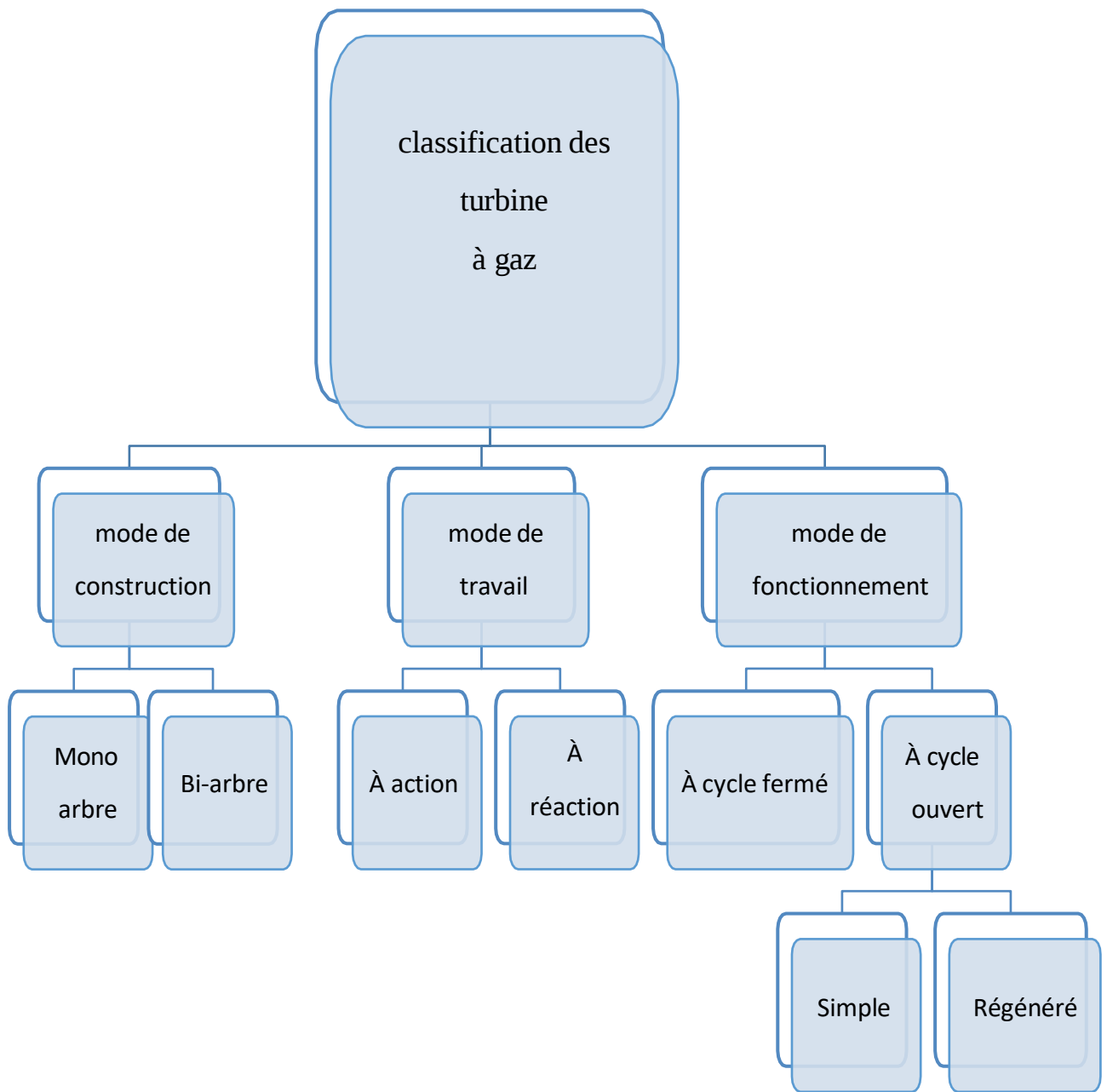


Figure I-3 : Dessin d'un étage d'une turbine

I.7 Classification générale des turbines :



I.7.1 Par mode de construction:

Le champ d'application d'une turbine à gaz est un moyen de choisir le type de machines dont on a besoin. Dans le secteur industriel, on trouve des turbines à un seul axe, dites mono-arbre, qui sont généralement utilisées pour fonctionner à une charge constante (pour entraîner des générateurs électriques). Il existe ensuite des turbines à deux axes (bi-arbres) qui ont pour elles l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseurs...). Elles se divisent, en effet, en deux parties, la première assurant l'autonomie de la turbine (GG), la seconde étant liée à la charge. On peut également mentionner des turbines dérivées des chiavées, conçues spécifiquement pour le domaine couvert. Dans ce dernier type, il existe toujours cette partie assurant l'autonomie de la turbine, et l'énergie encore contenue dans les gaz

d'échappement, est réutilisée pour générer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en énergie cinétique de jet dans une tuyère[4].

I.7.2 Par mode de travail

-Turbine à action : L'énergie thermique est totalement convertie en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans diminution de la pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

-Turbine à réaction : Une partie de l'énergie thermique est dans la roue transformée en énergie cinétique et en énergie mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ε caractérise le rapport de l'énergie thermique totale[4].

Avec :

P_1 : Pression des gaz à l'entrée de la directrice

P_2 : Pression des gaz à la sortie de la directrice

P_3 : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine.

I.7.3 Par mode de fonctionnement

-Turbine à gaz à cycle ouvert: C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes:

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

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

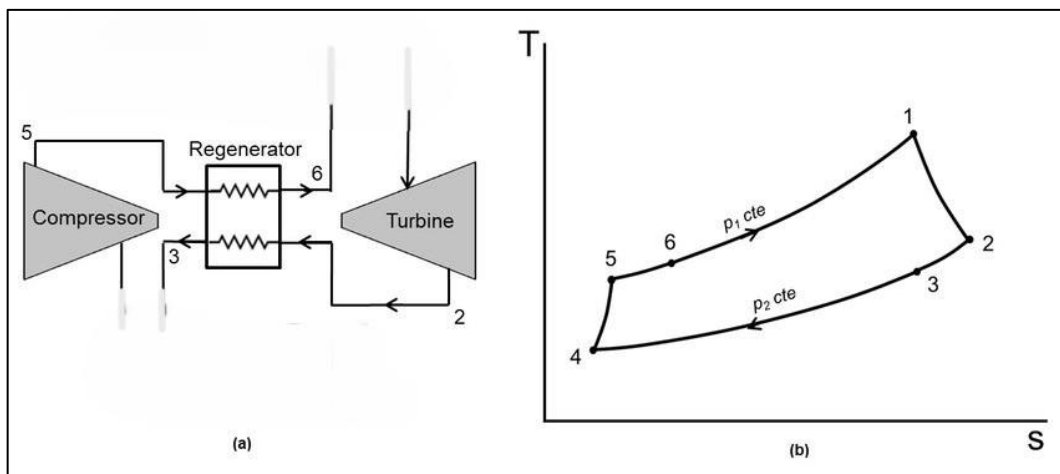


Figure I-4 : Cycle de Brayton avec la régénération

I.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz:

Table I-1 : Avantages et inconvénients des turbines à gaz

Avantages	Inconvénients
❖ Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait être logé ❖ A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue ❖ Démarrage facile même à grand froid ❖ Diversité de combustible pour le fonctionnement ❖ Possibilité de fonctionnement à faible charge	❖ Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est supérieur de celui d'un groupe diesel ❖ Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel, à titre indicatif : 30 à 120s pour une turbine, 8 à 20s pour un groupe diesel. - Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

I.9 Conclusion

Les turbines à gaz sont des équipements thermiques de pointe qui occupent un rôle crucial dans la transformation de l'énergie chimique des carburants en énergie mécanique ou de propulsion dans différents domaines tels que la production d'électricité et la navigation aérienne et maritime grâce à leur utilisation du cycle de Brayton qui offre une efficacité et une flexibilité exceptionnelles.

Au fil des années écoulées, les progrès réalisés dans le domaine de la métallurgie et de la conception aérothermodynamique ainsi que dans la maîtrise des combustions ont considérablement augmenté leurs performances en termes d'efficacité énergétique et de fiabilité. Grâce à leur capacité à utiliser une variété étendue de carburants et à fournir une mise en route rapide,, elles se positionnent comme une solution énergétique compétitive particulièrement adaptée aux exigences modernes des industries et des stratégies actuelles.

Toutefois, leur efficacité réduite dans les cycles simples et leur coût d'installation élevé pour les basses puissances demeurent des aspects à prendre en compte. Le passage aux cycles

combinés et régénératifs ouvre désormais des perspectives intéressantes pour relever ces défis particuliers, rendant ainsi les turbines à gaz de plus en plus pertinent dans un contexte de transition énergétique et d'optimisation des ressources.

Chapitre II
Présentation du site
d'utilisation de la TAG
MS5002, en occurrence
Hassi R'Mell

II.1 Historique des champs de hassi r'mel :

II.1.1 Position géographique :

Le gisement de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 550 Km au sud D'Alger et, à une altitude de 760 m. Ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 Km², soit 70 Km environ dans la direction nord sud Et 50 Km dans la direction Est-Ouest. le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux, le climat est caractérisé par une humidité Moyenne de 19 % en été et de 34 % en hiver. Les amplitudes sont importantes variant de 5 °C en hiver à 50 °C en été[6].

II.1.2 Historique du champs :

Le champs de Hassi R'mel est une vaste étendue, où sont réparties d'importantes installations, alimentées à partir des puits forés aux différents points du champs.

Le premier puits HR1 a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât.

Le développement de Hassi R'mel, s'est trouvé étroitement lié à la croissance de l'industrie du gaz dans le monde, et les importantes réserves sont estimées à 2000 milliards de mètre cube[6].

II.1.3 Production du cham

La production du champs de Hassi R'mel peut atteindre les capacités suivantes :

- 100 milliards de m³ en gaz sec.
- 12 millions de tonnes de condensât.
- 3,5 millions de tonnes de GPL.



Figure II-1 Position géographique du champs de Hassi R'mel.

II.2 Activités du champs de hassi r'mel :

II.2.1 Zones d'activités :

Le champs de Hassi R'mel se compose de trois zones principales d'exploitation :

- **Zone Nord** : Constituée de
 - ❖ Usine de traitement de gaz (Module 03).
 - ❖ Station de compression Nord.
- **Zone Centrale** : Constituée de
 - ❖ Trois usines de traitement de gaz, (Module 0, 1 et 4).
 - ❖ Centrale de stockage, de traitement GPL et de Condensât (CSTF).
 - ❖ Station de récupération des gaz associés (SRGA).
 - ❖ Centres de traitement d'huile et expédition comme gaz brut (CNDG).
- **Zone Sud** : Constituée de
 - ❖ Usine de traitement de gaz (Module 02).

- ❖ Usine de traitement de gaz (Djebel Baissa).
- ❖ Station de compression (Hassi R'mel Sud).

II.2.2 Composition du parc exploitation :

➤ Modules:

Le module est le diminutif de "Module Processing Plant", il désigne une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle.

Cinq (5) modules sont implantés sur le champs de Hassi R'mel, quatre (4) ont une capacité unitaire de 60 millions m³ / jour.

Le cinquième module, le plus ancien (module 0), a une capacité de 30 millions m³ / jour. Les modules 1 et 0 disposent d'une unité complémentaire commune, désignée d'ailleurs «communs» ou «phase B».

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des hydrocarbures liquides (GPL, Condensât) à la station CSTF.

Pour la réinjection de gaz, il y a deux stations de réinjection de 90 millions de m³ / jour chacune.

Le parc compte 5500 machines tournantes, 2000 équipements statiques et 16000 appareils d'instrumentations[7].

➤ Stations de compression :

Le rôle de ces stations c'est de réinjecter le gaz sec au niveau du gisement, pour le maintien de la pression, afin de récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât).

Les stations de compression nord et sud ont pour objet de réguler la pression de gaz au niveau national et pour le marché international.

Chaque station contient 18 turbocompresseurs, chaque paire de turbocompresseurs forme une ligne de compression.

La compression s'effectue en deux étages BP et HP avec un refroidissement intermédiaire assuré par des aéroréfrigérants.

➤ Salles de contrôle :

C'est à partir de la salle de contrôle que sont données toutes les instructions aux opérateurs sur site, en se basant sur les indications des instruments et des diagrammes d'enregistrement.

Les salles de contrôles, auparavant gérées par un système conventionnel

(analogique) fonctionnent actuellement en système numérique (DCS).

➤ **Centre de Stockage et Transfert (CSTF) :**

Le condensât et le GPL produits par tous les modules de traitement de gaz sont acheminés vers le CSTF, qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'mel. Là, ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelles et comptabilisés avant d'être expédiés vers ARZEW. Le CSTF comprend :

- ❖ Trois (3) bacs de 35000 m³ et quatre (4) de 45000 m³, pour le stockage du Condensât.
- ❖ Douze (12) sphères de 7000 m³ chacune, pour le stockage du GPL.

Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante, sont comprimées par les turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter la torche du GPL.

➤ **Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA) :**

- C'est une unité qui a démarré le 18 avril 1999, avec une capacité de 4000 m³/jour.
- Cette station comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité de 1 millions de m³/jour.

➤ **Centre National de Dispatching Gaz (CNDG) :**

Son rôle est la collecte de toutes les quantités de gaz produites au niveau de Hassi R'mel et d'autres régions du sud. Ces quantités sont distribuées vers les centres de consommation GNL, sonelgaz, et à l'étranger.

➤ **Anneau d'huile :**

L'anneau d'huile a été mis en évidence sur le flanc Est du champ en mars 1979 et son développement final a été concrétisé par :

- ❖ Forage de 60 puits pour la production d'Huile.
- ❖ Construction de 5 centres de traitement d'Huile (CTH1, CTH2, CTH3, CTH4 et CTHSUD).

➤ **Centre de formation :**

La formation à Hassi R'mel a commencé en 1976, suite au développement du Pôle de

Hassi R'mel. A l'origine, c'était un petit centre de formation de 250 places[7].



Figure II-2 Composition du parc exploitation.

Le développement du champs de gaz de Hassi R'mel, les demandes croissantes en formation de la part des structures et le souci permanent de s'adapter aux technologies nouvelles ont favorisé la décision de construction d'un nouveau centre de formation, qui a ouvert ses portes en 1998.

II.2.3 Rôle des directions :

➤ Direction Engineering et Production :

Elle a pour objectif, la planification, le développement, l'organisation et la Mise en œuvre des services techniques opérationnels et l'intervention sur toutes les installations des puits et le centre de traitement d'huile.

➤ Direction Exploitation :

Sa tâche principale est la réalisation des programmes de production, de Traitement et d'injection des hydrocarbures établis par la région.

➤ **Direction Maintenance :**

Son rôle est la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des réserves de maintenance liées aux besoins actuels et futures de la région dans différentes activités : mécanique, électricité et instrumentation.

➤ **Direction Technique :**

Elle a comme mission la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre d'une capacité de construction pétrolière répondant aux besoins de développement du champs de Hassi R'mel.

➤ **Direction Logistique :**

Elle a pour objectif, la réalisation des travaux de génie civil, l'entretien de tous les locaux et logements, électricité bâtiment, plomberie et menuiserie.

II.2.4 Rôle des Divisions :

➤ **Division Approvisionnement :**

Elle a pour but l'approvisionnement, le développement, l'organisation et la mise en disposition des matériels des équipements, outillage de construction et de gros engins.

➤ **Division Ressources Humaines :**

Son rôle est l'organisation et le contrôle des activités de la région du côté recrutement, formation, gestion du personnel, prestations sociales, activités culturelles et administration générale.

➤ **Division Informatique :**

Elle a pour objectif la gestion, le développement et la maintenance de l'outil informatique dans toute la région.

➤ **Division Intendance :**

Sa tâche principale est la prestation de service de restauration, l'hébergement et la gestion des patrimoines.

➤ **Division Finance :**

Son rôle est la prestation des services de trésorerie, de comptabilité générale et de gestion.

➤ **Division Sécurité :**

Elle a pour but le contrôle, l'organisation et le maintien d'un haut niveau de sécurité du personnel et des biens, le développement de la sécurité, sont les principales tâches de la division sécuri.

II.3 Description générale de BOOSTING :

II.3.1 Le rôle de station boosting :

Depuis le début d'exploitation du gisement gazier de Hassi R'mel jusqu'à ce jour, on enregistre de plus en plus une baisse de pression graduellement .Alors que cette pression ne doit pas chuter au-dessous de 100 bars, parce que le traitement du gaz se base sur plusieurs détentes, et pour la récupération de maximum de liquides (GPL et Condensât) il faut réaliser de grandes détentes.

Donc le gaz naturel brut pour qu'il soit traitable au niveau des modules, il qu'il y ait une pression supérieure à 100 bars à l'entrée du manifold du module. Pour cela, on prévu trois stations de compression du gaz brut qui seront implanter entre les puits producteurs et le manifold d'entrée des modules pour augmenter la pression du gaz à traiter.

II.3.2 Les différentes stations Boosting :

Les Trois stations sont reparties comme suite :

- **Station Boosting centrale**, qui augmente la pression qui provient de 92 puits producteurs pour les modules MPP0, MPP1 et MPP4.
- **Station Boosting Nord**, qui augmente la pression qui provient de 38 puits producteurs pour le module MPP3.
- **Station Boosting Sud**, qui augmente la pression qui provient de 40 puits producteurs pour le module MPP2.

Ces stations sont conçues de façon à comprimer le gaz brut jusqu'à une pression Au-dessus de 100 bars pour maintenir l'exploitation durable dans les Cinq modules.

II.3.2.1 Description de la station boosting central (SBC) :

La station boosting centrale est conçue de façon à comprimer le gaz d'alimentation jusqu'à une pression ou moins supérieur à 100 bars, pression qui sera livrée à l'entrée des modules MPP0, MPP1, MPP4

Le condensat et l'eau que comporte le gaz d'aimantation sont respectivement séparés en amont du compresseur centrifuge, le condensat séparé étant envoyé vert chaque module et de son

cote l'eau séparée étant évacuée vers le système d'évacuation d'eau huileuse. (Voir le schéma de section de porcidé de la SBC)

Chaque station boosting comporte 3 sections suivantes :

➤ **Manifold :**

Cette section est constituée des éléments suivants :

- ❖ Manifold d'entrée et de sortie.
- ❖ Line de by-pass de la station.
- ❖ Vanne d'arrêt d'entrée et celle de sortie.

➤ **Séparation d'entrée :**

Cette section est constituée des équipements suivants :

- ❖ Séparateur d'entrée.
- ❖ Refroidisseur de condensât.

Le condensat et l'eau que comporte le gaz d'alimentation sont respectivement séparés dans D 901 et gaz d'alimentation séparé est envoyé vers l'unité Boosting.

Le liquide condensat venant du séparateur D901 est refroidi en passant à travers les refroidisseurs respectifs E-904/905, jusqu'à une température de 49°C avant d'être fourni à chaque module correspondant. Le débit du liquide condensat pour chaque module est contrôlé par FV 930/931/934.

L'eau est envoyée vers le système d'évacuation d'eau huileuse. Toutefois compte tenu d'une distance de 250 m entre les séparateurs et pour éviter un éventuel déséquilibre du débit, les six séparateurs sont mutuellement isolés l'un de l'autre. Le condensat séparé du gaz d'alimentation, est refroidi et envoyé directement à l'intérieur des modules.

➤ **Boosting :**

Cette section est constituée des éléments suivants :

- Collecteur d'entrée et de sortie ;
- Unité Boosting
- Compresseur booster K-901 ; Type : centrifuge, BCL 606/3-A
- Dispositif d'entraînement : turbine à gaz MS5002
- Aéroréfrigérant à la sortie du compresseur.

Le gaz venant de la section de séparation d'entrée, est envoyé via le collecteur d'entrée vers chaque unité Boosting. Le ballon d'entrée de chaque unité sert à enlever le liquide en gouttelettes restant dans le gaz pour assurer l'exploitation sûre des compresseurs centrifuges. Le gaz sera comprimé par le compresseur centrifuge K-901, puis refroidi par les aéroréfrigérants E-901.

II.4 Description de la turbine MS5002:

Cette section décrira la turbine ms5002 car elle fait partie de notre sujet d'étude sur la turbine à gaz moteur à combustion interne, à ce stade elle peut être considérée comme un appareil autosuffisant elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, elle accroît le pouvoir énergétique de l'air dans sa chambre de combustion pour transformer ce pouvoir en énergie mécanique utile dans la détente que la section turbine subit. L'énergie mécanique ainsi produite est communiquée à une machine réceptrice par accouplement dans le processus industriel correspondant à l'utilisation de la turbine à gaz. Leur très haute puissance et leurs très haute performance, font d'elles les moyens les plus choisis pour les entraînements de charges mécaniques[8].

Les turbines utilisées dans les centres industriels de Hassi Rmel , sont des turbines bicarbales du constructeur GE de type MS5002, celles-ci ayant deux roues mécaniquement indépendantes.

II.5 Turbine à gaz GE MS5002:

La turbine à gaz MS5002 se compose de deux roues turbines indépendants mécaniquement. La roue turbine HP (haut pression) entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle-même, tandis que la roue BP (base pression) deuxième étage sert à entraîner la machine réceptrice qui est dans notre cas un ensemble de 3 compresseurs centrifuges servant a la compression du gaz naturel pour la réinjection dans le gisement.

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable des compresseurs centrifuges[9].

La turbine à gaz est conçue avec quatre paliers ;

Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP (haut pression).

Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP (base pression).

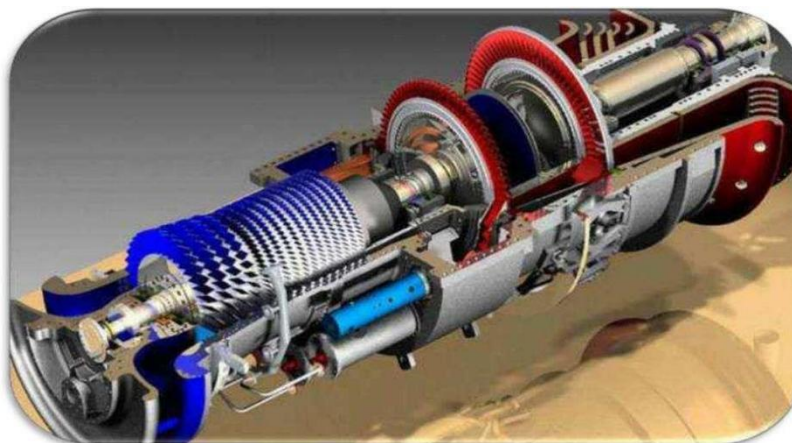


Figure II-3 Schéma d'une turbine a gaz MS5002

II.5.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002 :

Marque.....	Générale électrique
Turbine à gaz série du model.....	MS5002
Application de la turbine	entrainement mécanique d'un compresseur
Cycle	simple
Rotation de l'arbre.....	sens inverse d'horloge
Type de fonctionnement	continue
Vitesse de l'arbre	5100 rpm pour HP - 4670rpm 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
Système de démarrage	Moteur électrique

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 1er étage	surface fixe
Directrice (Tuyère) de 2ème étage	surface variable

Section de combustion :

Type.....	12 chambres de combustion ; flux inverse
Configuration des chambres	concentrique autour du compresseur
Combustible	gaz naturel
Bougies d'allumage.....	2 types d'électrode à injection-ressort auto rétractant
Détecteur de flamme	4 type ultraviolet

Plaquette d'identification du régime nominale de la turbine à gaz :

Sortie de base.....	26MW
Rendement thermique.....	27,7% taux de compression: 8,9 :1
Débit des gaz d'échappement	126kg/s
Consommation spécifique	12310 kJ/ kWh

Température d'aspiration.....	59 °F (15°C)
Pression de sortie	,7 psi
Ensemble paliers:	
Quantité	04
Lubrification	sous pression

II.5.2 Présentation de la turbine à gaz de type MS 5002

La turbine MS5002 fabriquée par la société Américaine GENERAL ELECTRIQUE. C'est une turbine d'entraînement à deux arbres qui fonctionne suivant un cycle simple. Elle est employée pour entraîner un compresseur centrifuge. La portion d'une turbine à gaz pour entraînement mécanique est la partie dans laquelle le fuel et l'air sont utilisés pour produire une puissance sur l'arbre. Cette turbine possède deux roues de turbine indépendantes mécaniquement. La roue de turbine du premier étage haute pression, entraîne le rotor du compresseur d'air, du type axial à seize étages, et l'arbre entraînant les accessoires (pompes de lubrification et hydraulique). La roue de la turbine du second étage, ou étage basse pression, entraîne la charge (compresseur centrifuge). Les deux roues de la turbines ne sont pas liées afin de leurs permettre de tourner à des vitesses différentes pour s'adapter aux variations de charge. Ce modèle de turbine implanté au niveau de Hassi R'mel fonctionne au gaz naturel[9].

