

UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA

Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables et des Sciences de la
Terre et de l'Univers

Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers



Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Mécanique des Chantiers Pétroliers

Présenté par :

Bahamou Lakhdar

Telmami Ilyes

Thème

**Étude de l'amélioration des performances
d'un turbine à gaz par le refroidissement
de l'air à l'entrée du compresseur axial**

Soutenu publiquement le : 07/06/2022

Devant le jury:

M. Rezaiguia Issam	MCA	President	UKMO
M. Toumi Nabile	MCB	Examineur	UKMO
Mme Rezaiguia Yamina	Pr	Encadreur	UKMO

Année Universitaire: 2021/2022

REMERCIEMENT

*Je tiens à remercier Dieu
le tout puissant de m'avoir donné
le courage, la force et la volonté pour
réaliser ce travail.*

*Je vifs remerciements à mon promoteur
Mr : Rezaiguia Yamina qui ma guidée et
orientée durant ce mémoire*

*A l'ensemble des enseignants du
département des hydrocarbures.*

*Sans oublier ceux qui ont participé
de près ou de loin à la réalisation de ce
travail, et ceux qui ont fait l'honneur
de jurer ce mémoire.*

DÉDICACES

« Louange à Dieu, le seul et unique »

A mes très chers parents et mes frères et sœurs

A tous mes amis,

A tous ceux qui ont participé de près ou de

loin à la réalisation de ce travail

A tous ceux que j'aime Je dédie ce modeste

travail.

Sommaires

Remerciement

Dédicace

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des abréviation

Introduction générale.....1

Chapitre I : Généralité sur turbine à gaz

I-1 Introduction.....	3
I-2 Développement historique.....	3
I-3- Définition.....	4
I-4-Eléments fondamentaux d'une turbines à gaz.....	5
I-4-1-Compresseur.....	5
I-4-2-Chambre de combustion.....	5
I-4-3-Turbine.....	6
I-5- Principe de fonctionnement	7
I-6- Classification des turbines à gaz.....	7
I-6 -1-Mode de fonctionnement thermodynamique	8
I-6-1-A-Turbine à cycle simple.....	8
I-6-1-B-Turbine à cycle avec régénération.....	8
I-6-2-Mode de disposition d'arbre.....	9
I-6-2-A- Turbine mono-arbre.....	9
I-6-2-B- Turbine bi-arbre.....	9
I-6-2-C- Turbine tri-arbre.....	10
I-6-3- Mode d'action du gaz.....	10
I-6-3-A- Turbine à action.....	10
I-6-3-B- Turbine à réaction.....	10
I-6-4- Mode du travail fourni.....	11
I-6-4-A- Turbine de puissance	11
I-6-4-B-Turbine génératrice du gaz.....	11
I-7-Domains d'application.....	11
I-8- Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	12

Chapitre II : Les méthodes d'amélioration des turbines à gaz

II-1 Introduction.....	14
II-2 Les technique d'amélioration des turbine à gaz.....	14
II-2-1 Refroidissement intermédiaire du compresseur.....	14
II-2-2 Régénération (cycle de récupération).....	15
II-2-3 Système de refroidissement à brouillard haute pression.....	16
II-2-3-1 Le système de refroidissement à brouillard présente certaine avantage.....	17
II-2-3-2 Et certaine inconvénients.....	17
II-2-4 Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air admission.....	17

Chapitre III : Bilan thermique

III-A Etude du cycle simple de la TAG MS 5002C.....	20
III-A-1 Introduction.....	20
III-A-2 Caractéristique de la turbine à gaz MS 5002C	20
III-A-3 Cycles thermodynamique de la turbine à gaz	21
III-A-3-1 Cycle de Brayton	21
III-A-3-2 Cycle réel de la turbine à gaz.....	22
III-A-3-3 Calcul thermodynamique.....	27
III-A-4-Conclusion.....	29
III-B Étude détaillée du cycle proposé.....	30
III-B-1 Introduction.....	30
III-B-2 Description du système proposé.....	30
III-B-3 Description mathématique.....	33
III-B-3-1 Analyse du panneau d'évaporation.....	33
III-B-3-2 Analyse du cycle d'évaporation global.....	36
III-B-3-3Étude des performances de cycle d'évaporation.....	38
III-B-3-3-1 Turbine.....	38
III-B-3-3-2 Compresseur d'air.....	40
III-B-3-3-3 La chambre de combustion.....	41
III-B-3-4 Processus direct d'évaporation de l'eau par pulvérisation.....	41
III-B-4 Tàg couplée à un refroidisseur par évaporation.....	42
III-B Conclusion.....	45