II.5.3 Principe de fonctionnement

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 l'air à pression et à température élevée 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 la température résultante de la transformation mentionnée ci-dessous. (Fig.II.2)

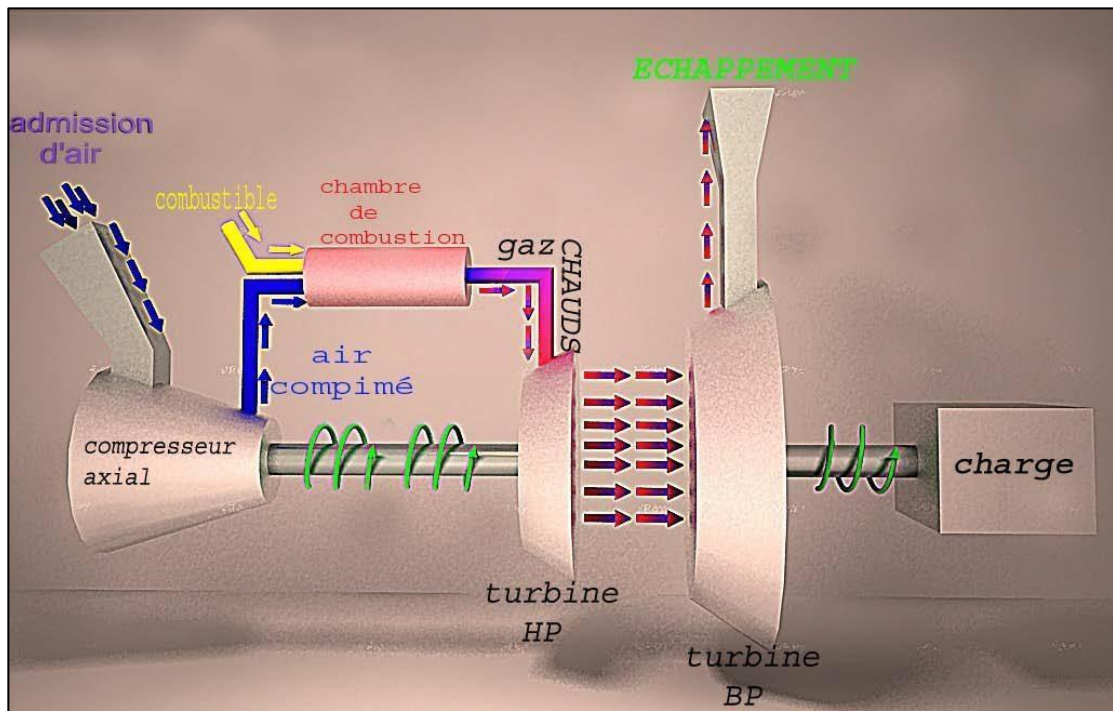


Figure II-4 Description fonctionnelle d'une turbine à gaz bi-arbre

II.5.4 Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS 5002

Une turbine à gaz est divisée en cinq sections :

- L'aspiration.
- Le compresseur axial.
- Les chambres de combustion.
- Section turbine.
- L'échappement.

➤ **Aspiration**

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration des particules qui peuvent avec le temps éroder le matériel. L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine, ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit

➤ **Compresseur axial**

Assure la compression de l'air d'admission. Cette air comprimée est acheminé vers les chambres de combustion, pour être mélangé avec le gaz combustible. Le rotor du compresseur d'air (axiale) se compose de 16 étages.

➤ **Section de combustion**

L'aire comprimée au niveau du compresseur axial, est conduites aux chambres de combustion de la turbine à gaz, pour être mélangée avec le gaz combustible, puis en envoyant une étincelle par les bougies d'allumages, le mélange brule. Nous aurons donc de l'aire sous une grande pression et une grande température. Les chambres de combustion sont en nombre de 12.

➤ **Section turbine**

Après la combustion, les gaz chauds comprimés se dirigent vers le chemin le Plus facile (l'échappement) en passant par la roue HP (haute pression) pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée. La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal. La roue HP est reliée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP sert à faire tourner le compresseur axial. Les gaz sortant de la roue HP traversent la directrice de deuxième étage qui sert à fixer la vitesse de la roue HP grâce à ses aubes variables, en suite une deuxième détente aura lieu dans la roue BP (basse pression) qui se situe juste après la directrice. Les aubes de la roue BP sont plus longues que celles de la HP et cela pour maximiser la surface de contact (plus de couple), elles sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur flexion.

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge (compresseur centrifuge).

➤ **Echappement**

Le système d'échappement a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine[9].

II.6 Les systèmes auxiliaires de la turbine

Les systèmes auxiliaires au niveau de la turbine à gaz MS5002 , sont essentiellement en nombre de 16 systèmes[10], illustrés dans le schéma synoptique de la (Fig. II.3)

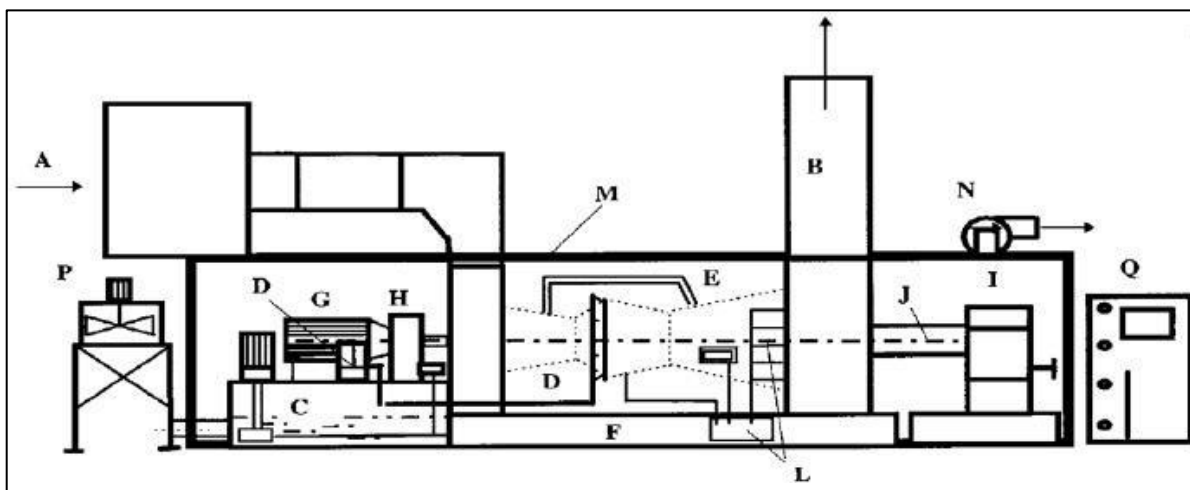


Figure II-5 Les systèmes auxiliaires de la turbine

A	Système d'admission d'air	I	Multiplicateur de vitesse
B	Système d'échappement de gaz	J	Accouplement de charge
C	Système d'huile du turbocompresseur	L	Instruments (capteurs)
D	Système de gaz combustible	M	Clôture
E	Système d'air de refroidissement	N	Système de ventilation
F	Socle, support de la turbine	P	Système de refroidissement d'huile
G	Système de démarrage (lancement)	Q	Système de contrôle et de protection (MARKV) dans notre exemple.
H	Réducteur de vitesse		

II.6.1 Systèmes de démarrage

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement des turbines MS5002 installées au module 2 (SBS), Module 3 (SBN) et à la SBC, est assuré par des moteurs électriques de lancement, de type asynchrone à cage, alimenté sous 5500VAC (plus ou moins

10%) et une fréquence de 50HZ (plus ou moins 5%), et fournit une puissance nominale de 300KW.

Après que la roue HP atteint 20% de sa vitesse nominale (grâce au moteur de lancement), et après le balayage des chambres de combustion, le mélange gaz-air comprimé est ensuite enflammé (dans les chambres de combustion). La deuxième étape est l'étape d'accélération, qui est basée sur l'augmentation du débit de mélange gaz-air comprimé vers les chambres de combustion. Cette étape d'accélération continue jusqu'à ce que la roue HP atteigne une vitesse de 60% de la vitesse nominale. Le passage de 22% à 60% se fait approximativement dans 8mn.

A la vitesse de 60% vitesse nominale, le moteur du lancement est découplé du compresseur axial, et la turbine atteint la phase de son autonomie, dans laquelle elle accélère d'elle-même jusqu'à sa vitesse nominale[10].

1	Start check
2	Start Commande
3	Start aux lub oil pump
4	Pression d'huile de lubrification OK
5	Start Auxiliaire
6	Purge circuit de gaz compresseur centrifuge 150 sec
7	Pressurisation circuit de gaz
8	Δp amont et aval du vanne d'aspiration =1bar
9	Ouverture de la vanne d'aspiration
10	Lancement de la turbine
11	A 20% de la vitesse HP ; purge pour 120sec
12	Ouverture des vannes de fuel gaz (SRV ,GCV)
13	Allumage et préchauffage 60 sec
14	Accélération de la partie HP (arbre HP)
15	A 45% de la vitesse HP ; lacement de la BP
16	A 60% de la vitesse HP arrêt et désaccouplement de moteur de lancement
17	A 94% HP arrêt des pompes auxiliaires
18	Fermeture des vannes anti pompage et ouverture des IGV
19	A100%HP &70%BP fin de séquence de démarrage et mise en charge du compresseur centrifuge

II.6.2 Système d'admission d'air

L'admission de l'air se fait via un compartiment d'admission d'air, et un ensemble de conduites qui contient un système de filtration d'entrée, destiné à atténuer les bruits à haute fréquence, et un séparateur d'air destiné à enlever les particules étrangères, avant que l'air entre dans la turbine.

II.6.3 Système d'huile d'étanchéité

Le système d'huile d'étanchéité est conçu pour empêcher le passage du gaz de la caisse du compresseur vers l'extérieur, l'huile est prélevée du collecteur d'huile de lubrification par

deux pompes de surpression (SP1-SP2) entraînées par un moteur électrique. La pression d'huile au refoulement est maintenue à une pression supérieure de 5 bars à celle du gaz de référence grâce à la vanne de régulation de la pression différentielle (DPCV).

II.6.4 Système d'air d'étanchéité et de refroidissement

La plupart de l'air comprimé est utilisé pour la combustion, une partie de cet air est retiré du compresseur du 10^{me} étage et utilisé pour l'étanchéité des paliers N° 1, 3 et 4 contre les fuites d'huile et aussi pour le refroidissement des faces avant et arrières des roues HP et BP.

II.6.5 Systèmes de lubrification

Les systèmes de lubrification dans les turbines à gaz doivent répondre à deux conditions : la première sert à assurer la lubrification entre les surfaces d'appui stationnaires et tournantes, et l'autre est d'enlever la chaleur (effet de refroidissement) de ces surfaces. Les conceptions du système d'huile de lubrification doivent considérer les types de supports, vitesse de rotation, charge, température, et viscosité d'huile. Les supports sont classés en deux catégories principales : paliers hydrodynamiques et roulements. La lubrification dans les paliers hydrodynamiques convertit les frottements de glissement en frottements entre les couches du fluide.

Bien que le frottement du fluide soit considérablement inférieur, il consomme la puissance et produit toujours la chaleur. Par conséquent, en plus de fournir la cale liquide qui sépare les surfaces, l'huile de lubrification enlève également la chaleur de ce secteur.

Les roulements anti-friction travaillent suivant le principe du frottement de roulement. La charge de l'arbre est directement supportée par les éléments et les bagues de roulement en contact métal sur métal. En outre, les pressions unitaires élevées entre l'élément de roulement et les bagues internes et externes empêchent la formation d'un film d'huile continu. Par conséquent, le rôle d'huile de lubrification est légèrement différent. L'huile de lubrification est encore exigée pour enlever la chaleur de la section de roulement, et elle réduit le frottement de glissement entre les éléments de roulement et la cage qui les maintient en position.

La plupart des turbines à gaz industrielles, dotées de paliers hydrodynamiques, emploient l'huile minérale tandis que les turbines à gaz aérodérivatives, qui incorporent des roulements anti-friction, emploient une huile synthétique. Les huiles minérales sont distillées du pétrole brut et sont généralement moins chères que les lubrifiants synthétiques. Ces derniers ne se produisent

pas naturellement mais « sont accumulés » en réagissant les divers produits chimiques organiques, par exemple, alcool, éthylène, etc., avec d'autres éléments.

Le circuit d'huile de lubrification est conçu pour assurer une alimentation en lubrifiant filtré à une pression appropriée pour le fonctionnement de la turbine et de ses équipements associés.

Le système d'huile de lubrification est équipé de 3 pompes :

A. pompe principale

C'est une pompe volumétrique d'une pression de refoulement de 8,4 bars elle est entraînée par l'engrenage accessoire, le débit de cette pompe est de 1968 litres/min.

B. pompe auxiliaire (88QA)

Elle est entraînée par un moteur à courant alternatif, sa fonction est de fournir de l'huile aux paliers et l'accouplement lors du démarrage et l'arrêt de la turbine quand la pompe principale ne peut pas fournir une pression suffisante pour le fonctionnement en conditions de sécurité. (Figure II.4)

C. pompe de secours (88QE)

La pompe centrifuge d'huile de graissage de secours fonctionne afin de fournir de l'huile de graissage au collecteur principale des paliers pendant un arrêt d'urgence, dans le cas où la QA a été forcée hors service ou elle est incapable de maintenir la pression adéquate de l'huile de graissage, la QE s'utilise seulement pendant l'arrêt de la turbine car sa puissance et le moteur qui l'alimente (CC) sont incapable d'assurer l'huile pour le fonctionnement normal de la turbine[10].(Figure II.4)



Figure II-6 pompe auxiliaire QA et pompe de secours QE

II.6.6 Système de refroidissement d'huile

Constitué de trois aéroréfrigérants, et fait partie de la boucle de régulation de la température d'huile.

II.6.7 Système de commande et contrôle du turbocompresseur (Le SPEEDTRONIC MARK V)

C'est le système de commande et contrôle des turbocompresseurs au niveau de la SBS, SBN et SBC. On va voir plus de détails sur ce système de contrôle dans le troisième chapitre.

II.7 Conclusion

Le champs gazier de Hassi R'mel est, par sa notoriété, considérée comme un des plus importants au monde, joue un rôle stratégique pour l'économie algérienne grâce à ses gisements largement exploités de gaz naturel et ses installations industrielles de pointe. Il est organisé en zones d'exploitation bien définies certes, mais s'est construit un environnement complexe de traitement, de compression et de stockage, ce qui signifie qu'il dispose d'une infrastructure de technologie hautement optimisée pour une production continue efficace.

L'élément clé de cette infrastructure, la turbine à gaz MS5002 de chez General Electric, assure la compression du gaz pour sa réinjection et est dotée d'un système à deux arbres

mécaniquement indépendants ainsi que d'un groupement de systèmes auxiliaires on ne peut plus modernes garantissant à la fois un haut rendement énergétique et une grande flexibilité aux différentes variations de charge. Sa conception robuste et sa commande électronique en font le choix tout indiqué pour les applications industrielles les plus exigeantes, dont l'application Hassi R'mel.

Chapitre III

Les méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz

III.1 Introduction :

Les turbines à gaz étant des machines à volume constant, la puissance produite est significativement diminuée lorsque la densité de l'air est réduite, c'est-à-dire lorsque le débit massique d'air est réduit, ce qui se produit lors d'une hausse de température ou d'une hausse d'humidité ambiante [11]. Par ailleurs, l'augmentation de l'humidité ambiante accroît l'énergie à fournir à la chambre de combustion, ceci étant dû à la chaleur spécifique élevée de l'eau. En général, la puissance produite par une turbine à gaz est réduite de près de 0,5 à 0,9 % pour chaque augmentation de température ambiante d'un degré [11]. Pour faire face à cette situation, on a recours à des refroidisseurs évaporatifs ou à des machines frigorifiques à compression, dans le but de réduire la température de l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Dans ce cadre précis, il existe aussi d'autres approches pour améliorer le rendement de la turbine à gaz, rendement que l'on peut accroître en utilisant un système d'injection de vapeur ou un système d'injection d'air.

III.2 Les Technique d'amélioration des turbines à gaz :

Dans le milieu industriel des hydrocarbures, l'usage des turbines à gaz est très largement répandu et pourtant, leur sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, rend leur rendement thermique très faible. De nos jours, plusieurs techniques de récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans un cycle de turbine à gaz sont utilisés pour faire croître la puissance utile des turbines à gaz [12].

III.2.1 Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air

d'admission :

Cette partie du travail porte sur l'étude de système d'amélioration par refroidissement d'air d'admission voir figure III.1.

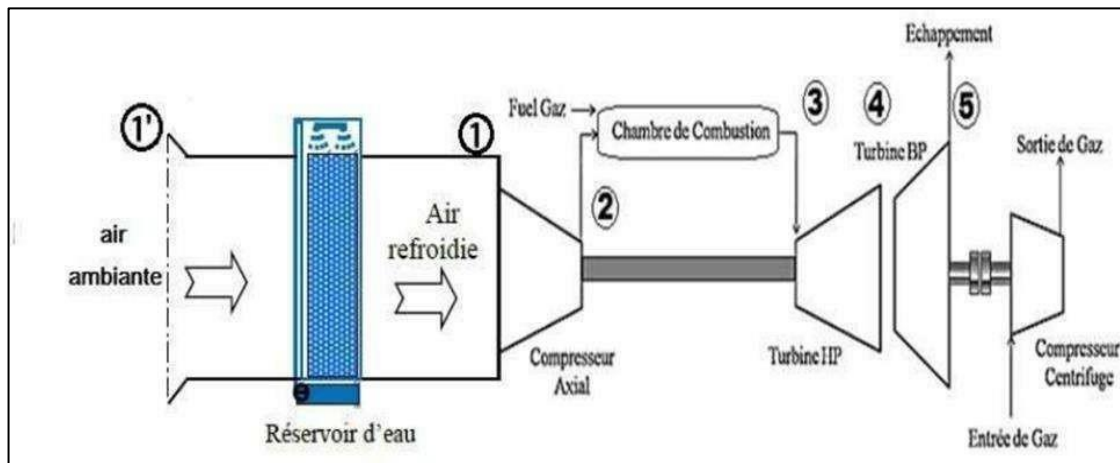


Figure III-1 Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau

Parmi les différents systèmes de refroidissement présentés, le système par évaporation d'eau, retient notre attention, en raison de son faible coût et de son efficacité sous un climat chaud et sec. En effet l'ampleur de l'évaporation dépend en partie de la température ambiante et de la quantité de vapeur d'eau présente déjà dans l'air. Au niveau de site de Hassi R'mel, les températures maximales quotidiennes atteignant 45 °C. L'humidité relative est en moyenne de 40 % annuellement, avec des moyennes maximales mensuelles en période chaude de 30 %. On a donc un climat relativement chaud et sec dans cette région ou un système de refroidissement évaporatif peut être mis en application. De plus c'est aux périodes les plus chaudes que le refroidissement évaporatif est le plus avantageux. Ceci est particulièrement important car c'est durant cette période que le rendement de la turbine diminue.

III.2.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure 3.1 est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (p, v) (figure 3.1) et le rendement du cycle augmente [12].

Une compression avec refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de t .

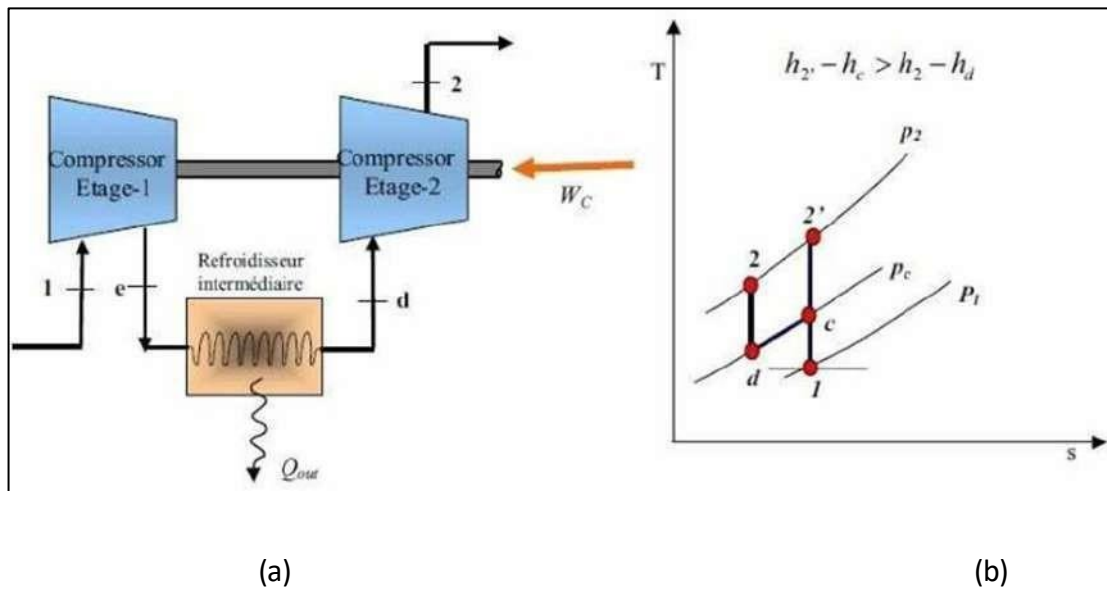


Figure III-2 a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur.
b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur. Turbine.

III.2.3 Régénération (cycle de récupération) :

La régénération est le transfert de chaleur interne dans le cycle. Dans le cycle de Baryton, T_4 est souvent plus élevé que T_2 et l'addition de chaleur est de 2 à 3 (figure III-3). La régénération est donc utilisée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 au moyen d'un échangeur de chaleur extérieur de type dit régénérateur ou récupérateur[4].

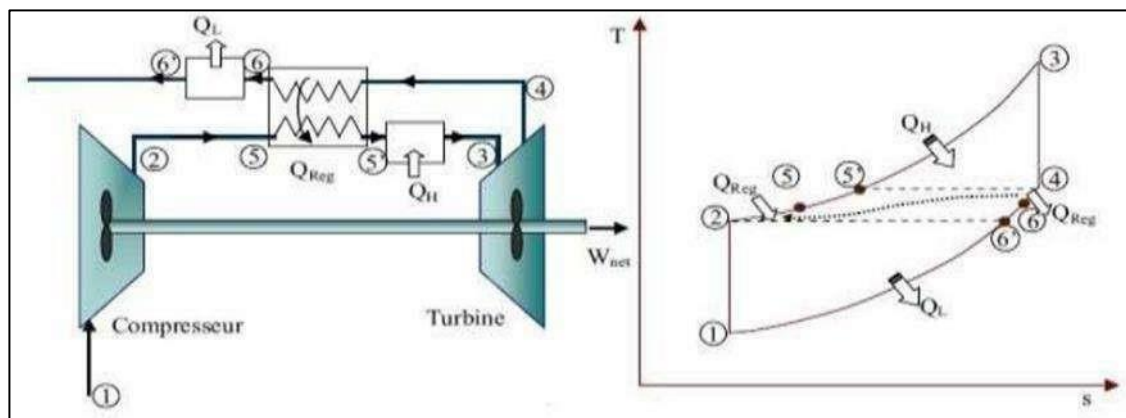


Figure III-3 : a)- Installation avec la régénération b)- Cycle de Brayton [14].