Chapitre IV : Résultats & Interprétations

IV-1 Introduction.....	47
IV- 2 L'organigramme principal de calcul du cycle proposé.....	48
IV-3 État de cycle simple.....	49
IV-3-1 Influence de la température ambiante sur le rendement.....	49
IV-4 État du cycle avec refroidissement évaporateur.....	49
IV-4- 1 Influence de la température ambiante sur l'évaporateur.....	49
IV-4- 2-Influence de la température ambiante sur le RGP.....	51
IV-4-3- Influence de la température ambiante sur le CET.....	53
IV-4-4- Influence de la température ambiante sur le ξ_t	53
IV-4-5- Validation des résultats.....	54
IV-5- Conclusion	57
Conclusion Générale.....	58
Références bibliographiques.....	61
Résumé	

Liste des figures

Figure I-1 : vue de la turbine à gaz.....	4
Figure I-2 : Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion.....	6
Figure I-3 : Dessin d'un étage d'une turbine.....	6
Figure I-4 : Schéma explicatif du fonctionnement d'une turbine à gaz.....	7
Figure I-5 : Organigramme classifiant les types de turbines à gaz.....	8
Figure I-6 : Processus d'une turbine à gaz à cycle avec régénération.....	9
Figure I-7 : Processus différenciant les deux types de turbines à gaz à double arbre.....	11
Figure II-1 : a)- Installation avec refroidissement intermédiaire b)- Cycle de Brayton	15
Figure II-2 : a)- Installation avec la régénération. b)- Cycle de Brayton.....	15
Figure II-3 : Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.....	17
Figure II-4 : Schéma du système proposé	18
Figure II-5 : Schéma d'approche réel du système proposé.....	18
Figure-III-1 : Cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme (P-V) et (T-S).....	25
Figure-III-2 : Représentation schématique des composantes d'une turbine à gaz bi- arbre.....	26
Figure-III-3 : Cycle réel d'une turbine à gaz bi-arbre dans le diagramme (T-S).....	27
Figure III-4 : Cycle de Brayton avec refroidissement direct par évaporation de l'eau.....	35
Figure III-5 : Schéma d'un refroidisseur évaporatif (média humide).....	35
Figure III-6 : Graphiques pour calculer le débit de purge de refroidisseur.....	36
Figure III-7 : Variation du rendement du refroidisseur $\eta_{ev}(\varepsilon, V)$	37
Figure III-8 : Représentation de l'humidification dans le diagramme de l'air humide.....	40
Figure III-9 : Diagramme T-s d'un cycle de Tàg simple.....	42
Figure III-10 : Processus adiabatique de saturation sur le diagramme Psychrométrique.....	46
Figure IV-1 : Rendement thermique.....	49
Figure IV-2 : Le débit d'eau en fonction de la température ambiante.....	50
Figure IV-3 : Rendement thermique global de la Tàg.....	51
Figure IV-4 : Variation du travail spécifique utile et du rendement thermique global.....	51
Figure IV-5 : Variation du RGP pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%.....	52
Figure IV-6 : Variation du CET pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%	53
Figure IV-7 : Rapport des températures de sortie et d'entrée de l'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%.....	54

Figure IV-8: Variation des facteurs d'exploitation lors du refroidissement de l'air (RGP, CET et ξ_t).....	55
Figure IV-9 : Variation du RGP en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max.....	55
Figure IV-10: Variation du CET en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max.....	56
Figure IV-11: Variation du ξ_t en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max.....	56

Liste des tableaux

Tableau I-1 : Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	12
Tableau III-1 : Caractéristiques des TAG MS 5002C.....	20
Tableau III-2 : Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur.....	28
Tableau III-3 : Les résultats de calcul d'après les données réelles	28
Tableau III-4 : Comparaison des résultats obtenus.....	28

Nomenclatures

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]
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 consommé	[m ³ /s]
$E_{eé}$	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 C	[kJ/kg]
h_{g2}	Enthalpie de la vapeur d'eau saturée à la sortie 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/g]
$Pr_{e,adm}$	Pression non-dimensionnelle	[Pa]
W	Puissance de compression	[W]
ξ_t	Rapport de la température entre l'entrée et la de sortie refroidisseur	[-]
σ	Rapport des constantes des gaz parfaits de l'air	[-]
γ	et de l'eau Rapport de chaleurs spécifiques	[-]
η	Rendement	[%]
A	Surface mouillée du panneau (Section)	[m ²]
ε_r	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	Entré 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 pannea
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
Tàg	Turbine à gaz
Tàv	Turbine à vapeur

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les turbines à gaz jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétique de notre pays. Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique, mais aussi dans l'industrie gazière, notamment la réinjection du gaz dans les gisements pétroliers et aussi pour l'entraînement des compresseurs centrifuges dans les stations de compression et du traitement du gaz naturel.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement selon que l'on est en été ou en hiver ou qu'il fait jour ou nuit, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Pour cela, une solution du problème est nécessaire pour minimiser cette influence sur les performances de la machine et maintenir le rendement plus au moins constant.

C'est dans ce contexte que nous inscrivons l'objet de ce mémoire qui aura pour but de décrire le fonctionnement général de la turbine à gaz et plus précisément du type MS 5002C, ainsi que l'influence des facteurs extérieurs et par la suite en proposant une méthode d'amélioration des performances de la machine par le refroidissement de l'air d'admission.

Problématique

L'augmentation de la température de l'air ambiant durant l'été, dans le sud Algérien, où se trouvent de grandes installations de production de pétrole et de gaz (compression et pompage), affaiblit directement l'efficacité de la Tàg.

Le facteur de la température ambiante, bien qu'il soit important pour le bon fonctionnement de ce type de machine, n'est pas pris en considération lors du processus de développement de leurs caractéristiques, et ce, malgré les progrès technologiques réalisés dans ces types d'utilisation, le rendement de la Tàg reste toujours relativement limité.

Chapitre I :

Généralité Sur Les

Turbine à Gaz

I-1-Introduction

La turbine à gaz est une machine thermique qui appartient à la famille des moteurs à combustion interne. Elle permet de transférer l'énergie thermique en énergie mécanique par l'entraînement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de la turbine dans une tuyère (Turbo réacteur).

I-2- Développement historique

La première machine à gaz fut breveté en 1629 par un mécanicien Italien Giovanni Branca, une machine dans laquelle un jet était dirigé vers une roue horizontale connecté à un système d'engrenage pour actionné un presse. Apres Branca plusieurs mathématiciens ont contribué à l'amélioration de cette technologie.

En 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait un compresseur alternatif. Dans les années 1820-1833 Claude Bourdin, un professeur français, a réalisé plusieurs installations des machines hydraulique qui les a nommées Turbine, mot dériver du Latin Turbins' signifiant qui tourne, mais il n'a pas réussi à passer au stade des machines industriellement stable.

En 1844 les turbines de Fourneyron furent installées en Europe et en Etats Unis où des améliorations furent apportées. Les turbines à gaz ont commencées à se matérialiser entre la Fin du XIXème siècle et le début du XXème siècle.

On mentionne qu'une première turbine à gaz capable de fournir du travail fut construite en 1903 par l'ingénieur mécanicien Elling en Norvège.

Durant l'année 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global de 3%.

En 1910 l'ingénieur mécanicien Henri Coanda essaya un avion dont le moteur était une turbine à gaz élémentaire composée d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une tuyère.

Mais c'est qu'en 1930 que l'idée de turbine à gaz a été réellement présentée aux Etats-Unis, en France, en Grande Bretagne, en Italie et en Allemagne.

La première utilisation des turbines avec un rendement de 30% pour la production d'électricité était en 1950.

A ces inventions s'ajoutèrent celles développées par l'équipe de Secundo Compiniqui construit un turbopropulseur en 1940, et la contribution Frank Whittle d'Angleterre après auquel on a attribué la création pratique de la turbine à gaz moderne.

I-3- Définition

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz (abrégée en TAG), appelée aussi turbine à combustion, est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermique décrit par le fluide.