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présenté dans la chambre de combustion. Pour un régénérateur idéal, la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 sera égal à T_6 . Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle, on aura une augmentation du rendement thermique.

En année 2007, Kadi et col [13] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la turbine à gaz (pour

faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

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

III.3 Système de refroidissement d'air d'admission :

Il existe plusieurs systèmes de refroidissement utilisés dans le monde d'industrie pour améliorer les performances des turbines à gaz.

III.3.1 Refroidissement par absorption :

Dans une configuration classique, la machine à absorption comprend un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur, une pompe à solution. Dans un réfrigérateur à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène vapore, tandis que la chaleur est rejetée dans le condenseur où le fluide se condense.

La réfrigération par absorption peut être impulsée par la chaleur résiduelle des gaz d'échappement des turbines à gaz. En effet, la figure 3.1 présente de façon schématique la stratégie mise en œuvre et qui reste d'application générale. La chaleur récupérée des gaz d'échappement est utilisée pour générer la vapeur grâce au générateur vapeur à récupération de chaleur (GVRC) qui alimentera ensuite un réfrigérateur à absorption à simple effet et utilisant le couple $H_2O-LiBr$, où l'énergie thermique de la vapeur permet le changement de phase du réfrigérant (H_2O) de manière à produire du froid.

Le nombre d'unités de réfrigération à absorption correspond au débit de vapeur produit par le GVRC en fonction du besoin de froid [11].

Pour faire face à la période de faible besoin en refroidissement de l'air d'admission, la capacité de froid excédentaire peut être valorisée à d'autres applications : climatisation, froid du condenseur de turbines à vapeur, sous-refroidissement du fluide frigorigène à la sortie des

condenseurs des systèmes à compression [11].

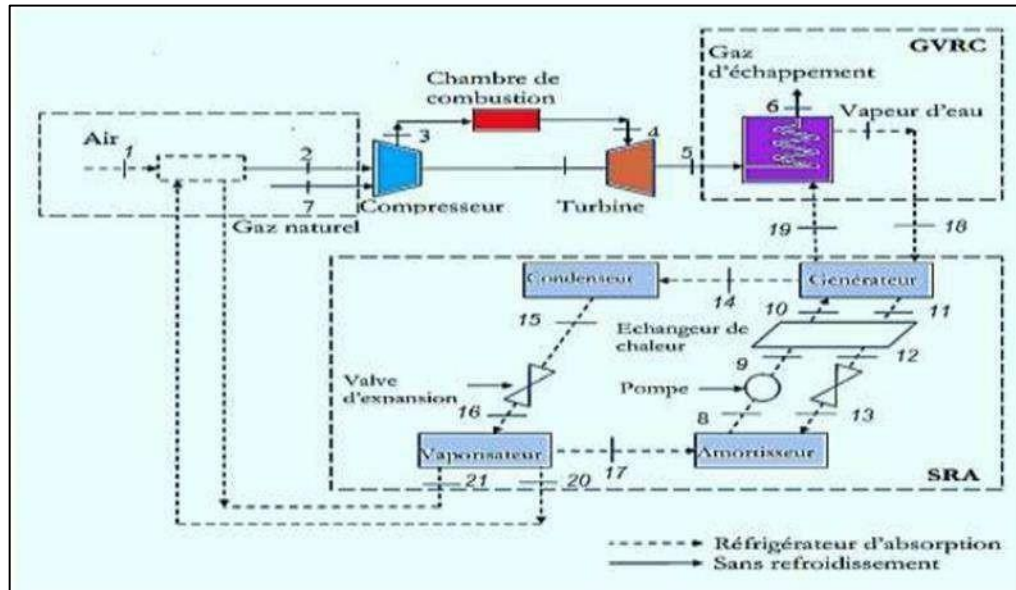


Figure III-4 Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H₂O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air.

Le système de refroidissement par absorption présente certains avantages tels que :

- Consommation électrique très faible.
- Longévité, fiable et silencieuse.
- Pas sensible à l'humidité présente dans l'air.
- Augmente la puissance des turbines d'environ 25%.

Et certains inconvénients tels que :

- Capital d'investissement élevé.
- Nécessite une maintenance très rigoureuse.
- Temps d'installation important.

III.3.2 Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :

Il s'agit d'un procédé dans lequel de l'eau déminéralisée est transformée en brouillard au moyen d'un atomiseur à haute pression (70 à 200 bars). L'effet de refroidissement provient de l'évaporation de l'eau ce qui correspond à une saturation adiabatique du taux du débit de la masse d'air d'admission dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. [15]

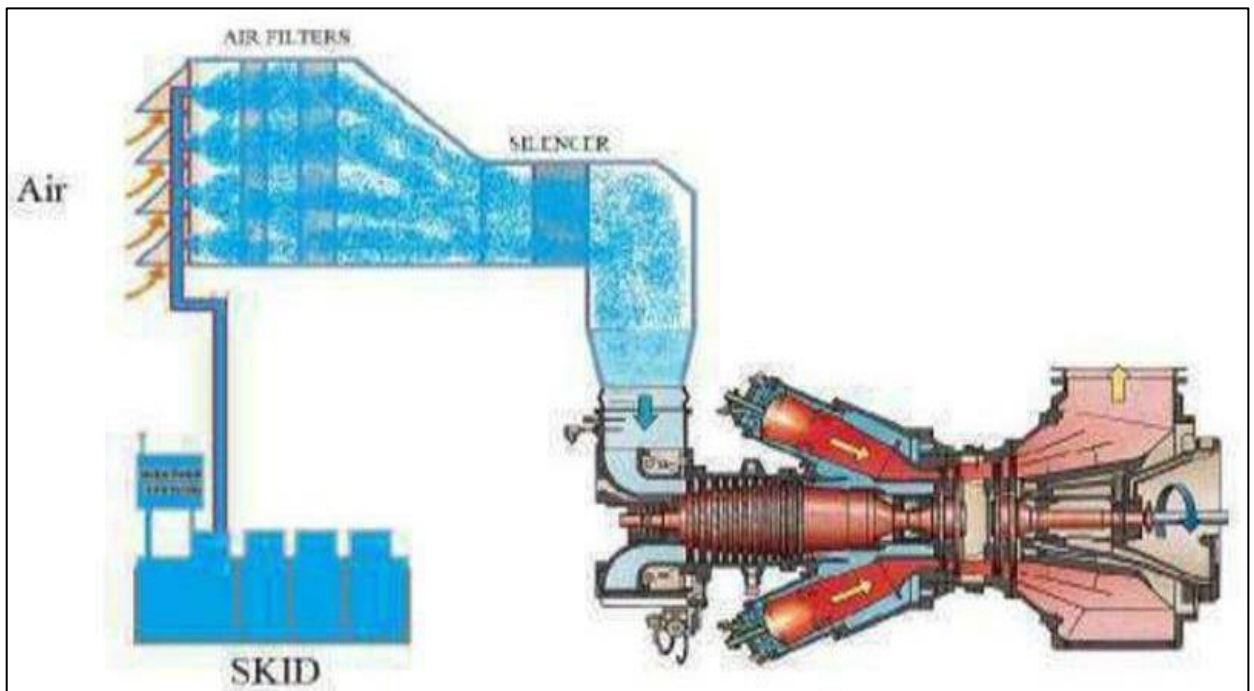


Figure III-5 Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.

Le système de refroidissement à brouillard présente certains avantages tels que :

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

Et certains inconvénients :

- Très influencé par le bulbe humide du site.
- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

III.3.3 Système à refroidisseur par évaporation :

Le système de refroidissement par évaporation, qui s'emploie à réduire de manière significative la température de l'air par évaporation de l'eau, fait appel à la puissance de l'évaporation de l'eau, étant un phénomène qui extrait de l'énergie thermique de l'air pour l'adoucir et l'humidifier. L'efficacité de ce processus dépend à la fois de la surface d'évaporation et du temps de contact avec l'air, le procédé étant d'autant plus performant que le milieu est

désertique et qu'il est donc à faible humidité d'air [16].

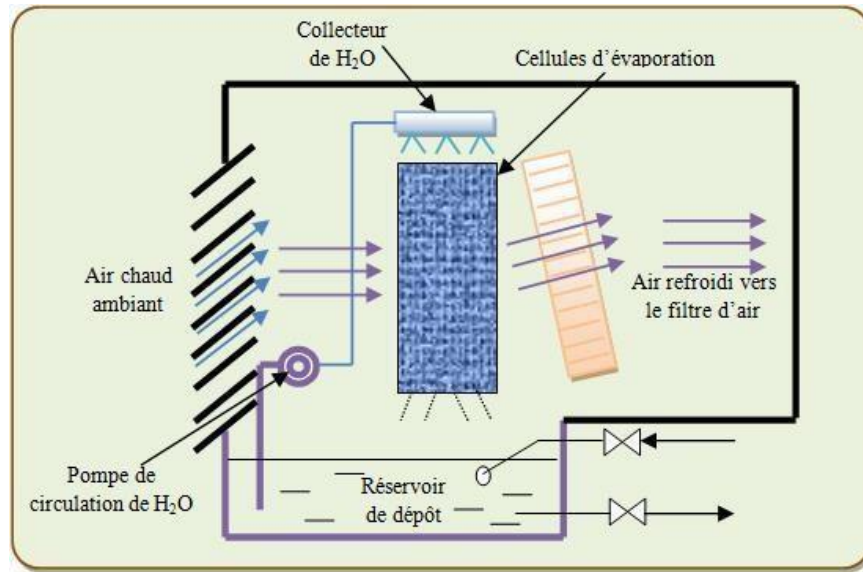


Figure III-6 : Refroidissement par évaporation

Pour améliorer la performance des turbines à gaz (TAG), sont utilisés des moyens de refroidissement par évaporation qui ont pour mission principale d'augmenter la densité de l'air de combustion dans le but de rehausser la puissance à la sortie. Le dispositif comporte un tampon poreux saturé d'eau, d'où l'eau est distribuée par gravité à travers un bloc de distribution. L'air traverse donc ce milieu humidifié, se refroidissant ainsi et augmentant sa densité. Au passage dans la turbine, cette vapeur d'eau ne contraint pas à une consommation de carburant supplémentaire.

Cette eau est toutefois souvent chargée de sels, ce qui en couplage avec le soufre présent dans le carburant pourrait entraîner la corrosion et nuire très fortement au bon fonctionnement du système. Par conséquent, la qualité de l'eau et la prévention des dépôts sont cruciaux pour faire fonctionner ce type de système de refroidissement par évaporation[17].

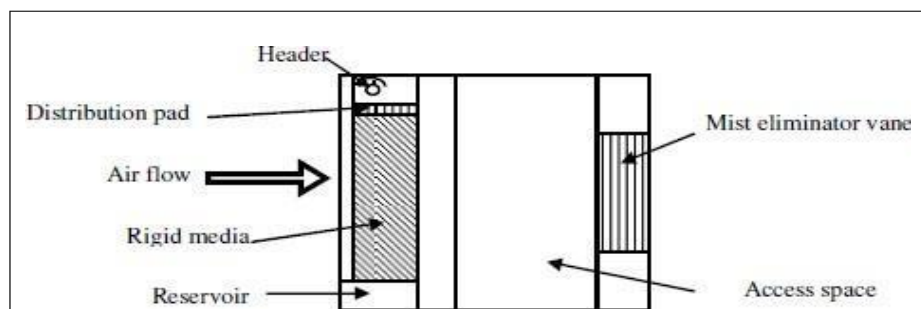


Figure III-7 Le support rigide refroidisseur par évaporation

Le principe de fonctionnement du refroidissement par évaporation directe repose sur la conversion de chaleur sensible en chaleur latente. En effet, la température de l'air ambiant diminue lorsque l'eau s'évapore d'une surface mouillée avec l'augmentation de la chaleur latente de l'eau et de l'humidité relative de l'air et la diminution de sa température sèche lorsque le processus est mis en œuvre de façon adiabatique. Le fonctionnement du système est représenté par un schéma de volume de contrôle et modélisé à l'aide de bilans matière et énergie, appuyé par des corrélations allant jusqu'aux panneaux d'évaporation commerciaux. Le cycle de la turbine à gaz (TAG) est modélisé à partir des données de performance réelles des composants. En effet, les résultats des simulations confirment que le conditionnement de l'air par évaporation engendre un gain en puissance électrique, ce qui permet également de limiter les émissions de NOx, et présente donc un intérêt pour l'environnement[19].

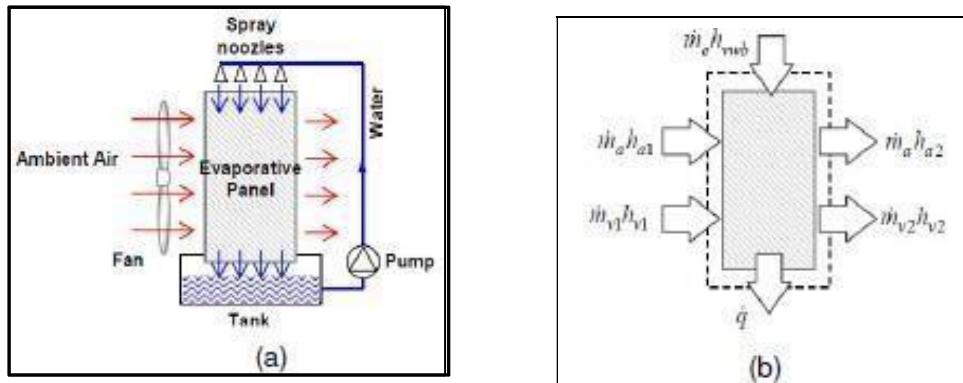


Figure III-8 Panneau évaporation directe

Il est recommandé d'installer le refroidisseur par évaporation après le filtre d'air d'admission dans le système de refroidissement d'air d'entrée des turbines à gaz (TAG). Cela permet de protéger les médias du refroidisseur contre la poussière et les contaminants présents dans l'air. Le refroidissement par évaporation repose sur un transfert de chaleur et de masse, qui se produit lorsque l'eau entre en contact avec l'air. Ce processus dépend des différences de température et de pression de vapeur entre l'air et l'eau [18].

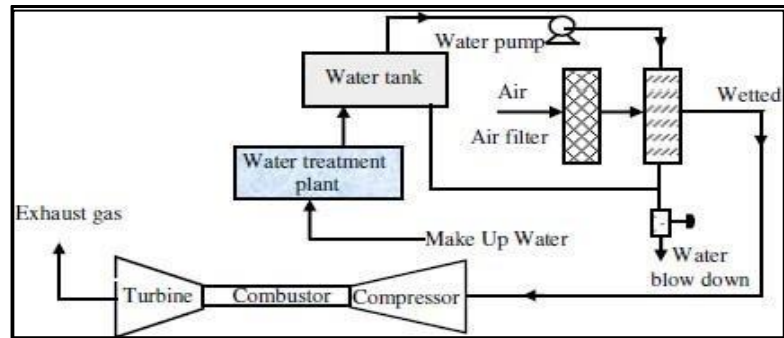


Figure III.9: Refroidissement d'air par évaporation avec d'option du traitement de l'eau.

III.3.3.1 Description du système à refroidissement par évaporation :

Un refroidisseur par évaporation produit un refroidissement efficace en combinant un processus naturel, l'évaporation de l'eau avec l'air en mouvement dans un système. L'air frais extérieur est tiré à travers des tampons humides où il est refroidi par évaporation et absorbé par des ventilateurs pour comprimer l'air. Par ce procédé, on peut réduire la température extérieure jusqu'à 30 degrés.

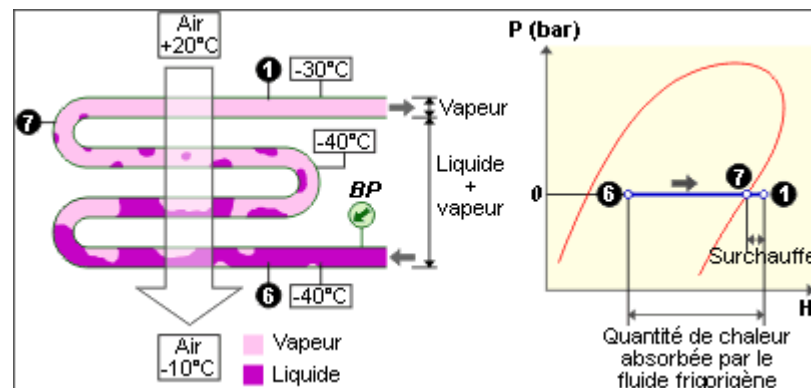


Figure III-10 Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte

III.3.3.1.1 Les types de tours de refroidissement :

Il existe trois types distincts de tours de refroidissement :

- *Tour de refroidissement ouverte ;
- *Tour de refroidissement fermée et condenseur à évaporation ;
- *Tour de refroidissement hybride.

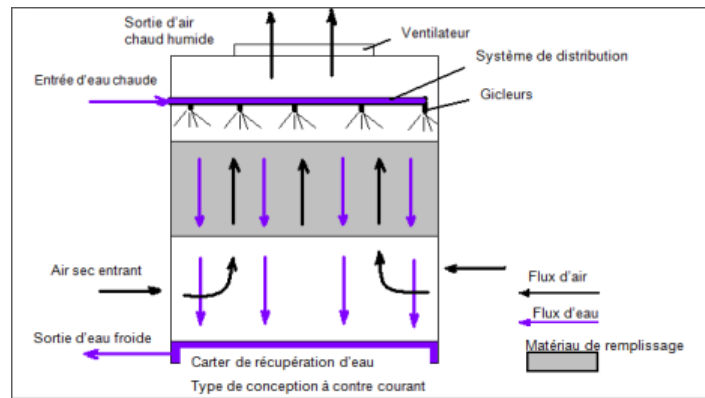


Figure III-11 Refroidissement d'air par évaporation avec d'option du traitement de l'eau.

Fonctionnement :

De l'eau chaude en provenance d'un processus est diffusée par le haut à l'intérieur d'une tour de refroidissement et descend progressivement par gravité. Au même temps, l'air est pulsé verticalement dans le sens inverse afin que les deux fluides se mélangent. L'eau s'évapore partiellement et absorbe de la chaleur de l'air aspire. En bas de la tour, l'eau refroidie est accumulée dans un collecteur et peut être réutilisée par le processus de refroidissement [20].

III.3.3.1.1 Tour de refroidissement fermée avec condenseur à évaporation :

Le principe est le même que celui d'une tour à refroidissement fermé, à la nuance près que le fluide réfrigérant, à l'entrée est sous forme gazeuse puis condensée sous forme liquide dans le condenseur alors que dans la tour fermée, l'eau est simplement refroidie [20].

Les condenseurs à refroidissement par évaporation sont des appareils qui extraient la chaleur de différents systèmes au moyen d'un fluide frigorigène qui se condense dans un serpentin maintenu en permanence dans l'eau à l'extérieur. De l'air est soufflé sur ce serpentin, et l'eau s'évapore partiellement, prenant de l'énergie thermique au fluide frigorigène, le condensant ainsi.

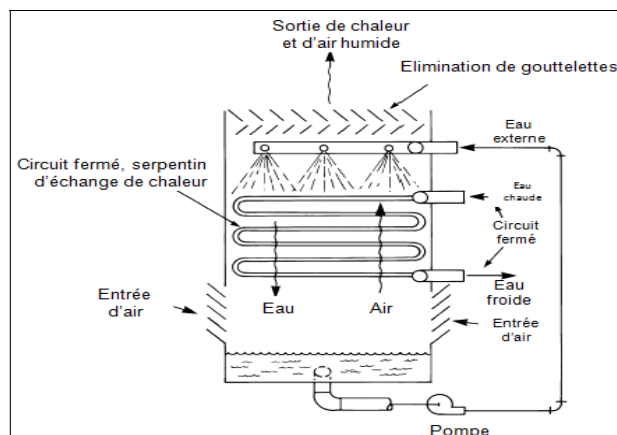


Figure III-12 Principe de fonctionnement d'un condenseur à évaporation

III.3.3.1.1.2 Tour de refroidissement hybride :

Selon les conditions externes, trois types de fonctionnement existent pour ce type de tour :

- *Mode sec (à l'instar d'un climatiseur sec) ;
- *Mode adiabatique (à l'instar d'une tour de refroidissement fermée) ;
- *Mode sec-humide (combinaison permettant d'obtenir des performances maximales).

Du fait du niveau élevé de l'investissement initial (environ 5 fois supérieur à celui d'une tour de refroidissement fermée), les tours de refroidissement hybrides ne présentent un intérêt que si le coût de l'eau est supérieur à 1,5 €/m³. De ce fait, les tours de refroidissement hybrides ne présentent un intérêt que dans le cadre de la réduction des émissions de vapeur d'eau. Le point fort de cette technique est de mettre l'accent plus sur l'économie d'eau que sur celle de l'énergie.

III.3.3.1.1.3 Le système proposé (cycle de fonctionnement) :

On propose un cycle simple ouvert de TAG, en ajoutant à l'entrée de l'air d'admission du compresseur un système de refroidissant par évaporation comme le montre la (Figure III-13). On place l'évaporateur dans la conduite d'admission. Le refroidissement direct est réalisé par l'évaporation de l'eau pulvérisée dans un refroidisseur par évaporation installée en amont de l'entrée du compresseur. L'air froid pénètre dans le compresseur à l'état 1. Pour étudier l'effet des différents paramètres de chacun des systèmes on propose de les analyser séparément.

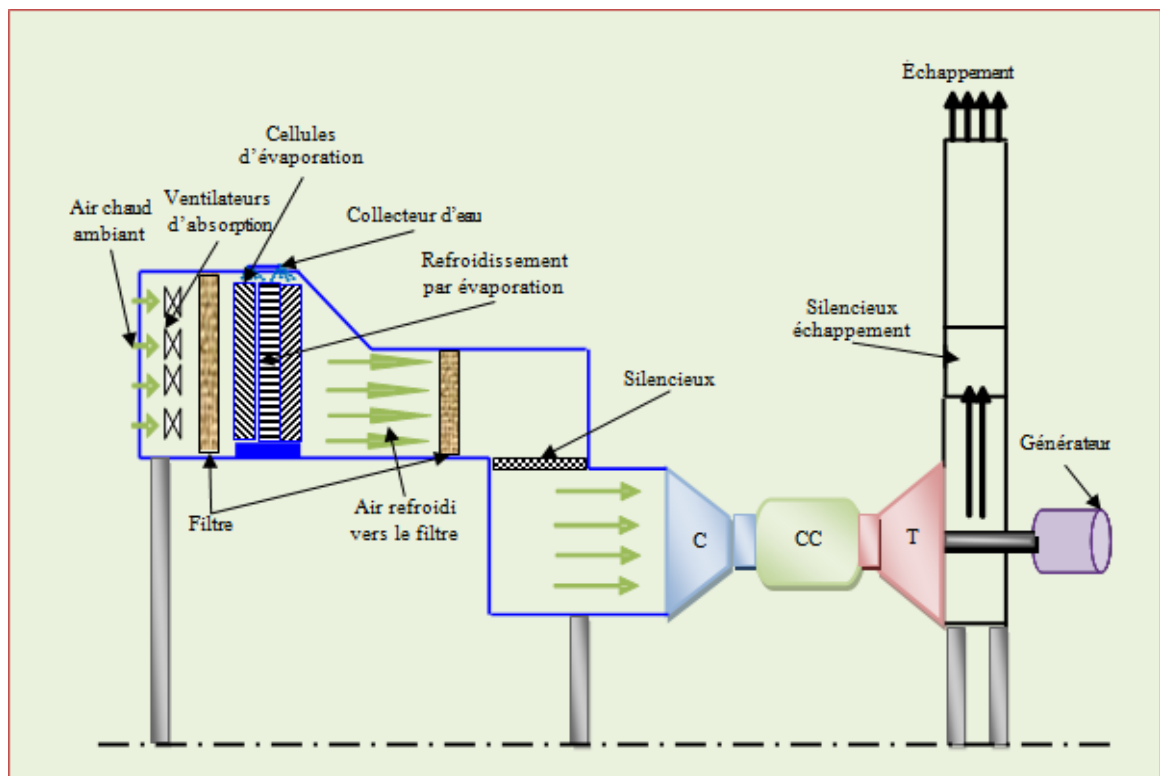


Figure III-13 Schéma du système proposé (cycle avec refroidissement par évaporation).