Le mot « gaz » dans la dénomination « turbine à gaz » fait référence au caractère gazeux du fluide circulant le long de la turbine et non au combustible utilisé, qui peut être d'ailleurs soit gazeux (gaz naturel, butane ou propane), soit liquide (depuis les plus volatils comme le naphta, l'alcool, en passant par le kérosène ou le fioul domestique), jusqu'aux combustibles les plus visqueux (fiouls lourds ou résiduels, voire du pétrole brut). [1]

on un exemple Figure I-1 .

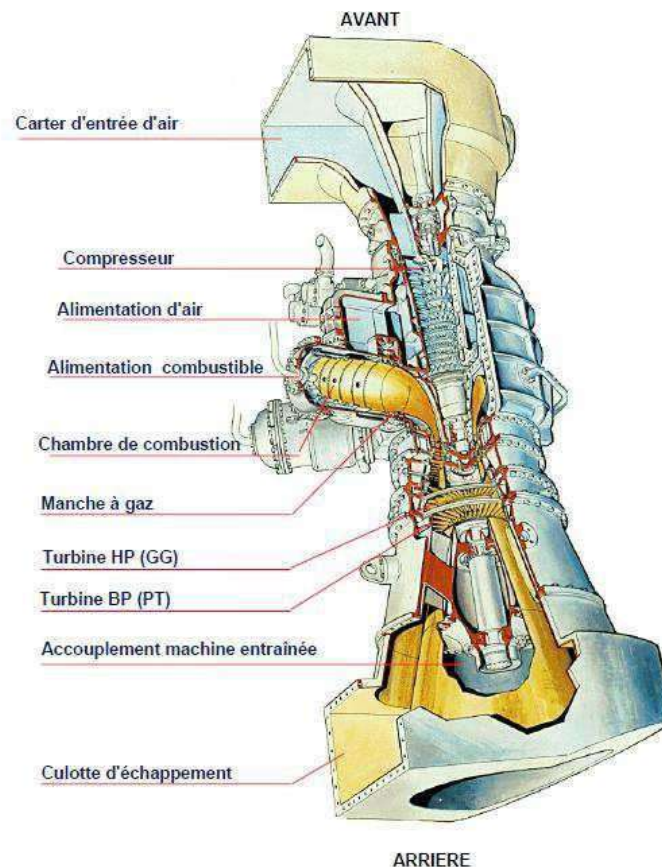


Figure I-1 : vue de la turbine à gaz [6]

I-4-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-4-1-Compresseur

Le rôle du compresseur est d'aspirer et de comprimer l'air pour l'amener à des vitesses, pression et température optimales à l'entrée de la chambre de combustion. Il utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, en tenant compte les prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes. Il existe deux sortes principales de compresseurs, centrifuges et axiaux.

I-4-2-Chambre de combustion

La chambre de combustion située entre le compresseur et la turbine est constituée d'un tube à flamme ou foyer généralement en forme de tore. Celui-ci est enfermé dans un carter, également de forme torique.

La chambre de combustion est destinée à chauffer l'air qui sort du dernier étage décompresseur afin de lui apporter l'énergie nécessaire à faire mouvoir la ou les turbines et a donner suffisamment de poussée à la tuyère dans le cas des avions. Cet apport de chaleur se fait par la combustion de l'oxygène de l'air avec un carburant.

Elle doit être la plus complète possible et la répartition des températures du gaz la plus homogène possible. Il est bien évident que le principe de fonctionnement varie d'une machine à gaz à une autre mais le principe général de fonctionnement reste relativement identique.

L'air qui pénètre dans la chambre de combustion se répartit en plusieurs circuits. Une partie rentre directement dans le tube à flammes et dans l'injecteur pour contribuer à la combustion. Une autre partie contourne le tube à flammes et sert à la fois pour refroidir les parois et pour diluer et mélanger l'écoulement de l'air dans le foyer (voir la Figure I-2).

Deux types de chambres de combustion sont principalement rencontrés pour les turbines à gaz : les chambres séparées ou tubulaires et les chambres annulaires.

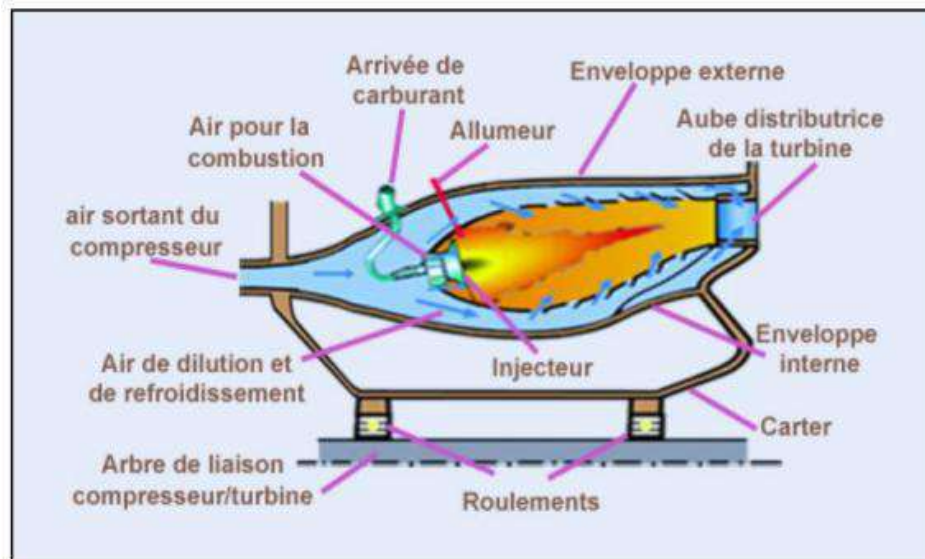


Figure I-2 : Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion [7]

I-4-3-Turbine

La turbine récupère une partie de l'énergie issue de la combustion des gaz pour le fonctionnement du compresseur et des accessoires, et l'autre partie pour assurer la poussée dans le cas d'un turboréacteur ou entrainer l'arbre de transmission d'une charge reliée (hélice, soufflante, pompe, compresseur, ...).

La turbine axiale est la solution utilisée sur la majorité des turbines à gaz. Sortant de La chambre de combustion, les gaz vont se détendre dans le distributeur ou stator, celui-ci va accélérer l'écoulement en le déviant. Sous l'effet de cet écoulement le rotor ayant aussi de profils déviateurs tourne. Donc un étage de turbine est constitué d'un aubage fixe distributeur ou stator, suivi d'un aubage mobile ou rotor comme démontré dans la Figure I-3. La turbine peut être mono-étagé, bi-étagé ou avoir d'étages multiples. Dans la majorité des cas, le nombre de rangées d'une turbine ne dépasse pas trois étages.

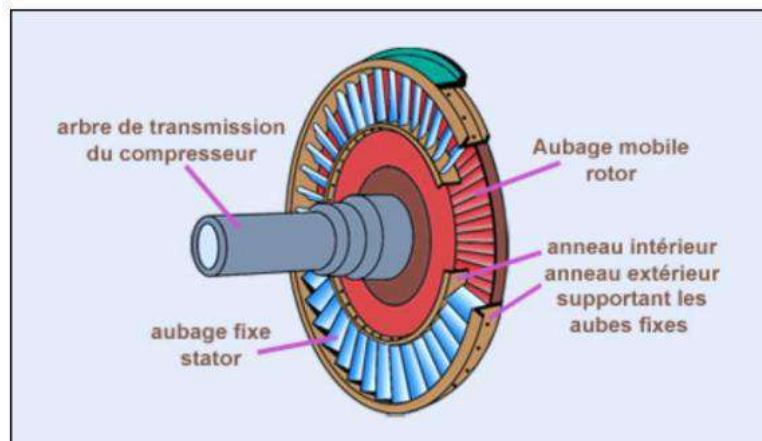


Figure I-3 : Dessin d'un étage d'une turbine [7] .