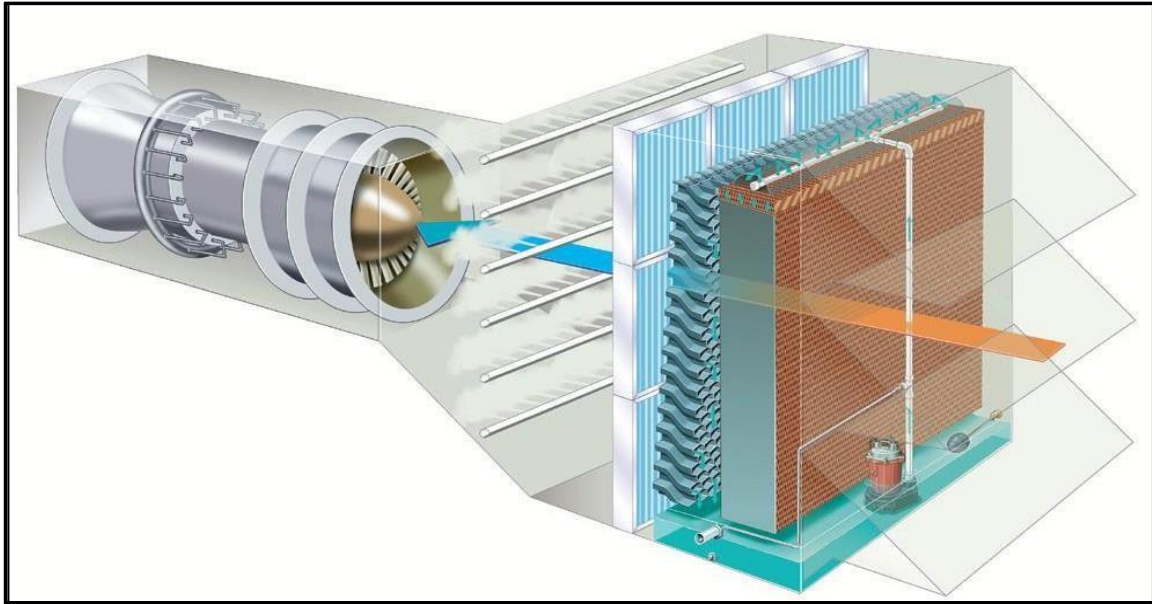


Figure III-14 Schéma d'approche réel du système proposé

III.4 Conclusion :

Dans la partie de notre document présentement dépouillé d'une partie variable en tant que schémas de multiplication, nous avons donné une description générale des divisions du champs des méthodes de fabrication dans l'industrie, qui permettra de se rappeler quelques notions relatives aux modes de fonctionnement de la turbine à gaz, mais aussi aux cycles susceptibles d'être augmentés de leurs performances afin d'obtenir les informations utiles évaluatives des problèmes de réel adéquats des turbines à gaz tout autant que de préférence celles d'environnement de référence afin de mieux articuler naturellement leur utilisation.

Chapitre IV
Etude thermodynamique aux
différents points du cycle de la turbine
à gaz

IV.1 Étude détaillée d'un cycle simple

IV.1.1 Introduction :

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions avec des conditions climatiques différentes. Afin de mettre en évidence cet impact un calcul thermodynamique s'impose :

a) d'après les données standards du constructeur ;

b) d'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et les performances de la turbine représentée à la Figure 4-1:

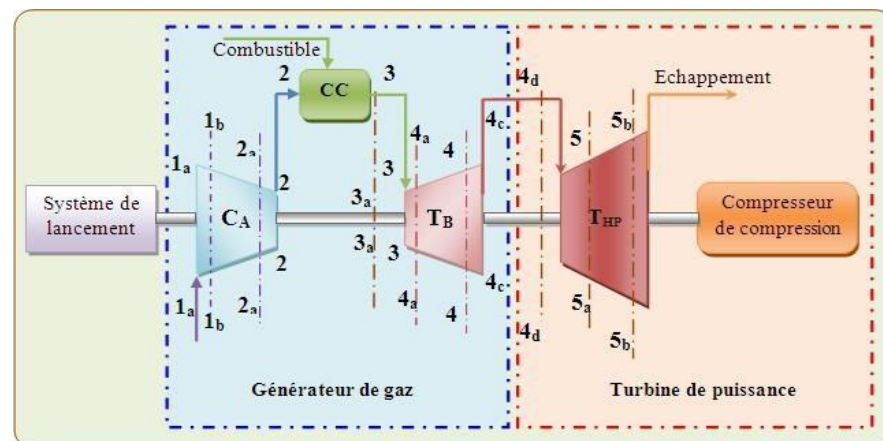


Figure IV-1 Schéma thermique de l'installation de TAG à deux arbres

Le cycle de la turbine dans les coordonnées T, S est représenté à la figure suivante:

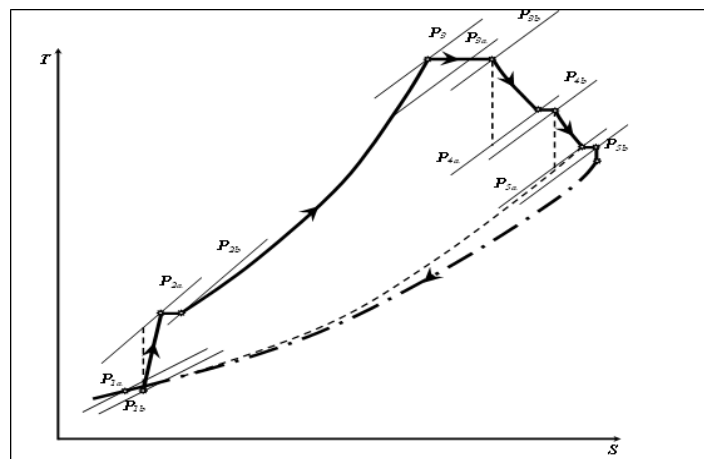


Figure IV-2 Diagramme T.S

IV.1.2 Calcul thermodynamique :

La société SONATRACH utilise dans la plupart des stations de compression et de réinjections de gaz ainsi que dans les puits pétroliers des turbines à deux d'arbres. Pour le calcul nous avons pris une installation de TAG MS5002 ayant un rapport de pression $\tau = 7$ et une puissance $P_u = 26 \text{ MW}$ (voir les caractéristiques de TAG dans l'annexe A).

IV.1.3 Calcul thermodynamique à partir des données de constructeur :

Données de départ :

Les points particuliers du cycle de l'installation:

Numéro du point	Désignation
1	Entrée du compresseur axial
2	sortie du compresseur axial
2c	Entrée de la chambre de combustion
3	Sortie de la chambre de combustion
3 _{HP}	Entrée de la T_{HP}
4	sortie de la T_{HP}
4 _{BP}	Entrée de la T_{BP}
5	sortie de la T_{BP}

IV.1.3.1 Les calculs

Toutes les applications numériques sont calculées et résumées dans un tableau à la fin de cette analyse analytique, on précise qu'on a utilisé les données du constructeur aux conditions standard et du cite d'installation de la TAG.

Calcul du coefficient d'excès d'air α

Débit massique théorique de l'air (Le pouvoir comburivore du carburant) L_0 :

$$L_0 = \lambda_K \cdot Pci \quad (4.1)$$

$\lambda_K = 1.43 \cdot 10^{-3}$: caractéristique de MEKONOVLOV

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$Pci \cdot \eta_{cc} = \alpha \cdot \dot{m}^a \cdot C_{Pa} (T_3 - T_{2c}) \quad (4.2)$$

La chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre température d'entrée $T^* = 530\text{K}$ et de sortie

T_3 de la chambre de combustion.

On calcule la température T_m moyenne entre la sortie de compresseur et la sortie de chambre de combustion :

$$T_m = \frac{(T_{2c} + T_3)}{2}$$

D'après l'annexe on détermine la chaleur spécifique : $\alpha = \frac{(Pci \cdot \eta_{cc})}{L_0 \cdot C_{Pa} (T_3 - T_{2a*})}$

Les paramètres après les filtres d'air :

$$T_0 = T_{amb} = 288 \text{ K}$$

$$P_0 = P_{atm} = 1,013 \text{ bar}$$

La densité de l'air à l'entrée du filtre :

$$\rho_0 = \frac{p_0}{rT_0} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{286 \cdot 288} = 1,23 \text{ Kg / m}^3 \quad (4.3)$$

$$P_0 = 1,013 \text{ bar}, \rho_0 = 1,23 \text{ kg / m}^3, T_0 = 288 \text{ K}$$

Paramètre d'air avant le premier étage du compresseur

La pression :

$$P_1 = P_0 - \Delta P_c \quad (4.4)$$

Avec :

$$\Delta P_c = \Delta P_{c1} + \Delta P_{c2} + \Delta P_{c3} \quad (4.5)$$

ΔP_{c1} : perte de pression d'arrêt dans le filtre d'air ;

ΔP_{c2} : perte de pression dans la conduite ;

ΔP_{c3} : perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

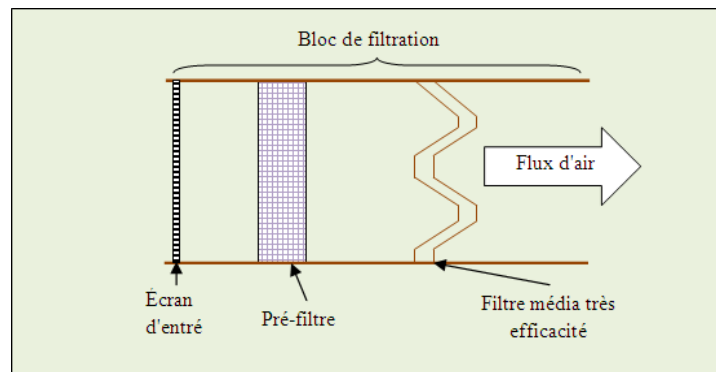


Figure IV-3 Bloc de filtration

- ❖ La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une TAG moderne est très faible, elle est d'habitude entre 50 et 250 mmH₂O, on prend $P_{c1} = 0,02 \text{ bar}$.
- ❖ Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air V_a qui est de 30 à 50 m/s.

On a les pertes de pression sont égales :

$$\Delta P_{c2} = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{V_a^2}{2}$$

Admettant que la perte de pression dans cette conduite du compresseur est égale à $\Delta P_2 = 50 \text{ mmH}_2\text{O} = 0.006 \text{ bar}$.

La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminé par la formule suivante :

$$\Delta P_{c3} = \frac{1-\eta_{dec}}{\eta_{dec}} \rho \frac{V_{sd}^2 - V_{ed}^2}{2} \quad (4.6)$$

Le rendement de diffuseur varie : $0.95 \geq \eta_{dec} \geq 0.85$ on pose $\eta_{dec} = 0.90$.

La vitesse V_{s2} : $200 \geq V_{s2} \geq 100$; on pose $V_{s2} = 120 \text{ m/s}$.

$$\Delta P_{c3} = \frac{(1-0,9)}{0,9} \cdot \frac{1,23}{2} \cdot (120^2 - 45^2) = 0,00845 \text{ bar}$$

$$\Delta P_c = (0,02 + 0,006 + 0,00845) = 0,03345 \approx 0,033 \text{ bar}$$

D'où $P_1 = 1,013 - 0,033 = 0,980 \text{ bar}$

La température :

$$T_1 = T_0 = 288 \text{ K}$$

La masse volumique :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1} = \frac{0,98 \cdot 10^5}{288 \cdot 286} = 1,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_1 = 0,980 \text{ bar}, \quad T_1 = 288 \text{ K}, \quad \rho_1 = 1,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Paramètre d'air après le dernier étage du compresseur

La pression : $P_2 = \tau_p \cdot P_1 \Rightarrow P_2 = 7 \cdot 0,98 = 6,86 \text{ bar}$ (4.8)

La température théorique : $T_{2th} = T_1 \cdot \left[1 + \frac{\tau_p^m}{\eta_{ic}} \right]$ (4.10)

Évaluant la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 540 \text{ K}$, Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur est :

$$T_m = \frac{T_1 + T_{2a}}{2} \quad (4.11)$$

$$T_m = \frac{288 + 540}{2} = 414 \text{ K}$$

En utilisant l'annexe pour déterminer les valeurs moyennes de C_p et γ :

$$C_p = 1030 \text{ J/kg.K}, \quad \gamma = 1,396 \Rightarrow m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0,284$$

Comme $r = m \cdot C_p \Rightarrow r = 289 \text{ J/kg}$

$$\text{D'où : } T_2 = 288 \left[1 + \frac{7^{0,284} - 1}{0,87} \right] = 532,25 \text{ K}$$

$$\text{Et : } \rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} = \frac{6,86 \times 10^5}{289 \cdot 532,25} = 4,46 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.12)$$

Alors : $T_2 = 532,25 \text{ K}$, $P_2 = 6,86 \text{ bar}$, $\rho_2 = 4,46 \text{ kg/m}^3$

Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion

$$P_{2c} = P_2 - \Delta P_{acc} \quad (4.13)$$

Où : $\Delta P_{acc} = \Delta P_{acc1} + \Delta P_{acc2} \quad (4.14)$

ΔP_{acc1} : Perte de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur

$$\Delta P_{acc1} = (1 - \eta_{dsc}) \rho_2 \frac{V^2 - V_{sd}^2}{2} \quad (4.15)$$

Où ; $\eta_{dsc} = 0,5$ à $0,7$ rendement du diffuseur à la sortie du compresseur $V_{sd} = 45 \text{ m/s}$

A.N. $\Delta P_{acc1} = (1 - 0,6) \cdot 4,491 \frac{120^2 - 45^2}{2} = 11115,22 \text{ Pa}$

ΔP_{acc2} : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion.

$$\Delta P_{acc2} = \varepsilon \cdot P_2 = 0,01 \cdot 6,86 = 0,0686 \quad (4.16)$$

A.N $\Delta P_{acc} = \Delta P_{acc1} + \Delta P_{acc2}$
 $= 0.11115 + 0.0686$

$$\Delta P_{acc} = 17975,22 \text{ Pa}$$

$$P_{2c} = 686000 - 17975,22$$

$$P_{2c} = 6,68 \text{ bar}$$

$$T_{2c} = T_2 = 532,25 \text{ K}$$

$$\rho_{2c} = \frac{6,68 \cdot 10^5}{287 \cdot 532,25} = 4,373 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_{2c} = 6,68 \text{ bar}, \quad T_{2c} = 532,25 \text{ K}, \quad \rho_{2c} = 4,373 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Les paramètres du gaz après la chambre de combustion :

$$P_3 = P_{2c} - \varepsilon P_{2c} = 6,68 - 0,01 \cdot 6,68 = 6,613 \text{ bar} \quad (4.17)$$

D'après l'annexe 2 :

$$T_3 = 1203 \text{ K} \Rightarrow \begin{cases} C_p = 1190 \text{ J / kg.k} \\ \gamma = 1,328 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m = 0,247 \\ r = 294 \text{ J / kg.k} \end{cases}$$

Alors :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} = \frac{6,613 \cdot 10^5}{294 \cdot 1203} = 1,87 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.18)$$

$$T_3 = 1203 \text{ K}, \quad P_3 = 6,613 \text{ bar}, \quad \rho_3 = 1,87 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Les paramètres du gaz avant le premier étage de la T_{HP} :

$$P_{3HP} = P_3 - \Delta P_{HP} \quad (4.19)$$

Avec :

$$\Delta P_{HP} = \Delta P_{HP1} + \Delta P_{HP2} \quad (4.20)$$

ΔP_{HP1} : perte de pression dans la conduite.

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot P_3 = 0,005 \cdot 6,613 \cdot 10^5 = 3306,5 \text{ Pa} \quad (4.21)$$

ΔP_{HP2} : perte de pression dans le diffuseur d'entrée de la T_{HP} :

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta_d}{\eta_d} \cdot \rho_3 \cdot (V_{out}^2 - V_{in}^2) = \frac{(1-0,9)}{0,9} \cdot \frac{1,87}{2} \cdot (110^2 - 45^2) \quad (4.22)$$

$$\Delta P_2 = 1046,68 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 3306,5 + 1046,68 = 4353,18 \text{ Pa}$$

$$P_{3HP} = 6,613 \cdot 10^5 - 4353,18 = 6,57 \text{ bar}$$

$$T_{3HP} = T_3 = 1203 \text{ K}$$

$$\rho_{3HP} = \frac{P_{3HP}}{r \cdot T_{3HP}} = \frac{6,57 \cdot 10^5}{294.1203} = 1,857 \frac{kg}{m^3} \quad (4.23)$$

Alors : $T_{3HP} = 1203K$, $P_{3HP} = 6,57bar$, $\rho_{3HP} = 1,857 \frac{kg}{m^3}$

Les paramètres du gaz après le dernier étage de la T_{HP}

η_{mcr} et η_{mTHP} : rendement mécanique du compresseur et de la T_{HP} , qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple

$$P_{cr} = P_{THP} \Rightarrow \dot{m}_a \cdot W_c \left(\frac{1}{\eta_{mc}} \right) \dot{m}_a \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP}$$

$$W_c = \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot W_{THP}$$

Alors nous obtenons

$$C_{Pa} T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\tau_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} C_{Pg} T_{3b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} \eta_{THP} (1 - \varepsilon_{THP}^{m_g})$$

$$\begin{cases} T_1 = 288K \\ T_2 = 532K \end{cases} \Rightarrow T_m = 410K \Rightarrow C_{Pa} = 1020 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\begin{cases} r = 285,6 \frac{J}{kg \cdot K} \\ \gamma = 1,39 \\ m = 0,28 \end{cases}$$

$$C_{Pg} = 1180, \gamma = 1,34 \Rightarrow m = 0,254$$

$$\frac{1020 \cdot 288 \cdot 1}{0,87} (7^{0,280} - 1) = (0,96)^2 \cdot 1180 \cdot 1203 \cdot 0,88 (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,254}) \Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,54$$

$$P_4 = \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}} \Rightarrow P_4 = \frac{6,57}{2,54} = 2,59bar \quad (4.25)$$

$$T_4' = \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}^m} \quad (4.26)$$

$$T_4 = T_{3HP} - [T_3 - \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}}] = T_3 - \eta_{THP} \cdot T_3 (1 - \varepsilon^{-m}) = T_3 [1 - \eta_{THP} (1 - \varepsilon^{-m})] \quad (4.27)$$

$$T_4 = 1203[1 - 0,88(1 - 2,59^{-0,254})] = 975.70K$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r \cdot T_4} = \frac{2,59 \cdot 10^5}{301,975,70} = 0,88 \frac{kg}{m^3} \quad (4.28)$$

$$\text{Alors : } T_4 = 975,70 K, P_4 = 2,59 bar, \rho_4 = 0,88 \frac{kg}{m^3}$$

Paramètres du gaz avant le premier étage de la T_{BP} :

$$P_{4BP} = P_4 - \Delta P_{BP}, \quad P_{4BP} = P_4 - (\Delta P_{BP1} + \Delta P_{BP2} + \Delta P_{BP3}) \quad (4.29)$$

ΔP_{BP1} : les pertes dans le diffuseur de sortie de la T_{HP} :

$$\Delta P_{BP1} = (1 - \eta_{dHP}) \rho_4 \frac{C_{edHP}^2 - C_{sdHP}^2}{2} = (1 - 0,6) \cdot 0,853 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1108,9 Pa$$

ΔP_{BP2} : les pertes de pression dans la conduite entre la T_{HP} et T_{BP} :

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_4 = 0,005 \cdot 2,59 \cdot 10^5 = 1295 Pa$$

ΔP_{BP3} : les pertes dans les diffuseurs à l'entrée de la T_{BP} :

$$\Delta P_{BP3} = \left(\frac{1 - \eta_{BP}}{\eta_{BP}} \right) \rho_4 \frac{V_{edBP}^2 - V_{sdBP}^2}{2} = \left(\frac{1 - 0,9}{0,9} \right) \cdot 0,853 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2} = 606,58 Pa \quad (4.30)$$

$$\Delta P = 1108,9 + 1295 + 606,58 = 3010,54 Pa$$

$$P_{4BP} = 259000 - 3010,54 = 2,56 bar$$

On prend: $T_{4BP} = T_4 = 975,7 K$

$$\rho_{4BP} = \frac{P_{4BP}}{r \cdot T_{4BP}} = \frac{2,56 \times 10^5}{301 \times 975,7} = 0,8872 kg/m^3 \quad (4.31)$$

$$\text{Alors : } T_{4BP} = 975,7 K, P_{4BP} = 2,56 bar, \rho_{4BP} = 0,8872 \frac{kg}{m^3}$$

Les paramètres après le dernier étage de la T_{BP}

La pression statique à la sortie du silencieux P_{5s} est égale à la pression atmosphérique P_a .

Si la vitesse à la sortie du silencieux $V_{5s} = 20 m/sec$ et $\rho_{5s} = 0,45 kg/m^3$ nous avons alors:

$$P_{5s} = P_{5s} + \rho_{5s} \frac{V_{5s}^2}{2} = 1,033 + 0,45 \cdot \frac{20^2}{2} = 1,0339 bar \quad (4.32)$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la T_{HP} est $C_s = 90 \text{ m/sec}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a:5b et 5b:5 sont égales à 1,5%.

$$P_4 \cdot (1 - 0,015) = P_{5s} \Rightarrow P_5 = \frac{P_{5s}}{1 - 0,015} = \frac{1,0339}{1 - 0,015} = 1,049 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la T_{BP} est :

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{P_{4BP}}{P_5} = \frac{2,59}{1,049} = 2,47$$

$$T'_5 = \frac{T_{4BP}}{\varepsilon_{TBP}^m} = \frac{975,7}{2,47^{0,25}} = 778,3 \text{ K} \quad (4.33)$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{THP} [T_{4BP} - T'_5] = 975,7 - 0,88 [975,7 - 778,3] \quad (4.34)$$

$$T_5 = 802 \text{ K}$$

$$\rho_5 = \frac{P_5}{r \cdot T_5} = \frac{1,049 \cdot 10^5}{287 \cdot 802} = 0,456 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.35)$$

Alors : $P = 1,049 \text{ bar}$, $T = 802 \text{ K}$, $\rho = 0,456 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

IV.1.3.2 Calcul du débit

Débit spécifique de la combustion :

$$G_g = \frac{P_u}{P_{ci} \eta_{th}} = \frac{26100}{44550 \cdot 0,28} = 2,1 \text{ kg/s} \quad (4.36)$$

Débit massique global d'air

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion :

$$\dot{m}_a' = 4,2 \cdot 2,15 \cdot 22 = 127,85 \text{ kg/s} \quad (4.38)$$

Débit massique global d'air en tenant compte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine :

$$\dot{m}_a = 1,02 \cdot \dot{m}_a' = 1,02 \cdot 127,85 = 130,41 \text{ kg/s} \quad (4.39)$$

Débit massique de gaz d'échappement

Le débit massique de gaz d'échappement : $\dot{m}_g = \dot{m}_a + G_g = 127,85 + 2,1 = 129,95 \text{ kg/s}$ (4.40)

IV.1.3.3 Calcul du rendement global

Le travail spécifique du compresseur axial :

$$W_c = C_p \cdot \frac{T_{1,1}}{\eta_{icr}} (\varepsilon^m - 1) = 1,02.288 \cdot \frac{1}{0,87} (7^{0,28} - 1) = 244,6 \text{ KJ/kg} \quad (4.41)$$

Calcul de la puissance du compresseur axial

η_{mc}, η_{icr} : Rendement mécanique et isentropique du compresseur :

$$P_c = W_c \cdot \frac{m_a}{\eta_{mc}} = 244,6 \cdot \frac{130,41}{0,96} = 33,2 \cdot 10^2 \text{ KW} \quad (4.42)$$

Calcul du travail spécifique de la T_{HP} :

$$W_{THP} = C_{pa} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} \cdot (1 - \varepsilon^{-m}) = 1,18 \cdot 1203 \cdot 0,88 \cdot (1 - 2,54^{-0,254}) \quad (4.43)$$

$$W_{THP} = 263,3 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Calcul de la puissance fournie à la turbine :

$$P_{THP} = W_{THP} \cdot m_g \cdot \eta_{mTHP} = 263,3 \cdot 129,95 \cdot 0,96 = 33,1 \cdot 10^3 \text{ KW} \quad (4.44)$$

Calcul du travail spécifique de la T_{BP} :

$$W_{TBP} = C_p \cdot T_g \cdot \eta_{iTBP} (1 - \varepsilon^{-m}) = 1160,975 \cdot 7,088 \cdot (1 - 2,54^{-0,254}) \quad (4.45)$$

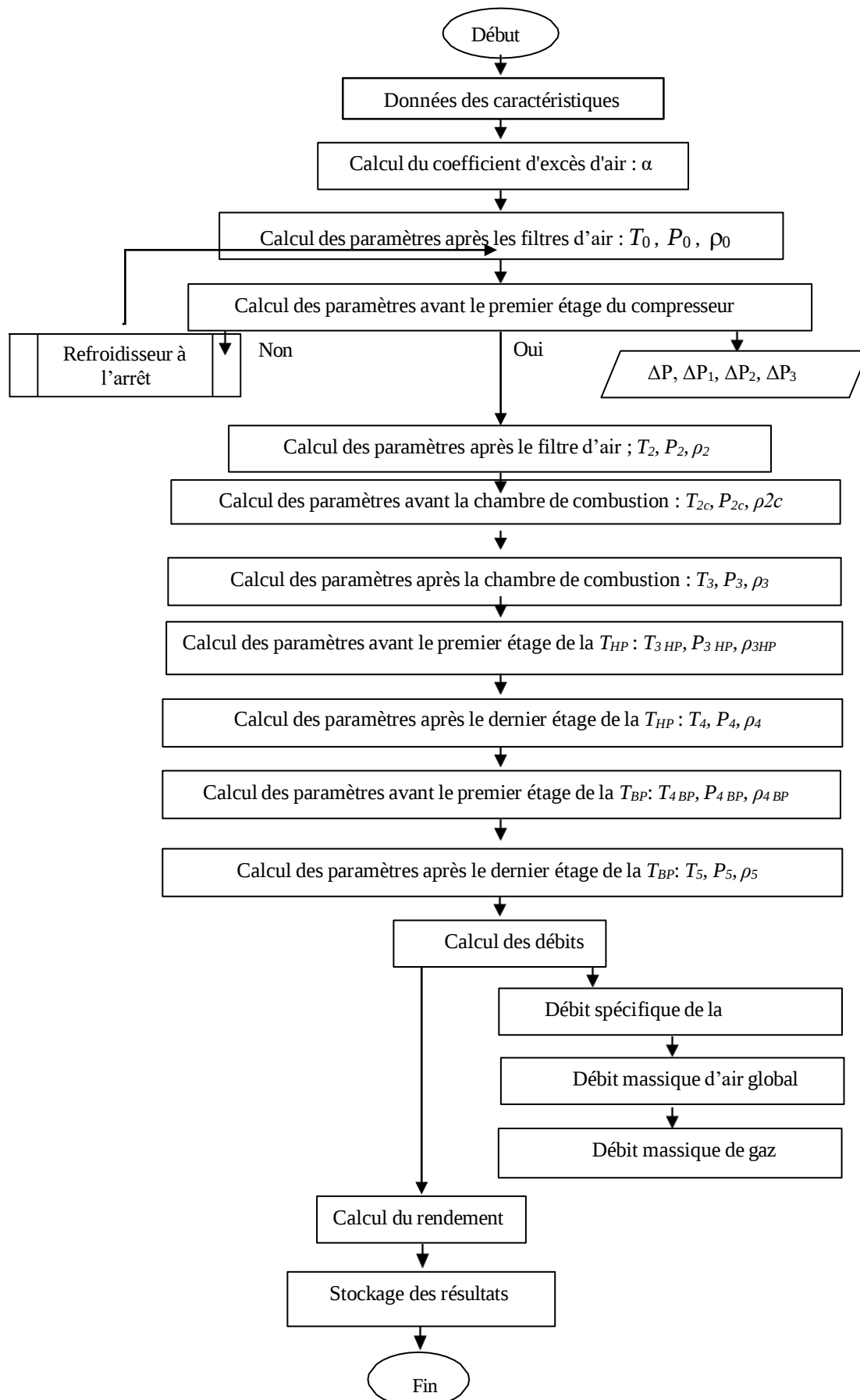
$$W_{TBP} = 209,5 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Donc la puissance utile de l'installation à TAG est $P_u = 209,5 \cdot 0,96 \cdot 129,15 = 25,9 \cdot 10^3 \text{ KW}$:

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_{ci.B}} = \frac{25,9 \cdot 10^3}{44550,2,1} = 0,277 \quad (4.46)$$

$$\text{Vérification du coefficient d'excès d'air : } \alpha = \frac{m_a}{L_0 \cdot B} = \frac{130,41}{15,22 \cdot 2,1} = 4 \quad (4.47)$$

IV.1.3.4 L'organigramme de calcul cycle simple réel



IV.1.3.5 Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 0,980 \text{ bar}$	$T_1 = 288,00 \text{ K}$	$\rho_1 = 1,190 \text{ Kg/m}^3$
$P_2 = 6,860 \text{ bar}$	$T_2 = 532,25 \text{ K}$	$\rho_2 = 4,460 \text{ Kg/m}^3$
$P_3 = 6,613 \text{ bar}$	$T_3 = 1203,00 \text{ K}$	$\rho_3 = 1,870 \text{ Kg/m}^3$
$P_4 = 2,590 \text{ bar}$	$T_4 = 975,70 \text{ K}$	$\rho_4 = 0,880 \text{ Kg/m}^3$
$P_5 = 1,049 \text{ bar}$	$T_5 = 802,00 \text{ K}$	$\rho_5 = 0,456 \text{ Kg/m}^3$

$P_c = 33,2 \cdot 10^3 \text{ KW}$
$P_{THP} = 33,1 \cdot 10^3 \text{ KW}$
$P_u = 25,9 \cdot 10^3 \text{ KW}$
$\dot{m}_a = 130,41 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\dot{m}_g = 129,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\eta_{th} = 0,277$

IV.1.4 Calcul thermodynamique à partir des données réelles

Données de départ

Température ambiante : $T_{amb} = 50^\circ\text{C} = 323 \text{ K}$

Pression atmosphérique : $P_{atm} = 1,033 \text{ bar}$

Pression de refoulement du compresseur axial : $P_2 = 6,5 \text{ bar}$

Pouvoir calorifique du gaz naturel : $P_{ci} = 44550 \text{ kJ/kg.k}$

Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 0,980 \text{ bar}$	$T_1 = 323,00 \text{ K}$	$\rho_1 = 1,057 \text{ kg/m}^3$
$P_2 = 6,500 \text{ bars}$	$T_2 = 580,00 \text{ K}$	$\rho_2 = 3,864 \text{ kg/m}^3$
$P_3 = 6,277 \text{ bars}$	$T_3 = 1203,00 \text{ K}$	$\rho_3 = 1,775 \text{ kg/m}^3$
$P_4 = 2,277 \text{ bars}$	$T_4 = 963,42 \text{ K}$	$\rho_4 = 0,768 \text{ kg/m}^3$
$P_5 = 1,049 \text{ bar}$	$T_5 = 819,87 \text{ K}$	$\rho_5 = 0,446 \text{ kg/m}^3$

$\dot{P}_c = 27,44.10^3 \text{ KW}$
$\dot{P}_{THP} = 27,4.10^3 \text{ KW}$
$\dot{P}_u = 17,75.10^3 \text{ KW}$
$\dot{m}_a = 108,67 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\dot{m}_g = 108,29 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\eta_{th} = 0,24$

Tableau comparatif des résultats obtenus :

données / Résultats	$\dot{m}_a \text{ (kg / s)}$	$\dot{m}_g \text{ (kg / s)}$	$[P]_u \text{ (Kw)}$	η_{th}
Données du constructeur : $T_0 = 288 \text{ K}, \dot{P}' = 26 \text{ MW}$	130,41	129,95	$25,9.10^3$	0,277
Données sur site : $T_0 = 323 \text{ K}, P_2 = 6,5 \text{ bar}$	108,67	108,29	$17,75.10^3$	0,24

Enfin on observe les résultats principaux obtenus. Dans le régime considéré nous avons les

diminutions des caractéristiques principales :

$$\frac{\Delta \dot{P}_u}{\dot{P}_u} = \frac{\dot{P}_u - \dot{P}_u'}{\dot{P}_u} = \frac{25900 - 17750}{25900} = 31\%$$

$$\frac{\Delta \eta_{th}}{\eta_{th}} = (0,277 - 0,24) / 0,277 = 13\%$$

IV.1.5 Conclusion

À travers le calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial, et son effet sur la charge massique en fluide moteur sur la diminution de la puissance utile de l'installation. Ce calcul numérique assez détaillé pour la TAG MS5002 installée dans un site à $T_{amb} = 50^\circ\text{C}$ montre que rendement thermique passe de 27.7% à 24%, ce qui influe négativement sur l'exploitation de l'installation. Pour assurer le bon fonctionnement de la TAG et rattraper les pertes de puissance, il faut faire un refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur en utilisant avantageusement l'énergie des gaz d'échappement.

IV.2 Étude détaillée d'un cycle simple et proposé

IV.2.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons une analyse théorique des systèmes de refroidissement par évaporation directe. Une modélisation numérique a été effectuée sur l'influence des conditions standards sur les performances de la turbine à gaz.

On a utilisé deux méthodes de refroidissement par l'introduction des deux cycles d'évaporation dans notre étude :

- ✓ Premièrement, on a séparé le refroidisseur par évaporation comme un cas isolé, on essaye de régler la température de sortie d'air pour la condition standard ($T = 15^{\circ}\text{C}$). Nous varions la température d'entrée d'air au refroidisseur (humidificateur à évaporation) entre 16°C et 50°C , et après on analyse les influences sur le réglage de la température de sortie de refroidisseur. Nous appliquons l'analyse élaborée par STABAT Pascal [26], sur le modèle mathématique proposé par Castro et al [22], pour un système d'évaporation direct à base de cellulose en panneaux commerciaux.

- ✓ Deuxièmement, nous étudions le système de fonctionnement global, à l'aide de l'analyse

développée par Johnson [23], Mohsen et col [24], et Majed et col [25] sur le cycle simple

de Brayton avec refroidisseur par évaporation.

IV.2.2 Description du système proposé

Notre étude est basée sur le cycle ouvert Brayton, en utilisant à l'entrée du compresseur axial un panel direct par évaporation (refroidisseur) pour baisser la température de l'air d'entrée. L'air ambiant est d'abord refroidi et humidifié en raison de l'échange de chaleur entre le flux d'air et la surface mouillée du panneau avant son admission dans le compresseur (C). Ce principe de fonctionnement est détaillé dans le chapitre 2. Le schéma du Cycle de Brayton avec refroidissement direct de l'air par évaporation de l'eau est présenté à la Figure 4-4.

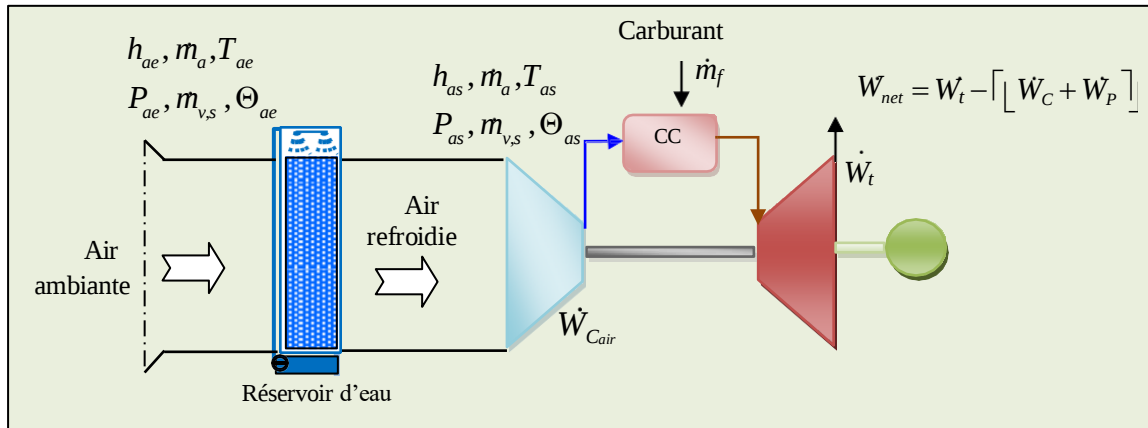


Figure IV-4 Cycle de Brayton avec refroidissement direct par évaporation de l'eau

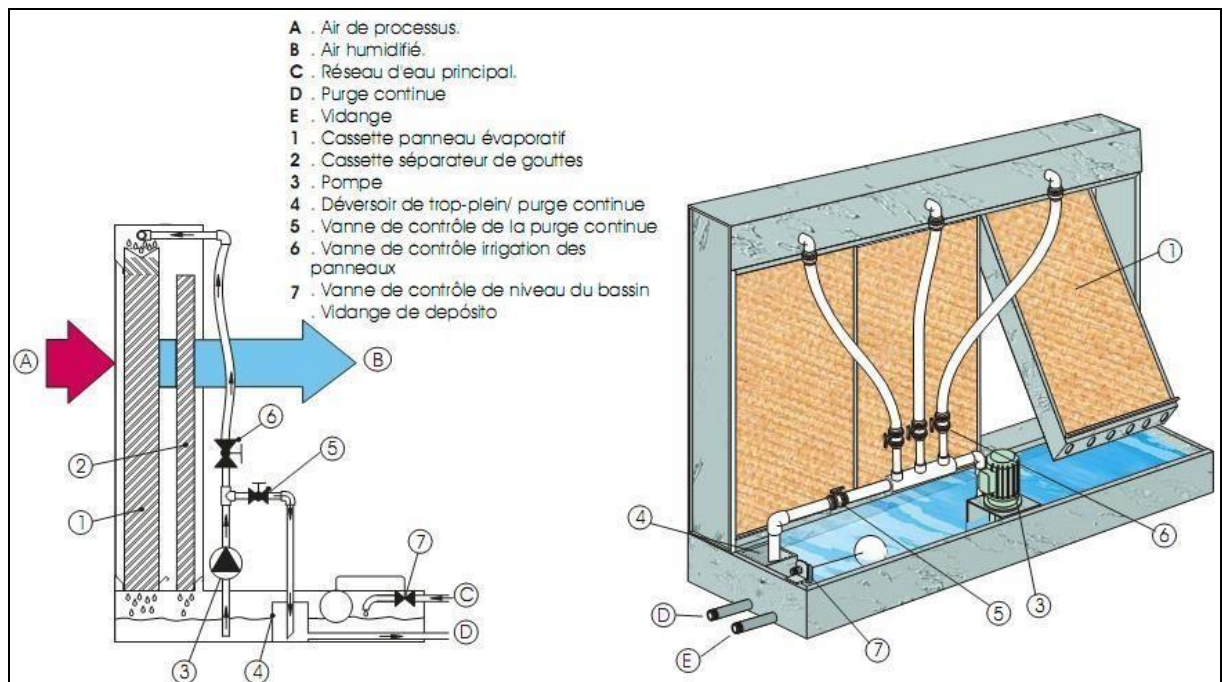


Figure IV-5 Schéma d'un refroidisseur évaporatif (média humide)

La spécification de refroidisseur évaporateur est basée sur la connaissance de l'efficacité dans un point de fonctionnement nominal. STABAT et col [26] déduisent grâce à la relation établie par COLLIGNAN, que l'efficacité du substrat varie essentiellement avec le débit d'air en fonction de l'efficacité imposée, du débit nominal et le débit à traiter. Ce modèle évaporateur porte des hypothèses bien déterminées dans [26].

La consommation d'eau est égale à la somme de l'eau évaporée et de la purge nécessaire pour la déconcentration.

Cette consommation peut être écrite comme suit : $D_{ec} = E_{eé} + D_{ep}$ (4.48)

Le débit de purge nécessaire est déterminé en fonction de la qualité de l'eau utilisée (pH, teneur en calcium et en bicarbonate). Le taux d'évaporation $D_{ep} / E_{eé}$ est généralement donné par les constructeurs en pourcentage du débit d'eau évaporée, ou bien en fonction de l'analyse chimique de l'eau [27, 28].

Pour des systèmes fonctionnant avec l'eau partiellement adoucie, la purge est de l'ordre de 5% du débit évaporé, nous pouvons atteindre 50% pour une eau dure. Au delà de 50%, l'eau ne doit pas être recirculée ou bien elle doit être traitée. PIEC recommande de prendre 20% et par contre MUNTERS de 5% pour leurs systèmes COOL box auto nettoyants [29, 30].

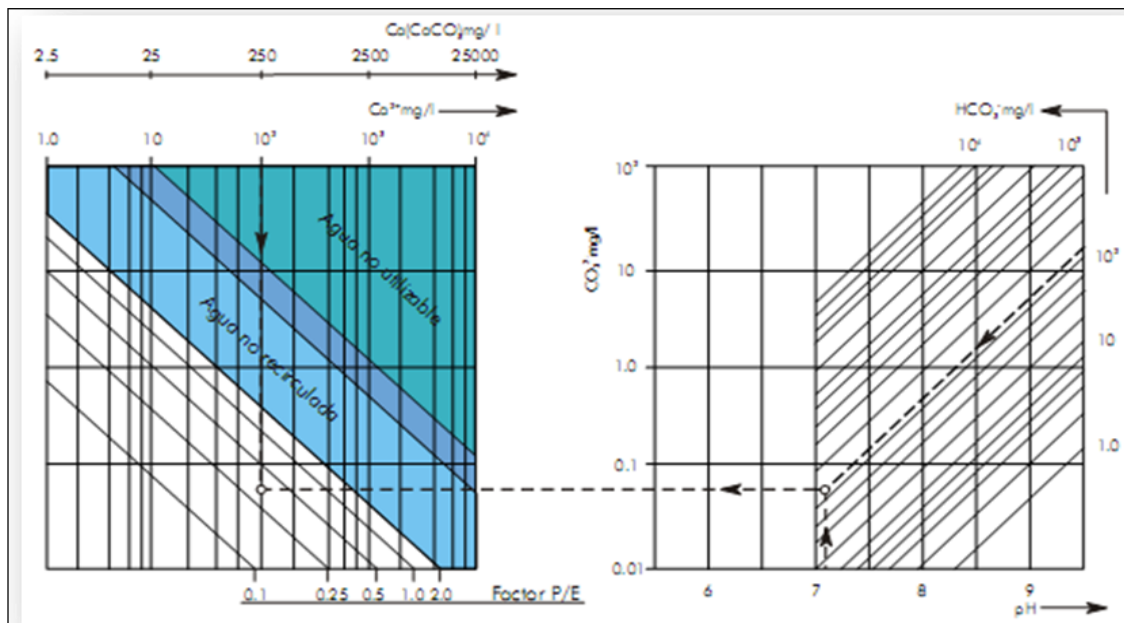


Figure IV-6 Graphiques pour calculer le débit de purge de refroidisseur

La régulation de la température ou de l'humidité doit être soit en "tout ou rien", soit par by-pass d'une partie de l'air. Une régulation continue du débit d'eau ne doit pas être utilisée. Le média humide doit rester complètement humide sinon des minéraux pourraient s'incruster à la surface de contact dans le cas d'un fonctionnement avec de l'eau non traitée.

IV.2.3 Effet de la géométrie d'évaporateur sur le rendement

L'efficacité du refroidisseur varie en fonction de l'épaisseur, la surface de ruissellement et de sa porosité. Pour déterminer l'efficacité nous utilisons la relation expérimentale de Wu et al selon la configuration GLASdek7090 [31] :

$$\eta_{\text{év}} = 1 - \exp \left[- \frac{A_s \cdot \varepsilon^2}{\rho_a \cdot C_p \cdot V^{0,35}} \right] \quad (4.49)$$

À partir de la relation (4.49), Wu et col représente l'allure de l'efficacité du refroidisseur évaporateur en fonction de l'épaisseur relative pour différentes valeurs de vitesse de l'air (Figure 4-7) :

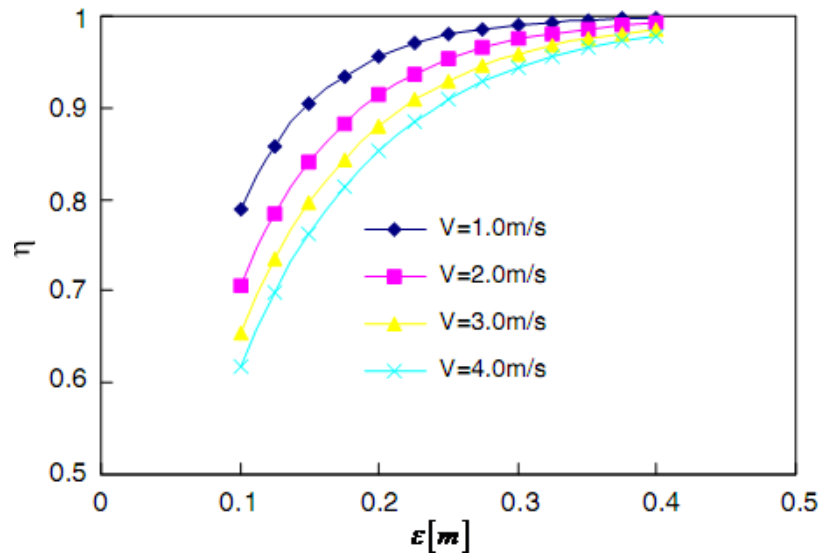


Figure IV-7 : Variation du rendement du refroidisseur $\eta_{\text{év}}(\varepsilon, V)$

La Figure 4-7 montre que les deux facteurs : l'épaisseur du refroidisseur et la vitesse de l'air influent directement sur l'efficacité de refroidissement, on atteint un rendement plus grand avec de petite vitesse et de grande épaisseur, mais l'augmentation de l'épaisseur du refroidisseur risque d'augmenter les pertes de charge et diminuer l'efficacité. Alors il faut trouver un compromis entre les deux facteurs épaisseur et pertes de charge.

IV.2.4 Description mathématique

IV.2.4.1 Analyse du panneau d'évaporation

L'efficacité du média humide (panneau) dans le cas de contact direct (l'air avec l'eau) est généralement définie comme suit :

$$\eta_{\text{év}} = \frac{T_{as} - T_{ae}}{T_{ae} - T_{ae}} \quad (4.50)$$

L'humidification est un processus qui tend vers une température humide ISO. Même si la température de l'eau injectée dans l'air est différente de la température humide, la transformation sera proche de la température humide de l'air ISO.

Le bilan thermique entre l'air et l'eau s'écrit :

$$\begin{aligned}
m_a \cdot (h_{as} - h_{ae}) &= -(m_{es} \cdot C_{pe} \cdot T_{es} - m_{ee} \cdot C_{pe} \cdot T_{ee}) \\
&= \dot{m}_{es} \cdot C_{pe} \cdot (T_{ee} - T_{es}) + \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \cdot C_{pe} \cdot T_{ee}
\end{aligned} \tag{4.51}$$

Sachant que la différence de débit d'eau entre l'entrée et la sortie est égale au débit d'eau évaporé dans l'air :

$$\dot{m}_{ee} - \dot{m}_{es} = \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \tag{4.52}$$

Le débit d'eau injecté sur le média humide selon PIEC est presque égal à trois fois le débit d'eau évaporée, et que la température de l'eau dans la sortie d'humidificateur T_{es} atteint la température humide de l'air (cas le plus défavorable) [30].

On considère que :

$$\dot{m}_{es} = 2\dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \tag{4.53}$$

La variation d'enthalpie de l'air peut ainsi être écrite comme suit :

$$C_{pe} \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es})) = \frac{h_{as} - h_{ae}}{\Theta_{as} - \Theta_{ae}} \tag{4.54}$$

Si on prolonge la droite de pente $C_{pe} \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es}))$ sur un diagramme de l'air humide, elle coupera la courbe de saturation dans un point h_{sat} , Θ_{sat} tel que :

$$C_{pe} \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es})) = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \tag{4.55}$$

STABAT et col ont constaté que l'influence de la température de l'eau est très faible sur le résultat final pour des températures d'eau variant de $\pm 5^\circ\text{C}$ autour de la température humide de l'air. En effet, l'écart sur la puissance sensible à saturation entre les cas avec $T_e = 21^\circ\text{C}$ et $T_e = 15^\circ\text{C}$, est de l'ordre de 0,9%.

D'où l'écart est donné par la relation suivante :

$$\frac{(T_{sat}(T_e = 21^\circ\text{C}) - T_{ae}) - (T_{sat}(T_e = 15^\circ\text{C}) - T_{ae})}{(T_{sat}(T_e = 21^\circ\text{C}) - T_{ae})} \cdot 100$$

STABAT et col ont supposé que la température de l'eau injectée est équivalente à la température humide de l'air sans commettre d'erreur importante sur le résultat final. En effet, les différents apports thermiques à l'eau ne sont pas suffisants pour écarter sa température de plus de 5°C de la température humide de l'air.

Par ailleurs, l'efficacité peut aussi s'écrire en fonction de l'humidité spécifique comme suite :

$$\eta_{ev} = \frac{\Theta_{as} - \Theta_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \tag{4.56}$$

Même COLLIGNAN donne une relation pour l'efficacité, telle que :

$$\eta = \frac{1 - \left(\frac{P_{rat}}{P_{atm}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{1 - \left(\frac{P_{rat}}{P_{atm}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot \left(\frac{V_{rat}}{V_{atm}} \right)^{0.2}} \quad (4.57)$$

On vérifie dans un premier temps la valeur de l'humidité relative de l'air à l'entrée :

$$HR_{ae} = \frac{\Theta_{ae} - P_{atm}}{(\delta + \Theta_{ae}) \cdot P_{v(s,t)}} \quad (4.58)$$

Avec

$$\log(P_{sat}) = \frac{7,625 \cdot T_{ae}}{241,0 + T_{ae}} + 2,7877 \quad (4.59)$$

Il s'agit ensuite de calculer la température humide de l'air à l'entrée en faisant l'hypothèse que la température de l'eau est égale à la température humide de l'air. Il n'y a pas de relation explicite pour déterminer la température humide. Elle est résolue par itération.

On a :

$$c_{pe} \cdot T'_{ae} = \frac{\Delta h}{\Delta \Theta} = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \quad (4.60)$$

On calcule d'abord l'enthalpie de l'air à l'entrée :

$$h_{ae} = c_{pe} \cdot T_{ae} + \Theta_{ae} \cdot (C_{fg} + c_{pv} \cdot T_{ae}) \quad (4.61)$$

Ensuite, on suppose une température humide de l'air T'_{ae} , et on calcule l'enthalpie de l'air à saturation comme suit :

$$\log(P_{sat}) = \frac{7,625 \cdot T'_{ae}}{241,0 + T'_{ae}} + 2,7877 \quad (4.62)$$

$$\Theta_{sat} = \sigma \cdot \frac{P_{sat}}{P_{atm} - P_{sat}} \quad (4.63)$$

$$h_{sat} = c_{pa} \cdot T'_{ae} + \Theta_{sat} \cdot (C_{fg} + c_{pv} \cdot T'_{ae}) \quad (4.64)$$

A partir de l'équation (4.60), on détermine la nouvelle température humide de l'air, et après on recommence le calcul à partir de (4.62) jusqu'à la convergence de la température humide.

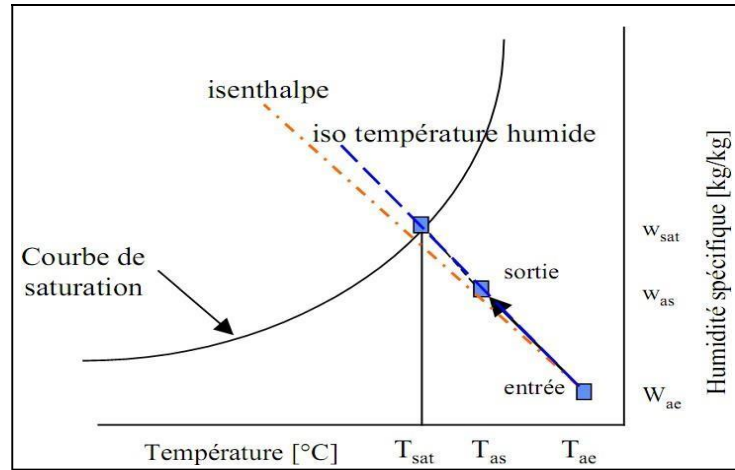


Figure IV-8 : Représentation de l'humidification dans le diagramme de l'air humide

La consommation d'eau est calculée comme suit :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \cdot (1 + \tau_{\text{sou}} / 100) \quad (4.65)$$

La stagnation d'eau dans l'installation après l'arrêt de l'humidificateur est évitée par la vidange, le débit de vidange du bassin est calculé comme suit :

$$\dot{m}_{e_vid} = \dot{m}_{bac} \cdot n_{vid} \quad (4.66)$$

IV.2.4.2 Analyse du cycle d'évaporation global

Le processus de refroidissement par évaporation direct travaille essentiellement avec la conversion de la chaleur sensible en chaleur latente. L'air ambiant est refroidi par évaporation de l'eau de la surface mouillée du panneau. L'ajout de vapeur d'eau à l'air augmente sa chaleur latente et l'humidité relative. Si le processus est adiabatique, cette augmentation de chaleur latente est compensée par une réduction de la chaleur sensible et une réduction de la température sèche de l'air Figure 3-8.

Généralement le panneau d'évaporation peut être considéré comme un échangeur de chaleur à écoulement transversal [22]. En appliquant une analyse fondée sur la théorie classique de transfert de chaleur, la méthode DTLM (la Différence de Température Logarithmique Moyenne) peut être utilisée. Ainsi, le taux de transfert de chaleur de l'air à l'eau dans la surface du panneau mouillée, $\dot{q}$ est donné par l'équation (pour plus de détail sur DTLM voir [32]) :

$$\dot{q} = h_H \cdot A_S \cdot \Delta T_{LM} \quad (4.67)$$

On donne :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{as} - T_{ae})}{\ln[(T_{as} - T'_{ae})(T_{ae} - T'_{ae})]} \quad (4.68)$$

En substituant l'équation (4.68) dans l'équation (4.67) et les modalités de regroupement, on trouve :

$$1 - \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T'_{ae}} = \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_{ae} - T_{as})}{\dot{q}}\right) \quad (4.69)$$

D'après l'équation (4.69) l'efficacité du panneau évaporateur peut aussi être exprimée comme :

$$\eta_{ev} = 1 - \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_{ae} - T_{as})}{q}\right) \quad (4.70)$$

Pour atteindre une efficacité de 100% il faut une température de sortie d'air égale à la température d'humide de l'air ambiant. D'ailleurs, à partir de l'équation (4.70) il est possible d'observer que l'efficacité limite exige une combinaison d'un grand espace de surface avec un coefficient de transfert de chaleur élevé.

Le taux de transfert de masse dans l'état de vapeur d'eau, peut être exprimé par une équation analogue à l'équation (4.67) :

$$\dot{m} = h_M \cdot A_S \cdot \Delta \rho_{LM} \quad (4.71)$$

La différence de densité logarithmique moyenne est donnée par :

$$\Delta \rho_{LM} = \frac{(\rho_{ves} - \rho_{vee})}{\ln[(\rho_{ves} - \rho'_{ve})(\rho_{vee} - \rho'_{ve})]} \quad (4.72)$$

Pour déterminer le coefficient de la masse du transfert de chaleur, on peut employer les corrélations développées par [22, 3368] :

$$Nu = 0,01 \cdot \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.73)$$

$$Sh = 0,08 \cdot \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{1/3} \quad (4.74)$$

L'étude du cycle de la TAG est réalisée à l'aide de courbes caractéristiques de performances existant dans la littérature. Saravanamuttoo et col pour le compresseur et la turbine, ont exploité ces cartes de performances, pour estimer le rendement isentropique pour le compresseur et la turbine en fonction de leurs états de fonctionnement et de leur lieu d'utilisation. Ces courbes caractéristiques, propriétés des constructeurs sont exprimées au moyen de nombres sans dimension [34].

IV.2.4.3 Étude des performances de cycle d'évaporation

Considérons un cycle irréversible de TAG Figure 4-9, les processus de (1-2, 3-4) sont irréversibles et les processus de (2-3, 4-1) sont isobares, respectivement, et les processus (1-2s, 3-4s) sont isentropiques.

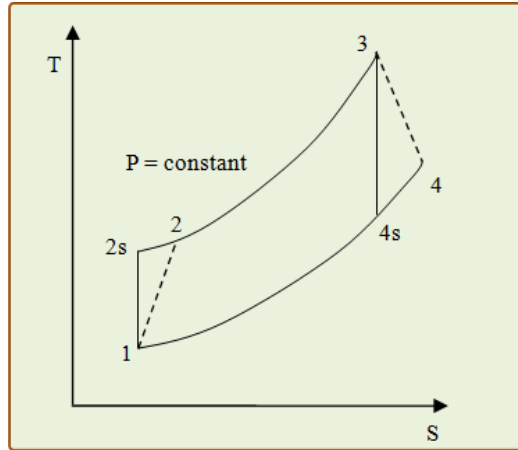


Figure IV-9 Diagramme T-s d'un cycle de TAG simple.

Pour le processus isentropique 1-2s et 3-4s, nous avons :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{-(\gamma-1)/\gamma} = \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.75)$$

IV.2.4.3.1 Turbine.

L'efficacité thermique du cycle est :

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p)}{\dot{Q}_h} \quad (4.76)$$

De l'application de la première loi de la thermodynamique à la TAG (négliger les termes d'énergie potentielle et cinétique), la puissance produite par la turbine est :

$$W_t = m_{gt} C_{pg} \eta_t (T_3 - T_{4s}) \quad (4.77)$$

$$\dot{m}_{gt} = \dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_g = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) \quad (4.78)$$

$$\omega_1 = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} : \text{Taux d'humidité à l'état 1}$$

$$f = \dot{m}_f / \dot{m}_a : \text{Rapport air-combustible.}$$

En remplaçant les termes T_{4s} et $\dot{m}$ dans l'équation (4.77) on trouve :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\gamma-1/\gamma} = \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \frac{T_3}{T_{4s}} = \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{4s} = \frac{T_3}{\delta^{\gamma-1/\gamma}}$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t C_{pg} \eta_t (T_3 - T_{4s}) = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (4.79)$$

Le rendement isentropique de la turbine peut être estimé en utilisant les relations pratiques recommandées par Korakianitis et Wilson:

$$\eta_t = 1 - \left(0,03 + \frac{\delta - 1}{180} \right) \quad (4.80)$$

La chaleur spécifique du gaz (C_{pg}) est évaluée comme [18] :

$$C_{pg} = 1088,7572 - 0,14158834T + 1,9160159 \cdot 10^{-3} T^2 - 1,2400934 \cdot 10^{-6} T^{-3} \\ + 3,0669459 \cdot 10^{-10} T^4 - 2,6117109 \cdot 10^{-14} T^5$$

Le débit volumétrique d'air à l'entrée V_a est toujours le même, dans les journées d'été et d'hiver, ne dépend pas des paramètres d'état de l'air à l'entrée. Par conséquent, le débit massique lié à la masse volumique de l'air sera réduit en été et entrainera celle de la puissance de sortie de la turbine [35] :

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \rho_a$$

L'équation (4.79) peut être écrite en tenant compte de tous les facteurs d'influence :

$$\dot{W}_t = \dot{V}_a \rho_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (4.81)$$

Le Taux d'humidité ω_1 peut être calculé en utilisant la résolution d'équation d'ingénierie (logiciel EES) . L'effet de la chute de pression d'air sur le refroidissement serpentins est faible et peut être négligé, donc $P_1 \cong P_0$. La masse volumique de l'air varie considérablement avec le changement du taux d'humidité $\omega_0 \rightarrow \omega_1$ et la diminution de la température d'air de $T_0 \rightarrow T_1$.

IV.2.4.3.2 Compresseur d'air

Pour l'air humide, la puissance de compression peut être estimée à partir de la relation suivante :

$$W_c = \dot{m}_a C_{pa} (T_2 - T_1) + \dot{m}_v (h_{g2} - h_{g1}) \quad (4.82)$$

$\dot{m}$: Le débit massique de la vapeur d'eau ($\dot{m}_v = \dot{m}_a \omega_1$).

Le rendement isentropique du compresseur au changement des températures de l'air sec et en supposant que la vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait, peut s'écrire :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.83)$$

On peut calculer T_{2is} à partir de l'équation (4.75) :

$$T_{2is} = T_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.84)$$

D'après l'équation (4.83) :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow \eta_c (T_2 - T_1) = T_{2is} - T_1 \Rightarrow T_{2is} = \eta_c (T_2 - T_1) + T_1$$

$$T_{2is} = \eta_c (T_2 - T_1) + T_1$$

On remplace dans (4.84) :

$$T_{2is} = T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \eta_c (T_2 - T_1) + T_1 \Rightarrow \frac{T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - T_1}{\eta_c} = (T_2 - T_1)$$

$$\frac{T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - T_1}{\eta_c} + T_1 = T_1 \left[\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right] = T_2$$

$$T_2 = T_1 \left[\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right] \quad (4.85)$$

En remplaçant T_2 dans l'équation (4.82) on aura la puissance réelle du compresseur

$$\begin{aligned} \dot{W}_c &= \dot{m}_a C_{pa} \left(T_1 \left[\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right] - T_1 \right) + \dot{m}_v (h_{g2} - h_{g1}) \\ \dot{W}_c &= \dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} \left(\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + \omega_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right] \end{aligned} \quad (4.86)$$

Où η_c peut être évalué en utilisant la relation empirique suivante [44] :

$$\eta_c = 1 - \left(0,04 + \frac{\delta - 1}{150} \right) \quad (4.87)$$

IV.2.4.3.3 La chambre de combustion :

Le bilan thermique sur la chambre de combustion donne le taux de chaleur fournie au cycle de

TAG que : $Q_h = \dot{m}_f NCV = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pg} T_3 - \dot{m}_a C_{pa} T_2 + \dot{m}_v (h_{v3} - h_{v2}) \quad (4.88)$

En remplaçant T_2 , en fonction des températures extrêmes du cycle et des facteurs d'influence on obtient :

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_a T_1 \left[(1+f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\gamma-1/\gamma} - 1}{\eta'_k} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right] \quad (4.89)$$

f exprimée dans Alhazmy et Najjar [18] par la relation :

$$f = \frac{C_{pg}(T_3 - 298) - C_{pg}(T_2 - 298) + \omega_1(h_{v3} - h_{v2})}{NCV - C_{pg}(T_3 - 298)} \quad (4.90)$$

On peut calculer les enthalpies à partir de Dossat [26] :

$$h_{v,j} = 2501,3 + 1,8723T_j, \quad j = 2 \text{ ou bien } 3 \quad (4.91)$$

On voit que les trois termes de l'efficacité de TAG dans l'équation (V.29) ($\dot{W}$, $\dot{W}_{et}$ $\dot{Q}$) dépendent de la température de l'air et de l'humidité relative à l'entrée du compresseur, dont les valeurs sont affectées par le type et les performances du système de refroidissement.

IV.2.4.4 Processus direct d'évaporation de l'eau par pulvérisation :

Dans ce type de refroidissement de l'air d'admission par évaporation de l'eau les deux fluides sont mis en contact direct et le courant d'air chaud transfère la chaleur à l'eau pulvérisée comme on le voit dans la Figure 4-10.

Pendant le processus d'échange de chaleur, l'eau s'évapore et provoque la baisse de température de l'air qui diminue de manière adiabatique, ligne 0 -1 dans la Figure 3-8b. Le taux d'humidité de l'air augmente de ω_0 à ω_1 , et à l'approche de la limite de saturation, le processus d'évaporation prend plus de temps et l'air ne peut plus porter plus d'eau et l'injection supplémentaire n'est pas utile. Par conséquent, le refroidissement par évaporation directe d'air est limité par la différence de températures ($T_0 - T_1$).

Dans la pratique, refroidir l'air à l'état de saturation, engendre la formation des gouttelettes dans le flux en écoulement qui provoquent l'encrassement des aubes de compresseur et / ou la rouille des conduits d'admission. Le contrôler des paramètres de refroidissement par évaporation est une clé importante pour le bon fonctionnement temporaire du refroidisseur et de la TAG.

L'efficacité d'un refroidisseur d'air par évaporation $\eta_{\text{évc}}$ est définie comme le rapport entre la diminution réelle de température sec à la différence de température théorique, quand l'air quitte le refroidisseur à l'état de saturation. Les caractéristiques de la plage de l'efficacité du refroidisseur par évaporation sont de 0,8 à 0,9 [36].

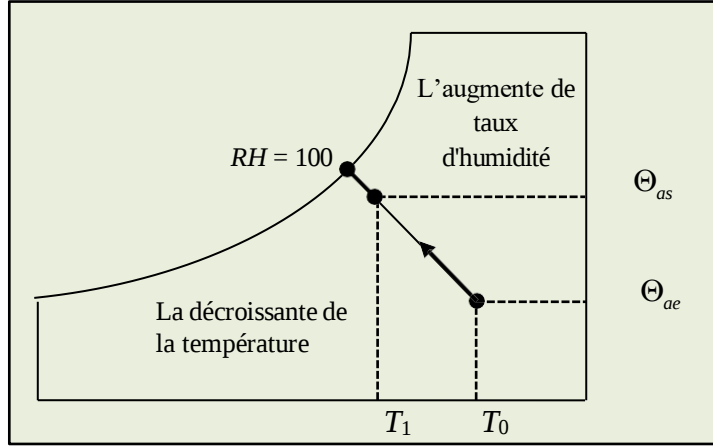


Figure IV-10 : Processus adiabatique de saturation sur le diagramme psychrométrique

La Figure 4-4 montre le schéma d'un refroidisseur par évaporation où l'air ambiant à T_0 , ω_0 et P_0 pénètre dans les cellules de l'évaporateur et sort à T_1 , ω_1 et P_1 . Le refroidisseur par évaporation est supposé fonctionner dans un processus continu adiabatique tel que l'air ambiant humide passe de l'état (0) à l'état (1). La quantité suffisante d'eau est ajoutée au courant d'air pour augmenter sa teneur en humidité à proximité de celle correspondant à une humidité relative de 100% et de diminuer sa température comme on le voit dans la Figure 4-10. Pour l'application du bilan énergétique McQuiston et col [37] :

$$\omega_0 (h_{sv} - h_{sl}) = C_{pa} (T_1 - T_0) + \omega_1 C_{fg} \quad (4.92)$$

ω_0 : Est évaluée à des conditions ambiantes en utilisant le logiciel EES.

IV.2.5 TAG couplée à un refroidisseur par évaporation

Afin d'évaluer la faisabilité d'un système de refroidissement couplé à la TAG, la performance de l'installation est étudiée avec et sans le système de refroidissement.

En général, la puissance nette d'un système complet est la suivante :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p) \quad (4.93)$$

Les trois termes de l'équation (4.65) sont des fonctions des propriétés de l'air à l'admission du compresseur (T_1 et ω_1), elles dépendent à leur tour des performances du système de

refroidissement. Nous allons définir un terme sans dimension qui donne l'avantage d'utiliser un système de refroidissement comme le rapport de gain de puissance (RGP) :

$$RGP = \frac{\dot{W}_{net,avecref} - \dot{W}_{net,sansref}}{\dot{W}_{net,sansref}} \cdot 100\% \quad (4.94)$$

Le RGP est un terme générique qui prend en compte les paramètres de la TAG et le système de refroidissement associé, indépendamment du processus de refroidissement. Pour une TAG fonctionnant dans des conditions climatiques spécifiques $RGP = 0$.

Si un système de refroidissement est utilisé, le RGP augmente, mais cette augmentation est limitée par les caractéristiques physiques du système de refroidissement utilisé. Le RGP donne le taux de production d'énergie d'un système couplé à la TAG, c'est un paramètre important pour décrire la relation entrées-sorties.

Nous allons définir un autre facteur qui a trait physiquement à l'efficacité thermique de la TAG couplé au système de refroidissement (le changement de l'efficacité thermique (CET)) :

$$CET = \frac{\eta_{cy,avecref} - \eta_{cy,sansref}}{\eta_{cy,sansref}} \cdot 100\% \quad (4.95)$$

Le RGP est toujours positif et CET peut-être négatif, ce qui signifie que l'efficacité du système couplé est inférieure à celle de la TAG sans refroidissement. Les deux paramètres RGP et CET sans dimension obtenus, peuvent faciliter l'interprétation des résultats et contribuer à une bonne analyse du système de refroidissement installé.

La puissance consommée par le système de refroidissement est celle due au pompage pour faire circuler l'eau à l'intérieur des cellules de l'évaporation $\dot{W}_p$. Grace au dimensionnement adéquat des conduites d'échange de l'évaporateur, cette puissance est faible par rapport aux autres termes de l'équation (4.93), et peut-être négligée. Par conséquent, le RGP pour une TAG avec refroidisseur par évaporation peut être obtenu à partir de l'équation (4.94). À partir des équations ((4.76), (4.79), (4.86) et (4.93)) le rendement du cycle thermique avec le refroidissement $\eta_{cy,avecref}$ tenant compte des propriétés de l'air à l'admission du compresseur et du rapport air-carburant peut être exprimé comme suite :

$$(4.76) \Rightarrow \eta_{cy} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p)}{\dot{Q}_h}$$

$$(4.79) \Rightarrow \dot{W}_t = \dot{m}_a (1 + \alpha_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

$$(4.86) \Rightarrow \dot{W}_c = \dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \alpha_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right]$$

$$(4.89) \Rightarrow \dot{Q}_h = \dot{m}_a T_1 \left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\alpha_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right]$$

En portant les relations ((4.79), (4.86) et (8.89)) dans l'équation (4.76) on trouve :

$$\eta_{cy} = \frac{\left(\dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right) - \left(\dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \omega_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right] \right)}{\dot{Q}_h}$$

$$\eta_{cy} = T_1 \dot{m}_a \left\{ \left[(1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] - \left[C_{pa} \frac{1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{g2} + h_{g1}) \right] \right\} / \dot{Q}_h$$

$$\eta_{cy} = \frac{\left[(1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] - \left[C_{pa} \frac{1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{g2} + h_{g1}) \right]}{\left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right]}$$

Donc le rendement global et :

$$\eta_{cy} = \frac{[(1 + \alpha_1 + f) C_{pg} \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - (C_{pa} \frac{1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \frac{\alpha_1}{T_1} (h_{g2} + h_{g1}))]}{[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\alpha_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2})]} \quad (4.96)$$

L'équation (4.96) pour un cycle air idéal réversible si les conditions réalisées, $\eta_c = \eta_t = 1$, le rapport air carburant $f = 0$, $C_{pg} = C_{pa}$ et le rapport d'entrée d'air d'humidité $\omega_1 = 0$, donnent l'expression standard dans lequel le rapport de pression est la seule charge : ($\eta_{cy,rev} = 1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$).

Pour une TAG fonctionnant sans refroidissement, les troisièmes termes de l'équation disparaissent et les conditions d'entrée T_1 et ω_1 sont remplacés par T_0 et ω_0 .

IV.2.6 Conclusion

On peut conclure dans ce chapitre que les relations relatives au calcul du rendement montrent qu'une augmentation du rapport des températures, admission turbine à la température ambiante entraîne une élévation du rendement et de la puissance produite.

Nous avons proposé l'installation d'un refroidisseur par évaporation à l'entrée du compresseur axial car celle-ci abaisse la température ambiante, augmente la charge massique en fluide dans la TAG. Ces deux facteurs contribuent directement à l'amélioration du rendement et à la diminution des NOx rejetés à l'atmosphère. L'utilisation de cette méthode à l'ensemble des machines du même type en exploitation dans l'industrie des hydrocarbures entraînera un gain de puissance et un moyen de lutte contre la pollution atmosphérique par les rejets de la combustion des TAG.

Pour cela, un programme de calcul et d'analyse des effets des conditions ambiantes sur les performances d'une TAG a été réalisé. La modélisation du programme est étendue à l'étude de l'influence du refroidissement par évaporation d'eau à l'entrée du compresseur sur les performances de la TAG (GE MS5002) largement utilisée dans le domaine des Hydrocarbures.

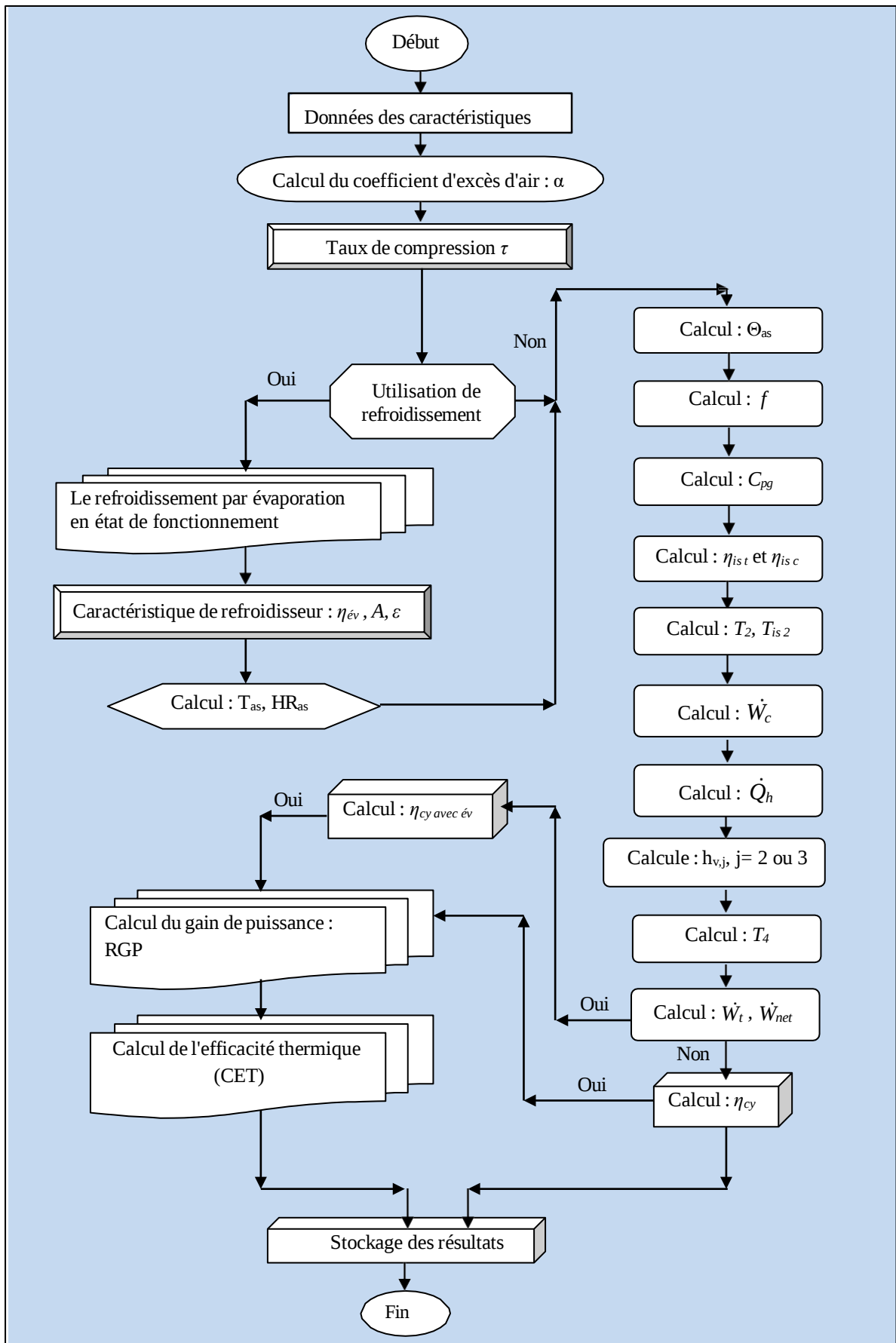
Chapitre V

Résultats et interprétations

V.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre consiste à étudier l'influence de la température, de la pression et de l'humidité d'air ambiant sur les performances de la Turbine à Gaz, d'une part sur le cycle simple sans refroidissement, d'autre part sur le cycle avec refroidissement de l'air par évaporation à l'entrée de compresseur axial. Les calculs ont été effectués avec des gammes de taux de compression, de pression atmosphérique, d'humidités et de températures ambiantes variables, en supposant que la Turbine à Gaz fonctionne dans des gammes de températures et de pressions extrêmes (hivers : 0 °C, été :50 °C) et du taux de compression ($2 < \tau < 12$).

V.2- L'organigramme principal de calcul du cycle proposé



V.3 État de cycle simple

V.3.1 Influence de la température ambiante sur le rendement

Pour une pression atmosphérique et un taux de compression fixes, $P_{\text{Atm}} = 1.0132$ bar, $\tau = 7.3761$, l'influence de la température ambiante sur les performances de la Turbine à Gaz sont portées à la Figure V-1.

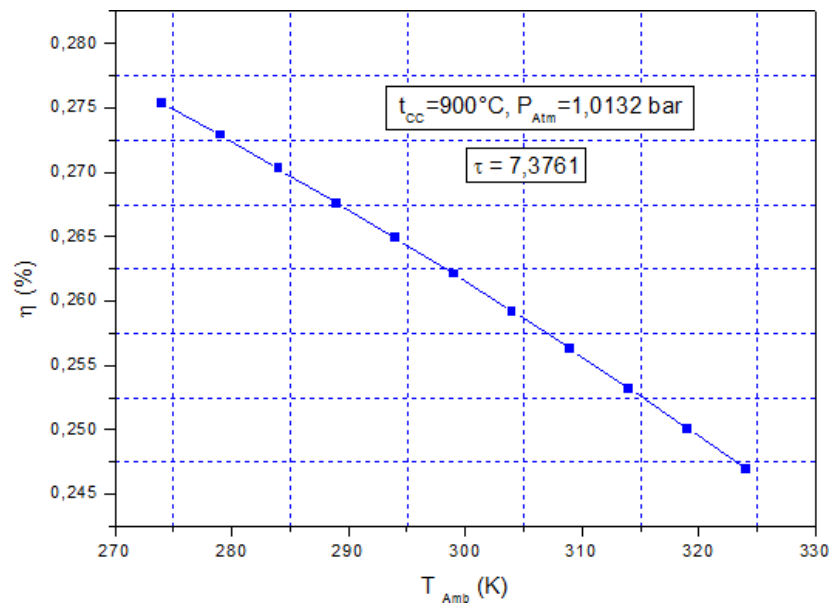


Figure V-1: Rendement thermique

Cette figure montre que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante, à cause de l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiant augmente.

V.4 État du cycle avec refroidissement évaporateur

Nous avons constaté que l'effet de la température de l'air ambiant est important sur les performances des turbines à gaz et plus particulièrement sur celles utilisées dans le sud saharien.

Notre but est de rendre la Turbine à Gaz utilisée dans ces conditions insensible à la variation de la température de l'air ambiant par le refroidissement de l'air par évaporation lorsque $T_{\text{amb}} > T_{\text{iso}}$.

V.4.1 Influence de la température ambiante sur l'évaporateur

Dans cette partie nous étudierons l'évaporateur dans un cas particulier, pour quantifier

l'efficacité du refroidisseur par évaporation, afin de réduire la température de sortie de refroidisseur, en la fixant à la température standard $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

L'efficacité du refroidisseur par évaporation traduit à chaque instant le niveau d'échange air - eau, il est fortement influencé par les différentes caractéristiques géométriques, environnemental (l'humidité et la vitesse de l'air). Dans notre étude on a choisi un refroidisseur avec un rendement de 80%.

La Figure V-2 représente la variation du débit d'eau pour refroidir la température d'admission de l'air dans le compresseur axial aux conditions standards, en fonction de la température ambiante.

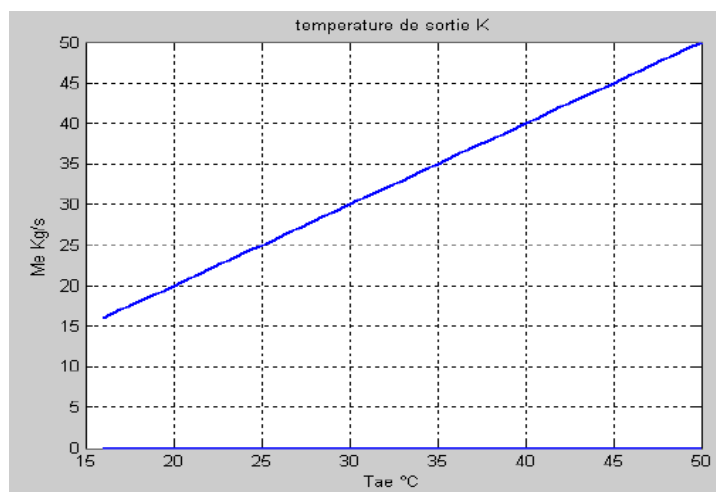


Figure V-2: Le debit d'eau en fonction de la température ambiante.

On observe que l'allure de la courbe de débit d'eau est une fonction linéaire de la température d'entrée de l'air.

Les Figure V-3 montre les profils du rendement thermique global de la Turbine à Gaz avec et sans refroidissement en fonction de la température ambiante. Ces courbes montrent une augmentation du rendement de la Turbine à Gaz dès le début du refroidissement de l'air ambiant. Il varie entre la gamme de la température ($15^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{amb}} \leq 50^{\circ}\text{C}$) de 26,76% (climat standard) et 24,69% (climat chaud), mais dans le cas où on refroidit l'air à l'admission le rendement s'améliore de 26,76% (climat standard) et 25,38% (climat chaud).

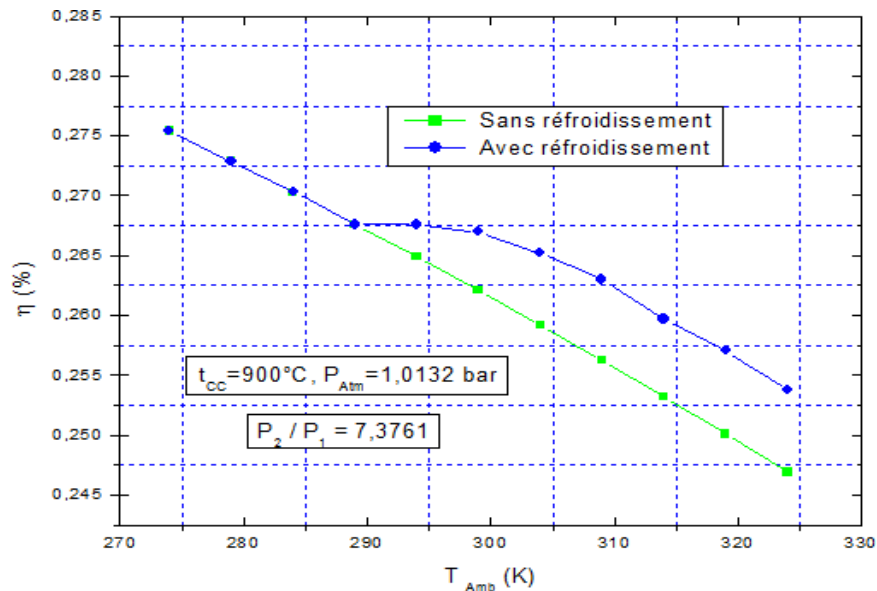


Figure V-3: Rendement thermique global de la Turbine à Gaz

Les Figure V-4 montrent les caractéristiques de la Turbine à Gaz avec et sans refroidissement en fonction de la température ambiante, pour un coefficient d'efficacité du refroidisseur de 80%, et une humidité relative de l'air ambiant de 60%. On constate que les deux paramètres sont proportionnels à la température de l'air à l'admission. On observe qu'à la température $T_{am}=50^{\circ}C$ le système de refroidissement fait passer le rendement thermique de la Turbine à Gaz de 0,287 à 0,292 ce qui n'est pas négligeable.

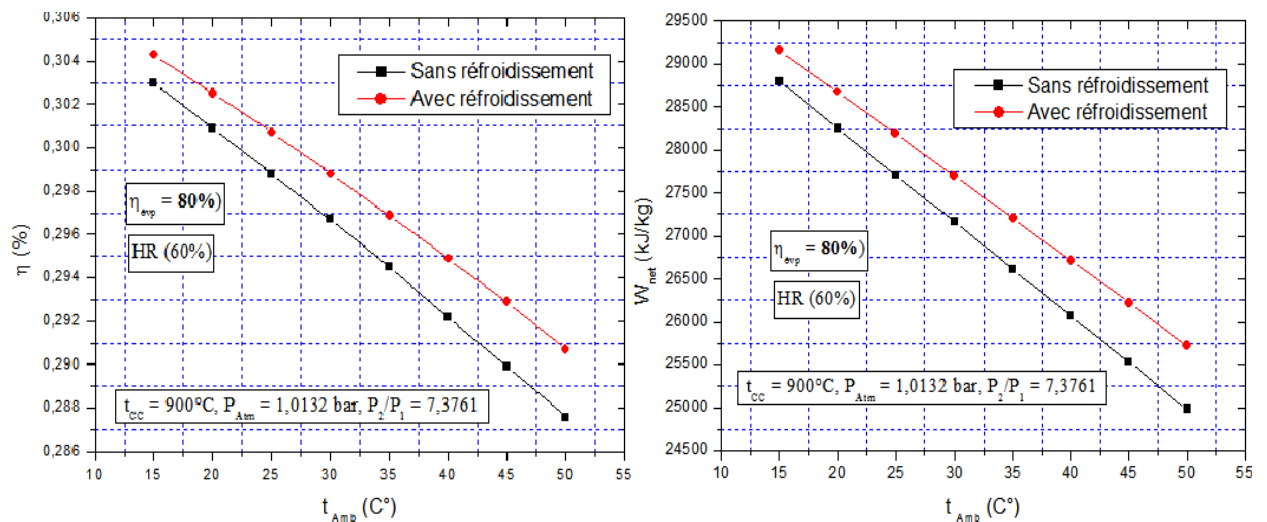


Figure V-4: Variation du travail spécifique utile et du rendement thermique global

V.4.2 Influence de la température ambiante sur le RGP

Dans cette partie, nous allons appliquer les équations (4.93) et (4.94) pour le système de refroidissement de l'air. La Figure V-4 représente la variation du gain de puissance relatif

(RGP) de la Turbine à Gaz avec le refroidissement en fonction d'une humidité relative et de la température ambiante variable de l'air à l'admission pour quatre efficacités du refroidisseur.

On constate que l'augmentation du RGP est liée à l'augmentation de l'efficacité du refroidisseur, ainsi qu'à la diminution de la température ambiante.

Nous remarquons une augmentation intéressante du RGP lorsque l'humidité relative diminue considérablement, on gagne plus de 5 points à une température ambiante $T_{am} = 50^\circ\text{C}$ lors du passage de l'humidité maximale 80% à l'humidité minimale sec 0%.

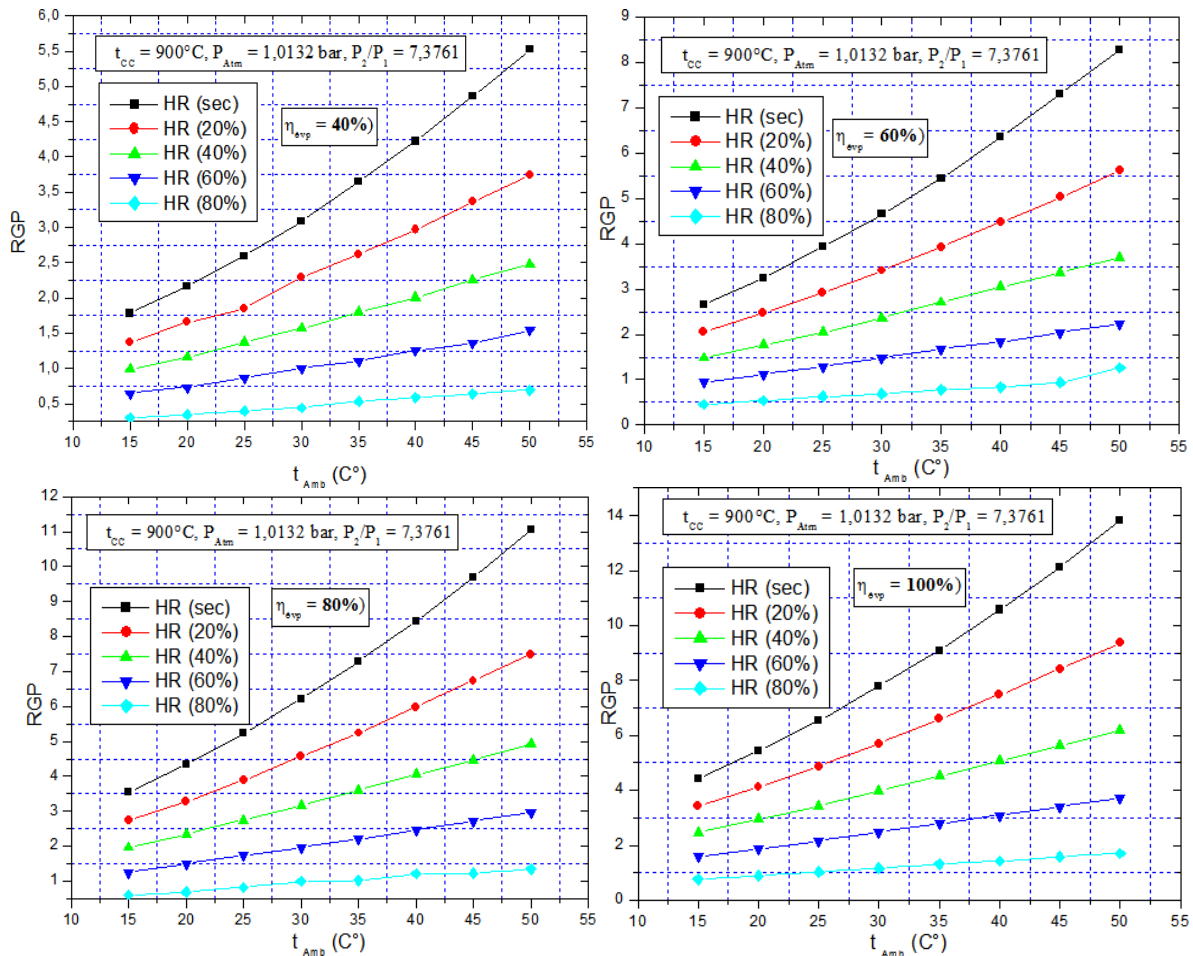


Figure V-5: Variation du RGP pour différentes d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

Les résultats trouvés montrent l'importance des paramètres considérés et leur influence sur les performances de la Turbine à Gaz.

V.4.3 Influence de la température ambiante sur le CET

Nous représentons sur la Figure V-6 la variation de l'efficacité thermique (CET) pour la Turbine à Gaz avec refroidissement par évaporation de l'air d'admission en fonction de l'humidité relative et de la température ambiante variable pour quatre efficacités de

l'évaporateur.

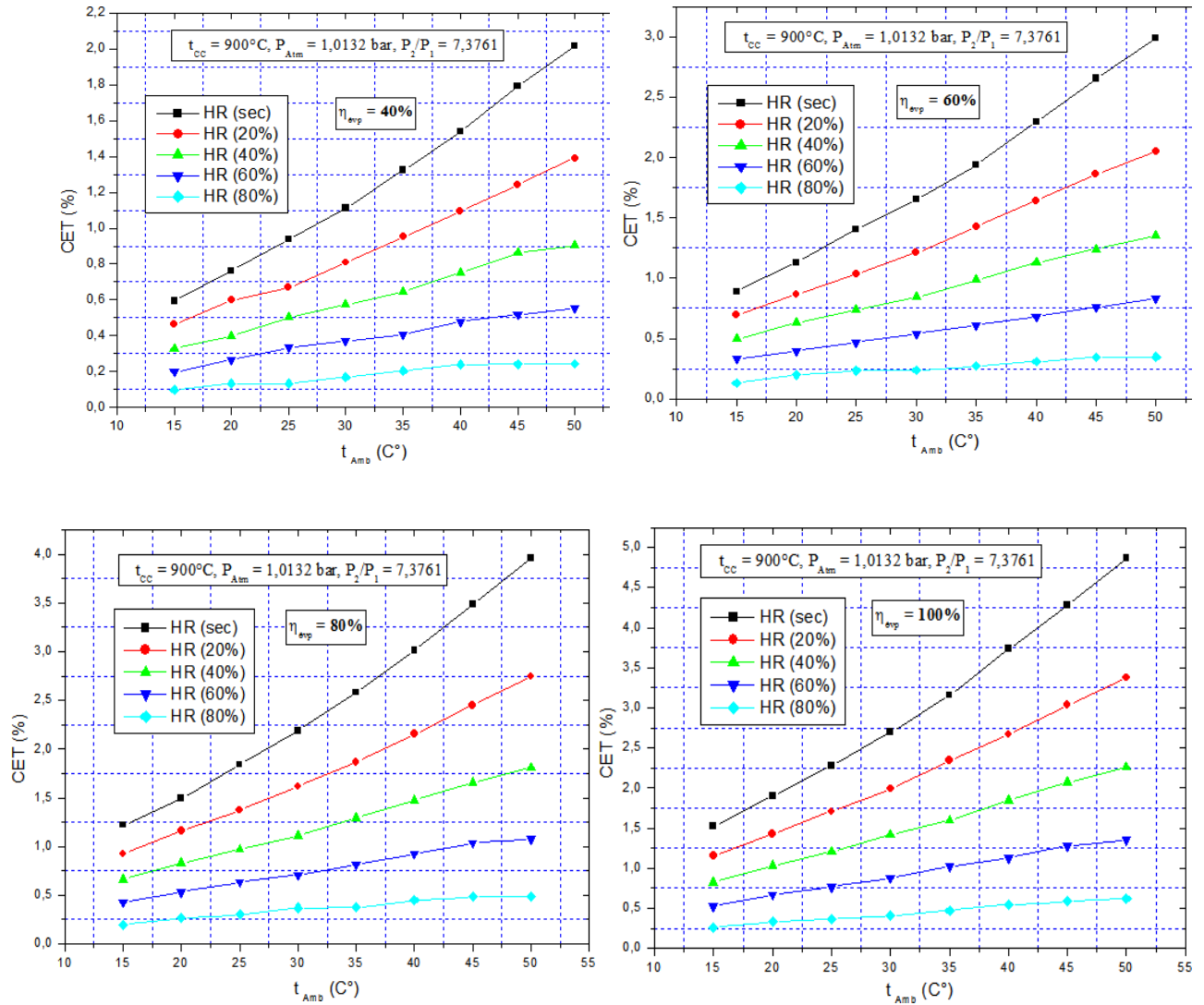


Figure V-6: Variation du CET pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

Nous constatons les mêmes allures de courbes que lors du calcul du RGP, avec une valeur maximale du CET de 5% au lieu de 13,5% pour RGP.

V.4.4 Influence de la température ambiante sur le ξ t

Le rapport des températures d'air d'entrée et de sortie du refroidisseur en fonction de la variation de la température ambiante et de l'humidité relative pour quatre efficacités de l'évaporateur est illustré à la Figure V-7. Les courbes montrent que le refroidissement par évaporation est plus efficace pour l'air sec que pour l'air très humide.

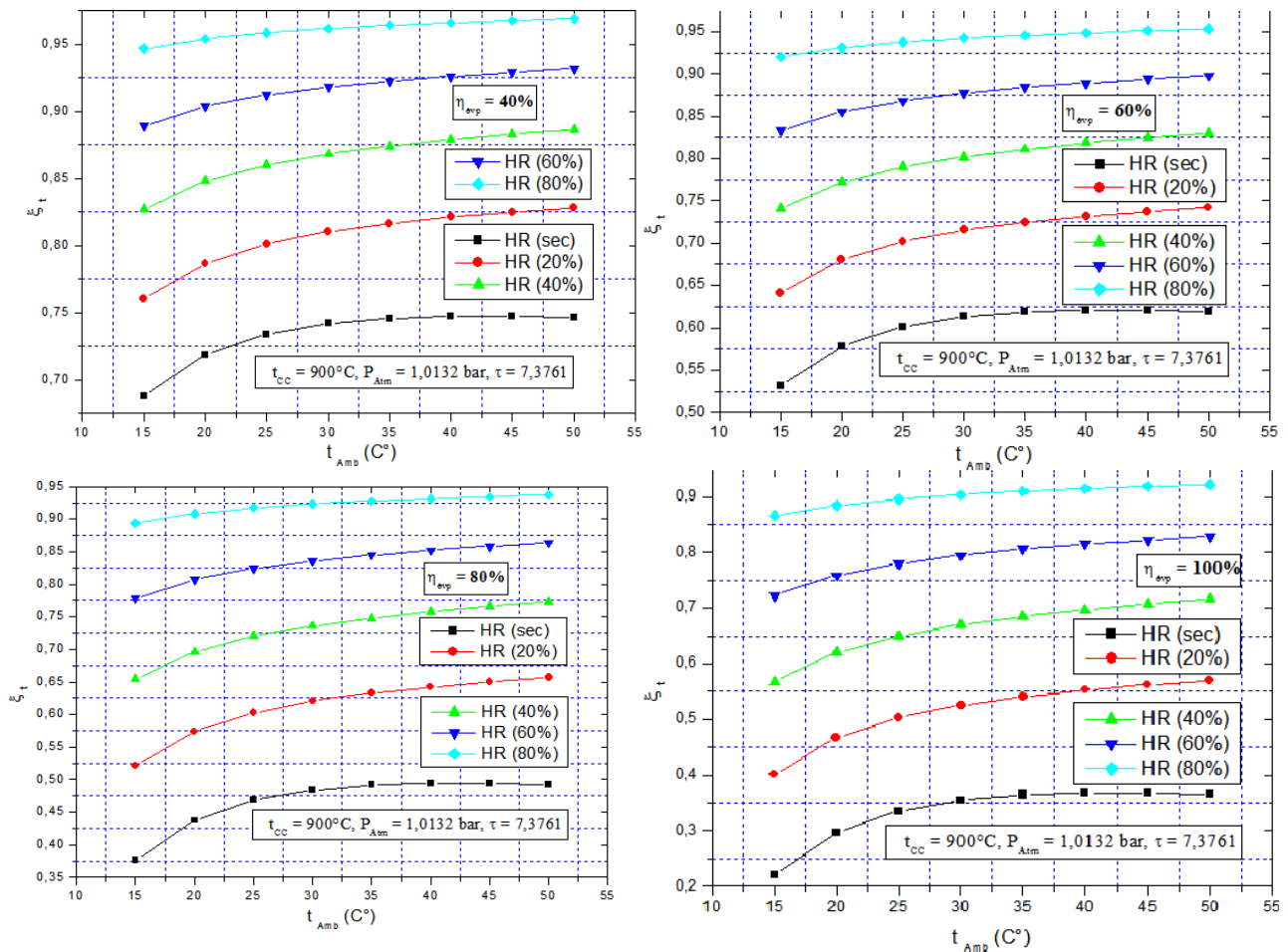


Figure V-7 : Rapport des températures de sortie et d'entrée de l'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

V.4.5 Validation des résultats

La validation de l'étude réalisée passe par la comparaison des résultats obtenus, avec ceux de la littérature. A cet effet, les conditions d'entrée à l'amont du compresseur sont fixes (conditions standard). Pour une gamme de températures d'air à refroidir, les performances obtenues ont été comparées à celles de la littérature.

La Figure V-8 indique les différents facteurs obtenus par le refroidisseur en fonction de la température ambiante, pour une efficacité d'évaporateur à 80% et avec une humidité relative de l'air ambiant de 60%. L'examen de l'ensemble de ces courbes montre que lorsque la température ambiante augmente, on obtient une augmentation du RGP important, mais avec une augmentation légère de CET. Par contre, le rapport de la température entre l'entrée et la sortie de refroidisseur ξ_t ne peut être atteint que pour les climats secs.

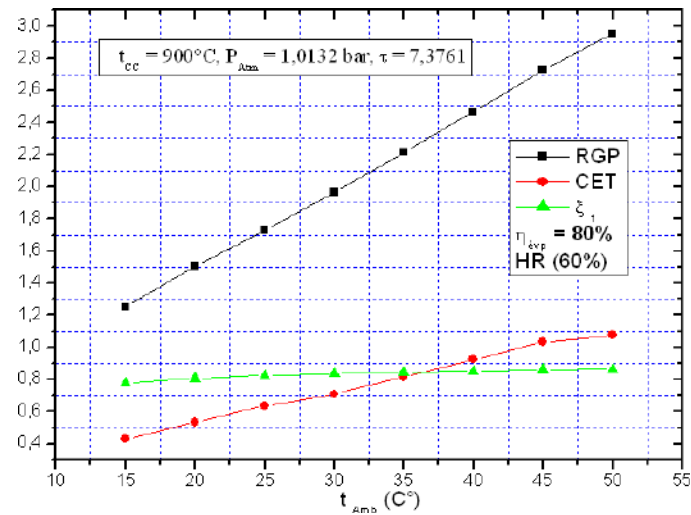


Figure V-8: Variation des facteurs d'exploitation lors du refroidissement de l'air (RGP, CET et ξ_t)

Les Figure V-9, V-10 et V-11 représentent respectivement la variation du rapport de gain de puissance, l'efficacité thermique et le rapport entre les températures de l'air à la sortie et à l'entrée du refroidisseur ayant une efficacité de 80% et un taux d'humidité de l'air minima (0%) et maximale de 60% en fonction de la température ambiante.

En comparant les courbes obtenues, on observe dans les deux premières (RGP et CET) une augmentation significative entre le climat humide et sec ($0 \leq \text{HR} \leq 60\%$), par contre, pour le rapport ξ_t , au delà de la température ambiante de l'air $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$, il reste sensiblement constant.

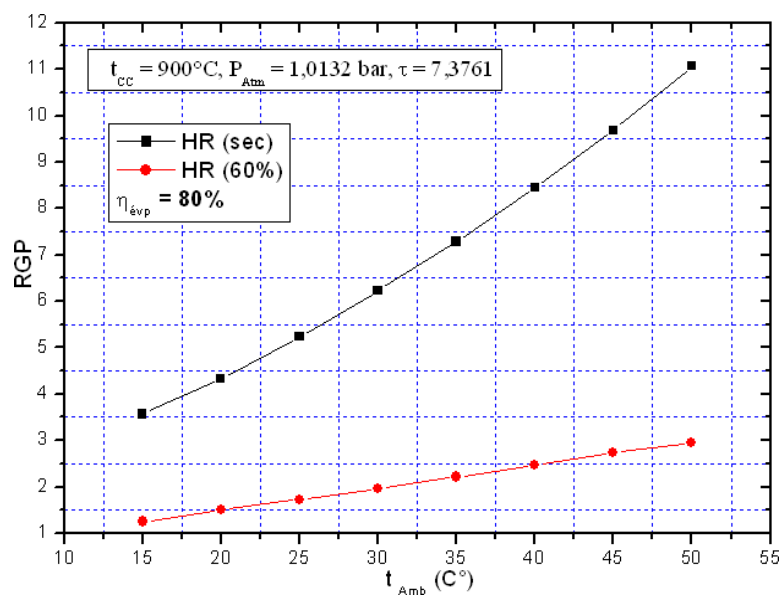


Figure V-9 : Variation du RGP en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max

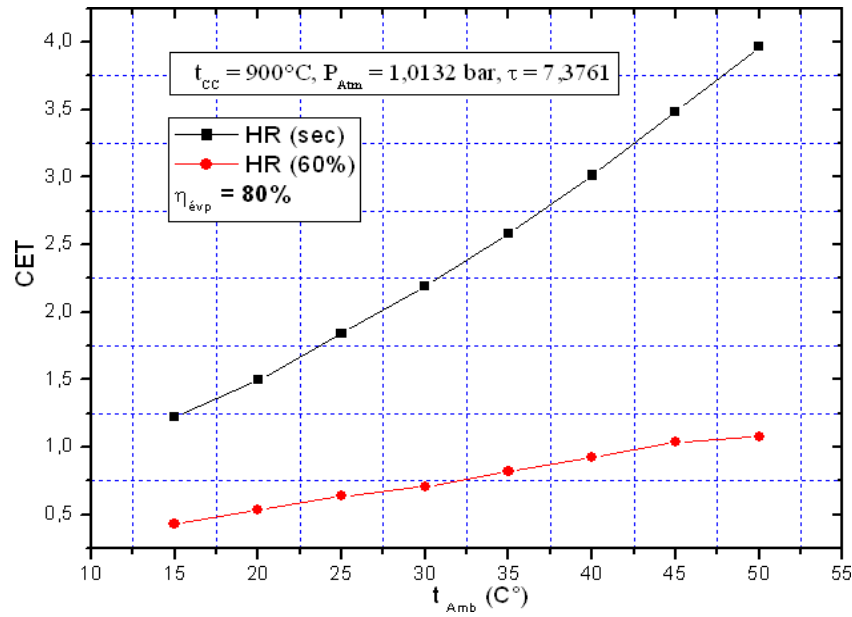


Figure V-10: Variation du CET en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max

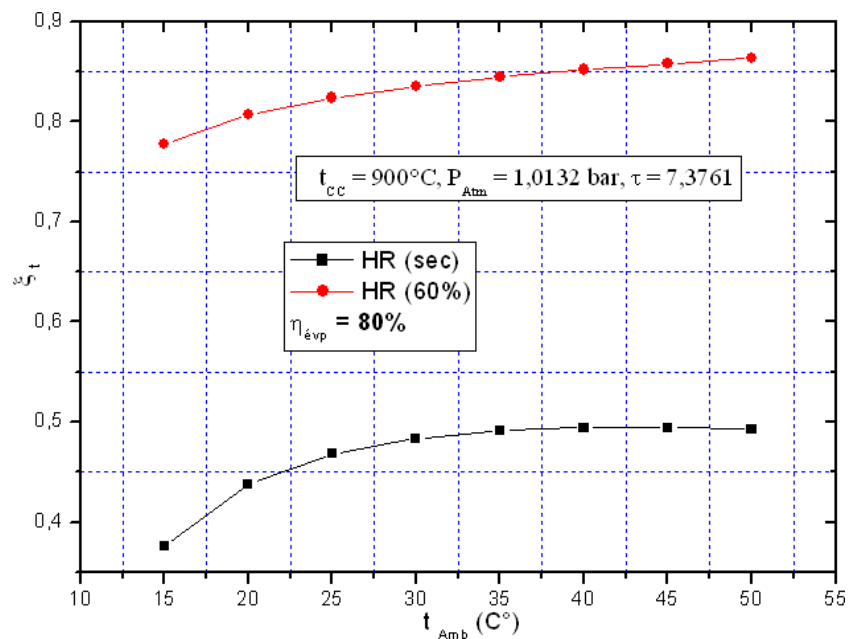


Figure V-11: Variation du ξt en fonction de la température ambiante pour l'humidité minimale et maximale

V.5 Conclusion

En étudiant les effets des conditions climatiques sur les performances de la Turbine à Gaz, nous pouvons affirmer que la présence du refroidisseur de la température de l'air ambiant à l'entrée du compresseur fait augmenter notablement la masse volumique du fluide ce qui

s'accompagne d'une amélioration du rendement global de la Turbine à Gaz. L'analyse des résultats obtenus par notre code de calcul montre qu'ils sont en bonne concordance avec ceux des études précédentes [25,24]

Conclusion

Conclusion Générale

Ce travail a permis d'étudier l'effet des températures ambiantes élevées, telles que celles enregistrées à Hassi R'mel (jusqu'à 50 °C), sur le comportement thermodynamique d'une turbine à gaz de type MS5002. À l'aide du logiciel EES, une modélisation complète a été réalisée, en prenant en compte successivement les conditions standards puis les conditions réelles du site. Les résultats ont révélé une baisse significative de la densité de l'air à l'admission, ce qui a entraîné une diminution de la puissance utile et du rendement global de l'installation.

Afin de corriger cette perte de performance, une méthode de refroidissement par évaporation directe de l'air d'admission a été introduite. Cette technique, bien adaptée aux climats secs, s'est avérée particulièrement efficace pour abaisser la température de l'air avant son entrée dans le compresseur axial, entraînant une amélioration notable de la charge massique et donc une récupération partielle de la puissance perdue. Une hausse du rendement thermique a été observée dans les cas simulés.

Les principaux enseignements de cette étude sont les suivants :

1. Les performances d'une TAG sont fortement influencées par les conditions climatiques, notamment la température et l'humidité relative.
2. Le refroidissement de l'air d'admission permet d'augmenter sa densité, favorisant ainsi une amélioration du débit massique et de la puissance.
3. La méthode de refroidissement par évaporation est simple, économique et efficace dans des régions à climat chaud et sec.
4. L'amélioration des performances par cette méthode, même modeste en valeur absolue, est significative dans un contexte industriel à forte consommation énergétique.

Perspectives et recommandations

Les résultats obtenus ouvrent la voie à des travaux futurs, notamment :

- L'expérimentation en conditions réelles du refroidissement par évaporation.
- L'intégration de cette technique dans des cycles combinés ou régénératifs.
- Le développement d'un modèle global prenant en compte température, humidité, efficacité du refroidisseur et type de combustible.

- Le couplage avec d'autres méthodes (récupération de chaleur, injection de vapeur, pré-refroidissement, etc.) pour maximiser l'efficacité du cycle.

En fin, cette recherche théorique pose les bases d'une stratégie d'optimisation des turbines à gaz adaptées aux environnements chauds comme celui du sud algérien. Elle pourra servir de point de départ à des études expérimentales futures, avec pour objectif final une exploitation plus efficace et durable de l'énergie.

Références Bibliographiques

- [01] Cohen, H., Rogers, G. F. C., & Saravanamuttoo, H. I. H. (2008). *Gas Turbine Theory* (6^e éd.). Pearson Education.
- [02] Lefebvre, A. H., & Ballal, D. R. (2010). *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*.
- [03] Boyce, M. P. (2011). *Gas Turbine Engineering Handbook* (4th ed.). Gulf Professional Publishing.
- [04] Feidt, M. (2006). *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes.
- [05] Lallemand, A. (1195). *Production d'énergie électrique par centrales thermiques*. Techniques de l'Ingénieur, D 4 002.
- [06] Sonatrach SRGA2, *Manuel de formation pour la conduite et l'entretien, turbine à gaz MS5002C*, NUOVO PIGNONE.
- [07] A. Boulainine et S. Mekhaba, *Exploitation des turbines à gaz*, 2007.
- [08] General Electric, *GAZ turbine principes volume (1)*, GE International Sale et Service, 1988.
- [09] Nuovo Pignone, *Manuel d'instruction, de fonctionnement et d'entretien (MS5002C)*, volume 1.
- [10] Meherwan P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*.
- [11] Etude thermodynamique, maintenance de fiabilité d'une turbine à gaz ms5002c 2011 Djelfa
- [12] Gas turbine engineering handbook / Meherwan P. Boyce
- [13] GE power système, Ms5002c gaz turbine performance, Nuovo pignone.
- [14] Simone Turina, Ms5002c gaz turbine improvement programme. Nuovo pignone.
- [15] mohammed Nadir, 2009, adaptation en optimisation d'un cycle mixte sur une installation de TG, thèse doctorale.

- [16] GEPS Oil & Gas Technical Training., « Turbine a gaz ms 5002 C LHE –manuel de formation pour la conduite et l’entretien », Nuovo Pignone, AFFAIRE N.P. : SONATRACH SRGA2, LOCALITE’:ALGERIE (2001) .
- [17] Johnson RS., « The theory and operation of evaporative cooler for industrial gas turbine », J. Eng. Gas Turbine Power, 111: 327-334 (1989).
- [18] Alhazmy, M. M., and Najjar, Y. S. H., « Augmentation of gas turbine performance using air coolers », App. Thermal Engineering, Vol. 24, pp 415- 429 (2004).
- [19] Marcos BB, João MD., « Theoretical analysis of air conditioning by evaporative cooling influence on gas turbine cycles performance », 18th International Congress of Mechanical Engineering., November 6-11. Ouro Preto, MG (2005).
- [20] Leonardo., « Efficacité énergétique », ENERGY Climatisation, Juillet (2010).
- [21] STABAT Pascal, MARCHIO Dominique., « Humidificateur par ruissellement à recirculation d'eau », Ecole des Mines de PARIS, Centre d’Energétique (06 février 2001).
- [22] Castro, W. P. Pimenta, J.M.D., « Modelagem da Transferência de Calor e Massa para Simulações de Painéis Evaporativos Comerciais », COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 2003
- [23] Johnson RS., « The theory and operation of evaporative cooler for industrial gas turbine », J. Eng. Gas Turbine Power, 111: 327-334 (1989)
- [24] Mohsen Thabet, Ammar ben Brahim, Rahim K. Jassim., « limits of inlet air cooling system of gas turbines performance enhancement in hot and humid climates », (2005).
- [25] Majed M. Alhazmy, Rahim K. Jassim, et Galal M. Zaki., « Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates », international journal of energy research Int. J. Energy Res ; 30:777– 797 (2006)
- [26] COLLIGNAN. B., « Efficiency of Direct Evaporative Cooling », document non publié, CSTB, (1997).

- [27] 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
- [28] FISAIR, S.L., « Manuel d'instructions Humidificateurs Evaporatifs HEF1/2/3 », Uranio,20 - P.I. AIMAYR28330 San Martin de la Vega MADRID (SPAIN)
- [29] MUNTERS., « COOLbox CB7 à CB50, Refroidisseur d'air par évaporation », documentation technique, 15p (2000).
- [30] PIEC., « Données constructeurs de Premier Industries », consultées sur <http://www.piec.com> (mai 2000).
- [31] Wu J.M, Huang X, Zhang H., « Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler China Science Direct pages 980-984, (2008).
- [32] Jean Castaing - Lasvignottes ., « Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur », Université de Pau et des pays de l'Adour., (2002)
- [33] Dowdy, J.A. and Karabash, N.S., « Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media », ASHRAE Transactions, part 2, Vol. 93, pp. 382-395 (1987).
- [34] Saravanamuttoo, H.I.H., COHEN, H., ROGERS, GFC., « Gas Turbine Theory », 4^a Edição, (1996).
- [35] Ameri M, Nabati H. Keshtgar A., « Gas turbine power augmentation using fog inlet cooling system. Proceedings », ESDA04 7th Biennial conf. engineering systems design and analysis, Manchester UK, paper ESDA - 58101 (2004).
- [36] Cortes, C. P. E., et Willems, D., « Gas turbine inlet cooling techniques,: An overview of current
- [37] Mc Quiston, F. C. Parker, J. D. Spilter, J. D., « Heating, Ventilating and Air conditioning », Design and analysis, 5th edition, John Wily, NY (2000) technology », Proceedings Power GEN, Las Vegas Nevada Dec. 9-11 (2003)

Annexe

Les Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz

Puissance de la turbine (constructeur)	$P_{Const} \text{ (kW)}$	26 MW
Température de la chambre de combustion	$t_{CC} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$, t3	930 /1230 °C
Pouvoir calorifique inférieur du combustible GN	$PCI \text{ (kJ / kg.K)}$	44550 kJ/kg.K
Rendement polytropique du compresseur	$\eta_c \text{ (%)}$	87%
Rendement polytropique de la turbine THP	$\eta_{THP} \text{ (%)}$	88%
Rendement polytropique de la turbine TBP	$\eta_{TBP} \text{ (%)}$	88%
Rendement de la combustion	$\eta_{CC} \text{ (%)}$	97%
Rendement mécanique	$\eta_{mec} \text{ (%)}$	96%
Taux de compression du compresseur axial	ε	7
Température de l'air ambiant	t_{Adm}	15 °C, 288 K
Pression de l'air ambiant	p_{Adm}	1,0132 bar
Vitesse de la turbine THP :	N	5100tr/mn
Vitesse de rotation de la turbine TBP :	NTBP	4670tr/mn
Coefficient de perte de pression à l'entrée	σ_e	0,98
Chaleur spécifique de l'air	$C_p \text{ air}$	1005 j /Kg.k
Chaleur spécifique de gaz	$C_p \text{ gaz}$	1105 j /Kg.K

Tableau des Relations Énergétiques des Cycles Brayton "

Formule	Signification
$W_c = m_a(h_2 - h_1)$	Travail absorbé par le compresseur
$Q_{in} = C_p(T_3 - T_2)$	Chaleur fournie par la combustion
$W_t = (m_a + m_f)(h_3 - h_4)$	Travail fourni par la turbine
$W_{cyc} = W_t - W_c$	Travail utile total
$\eta_{th} = W_{utile} / Q_{fournie} = 1 - (T_4 - T_1) / (T_3 - T_2)$	Rendement thermique théorique
$\eta_{th} = 1 - 1 / r_c^{(\gamma - 1)/\gamma}$	Rendement théorique du cycle de Brayton
$W_c = m_a(h_2 - h_1) / \eta_c$	Travail du compresseur réel
$W_t = (m_a + m_f)(h_3 - h_4) / \eta_t$	Travail de la turbine réel
$m_f = m_a(h_3 - h_2) / (\eta_c * LHV)$	Débit de carburant réel
$\eta_{cy} = W_{cyc} / (m_f * LHV)$	Rendement réel global
$T_4 = (m_a C_{pa} T_2 + m_s C_{pw}(T_s - T_{fg})) / (m_a C_{pa} + m_s C_{pw})$	Température du mélange (évaporation + régénération)
$h_5 = h_4 + \eta_{reg}(h_7 - h_4)$	Enthalpie dans le régénérateur
$Q = h_1 - h_4$	Chaleur générée par la chaudière
$W_{ts} = m_s(h_1 - h_2)$	Puissance de la turbine à vapeur
$W_p = m_s(h_4 - h_3) / \eta_p$	Puissance de la pompe
$cs = \frac{\dot{m}_{carburant}}{P_u} \cdot Cs = \frac{1}{\eta_{th} \cdot PCI} \cdot 3600$	consommation spécifique
$W_{cy} = W_t + W_{ts} - W_c - W_p$	Travail global du cycle combiné
$\eta_{cy} = W_{cy} / (m_f * LHV)$	Rendement global combiné

Tableau de la consommation spécifique estimée

Température ambiante (°C)	T° air avant refroid. (°C)	T° air après refroid. (°C)	Consommation spécifique estimée (sans refroid.) (kg/kWh)	Consommation spécifique estimée (avec refroid.) (kg/kWh)
30	30	25	3,70	3,57
40	40	30	3,85	3,63
50	50	34	4,00	3,70