I-5- Principe de fonctionnement

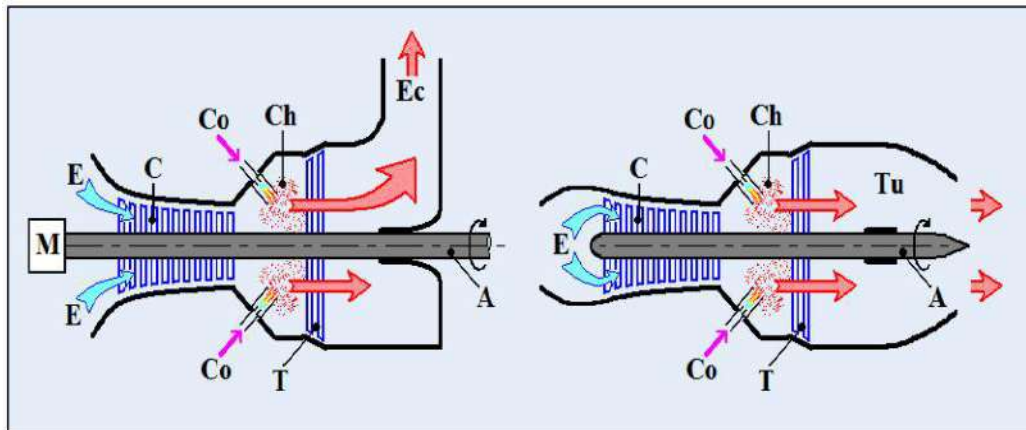


Figure I-4 : Schéma explicatif du fonctionnement d'une turbine à gaz [7]

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- a) Elle extrait de l'air du milieu environnant (aspiration)
- b) Elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression)
- c) Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûle le combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud)
- d) Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (expansion) ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge
- e) Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus (échappement). [2]

Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

I-6- Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points : en tant que type du travail fourni, la disposition de l'arbre, mode d'action du gaz, fonctionnement thermodynamique,... Ces classes sont rangées dans l'organigramme de Figure I-5.

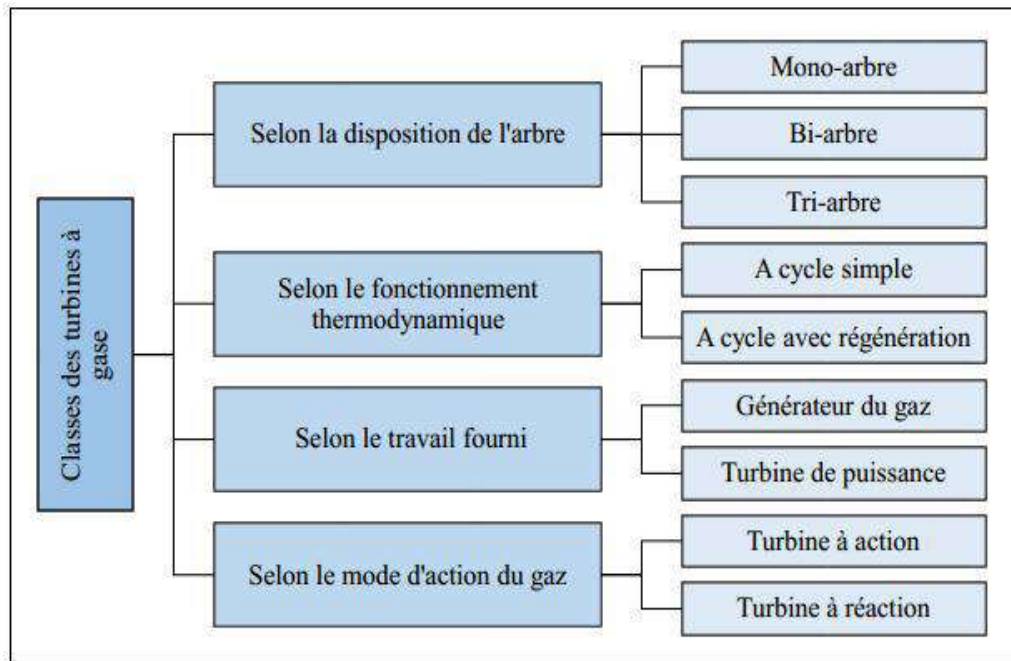


Figure I-5 : Organigramme classifiant les types de turbines à gaz [8]

I-6-1- Mode de fonctionnement thermodynamique

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère qui est le plus répandu se subdivise en deux classes :

I-6-1-A-Turbine à cycle simple

C'est une turbine qui utilise une seule fois le fluide circulant pour la production de puissance. Après la détente des gaz, ils possèdent encore un potentiel énergétique qui est perdu dans l'atmosphère à travers la tuyère ou la cheminée.

I-6-1-B-Turbine à cycle avec régénération

Les pertes de chaleur causées par les gaz chauds d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz.

Pour cela, le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans la chambre de combustion (Figure I-6 de dessus), on récupère ainsi une partie de la chaleur sensible de ces gaz .

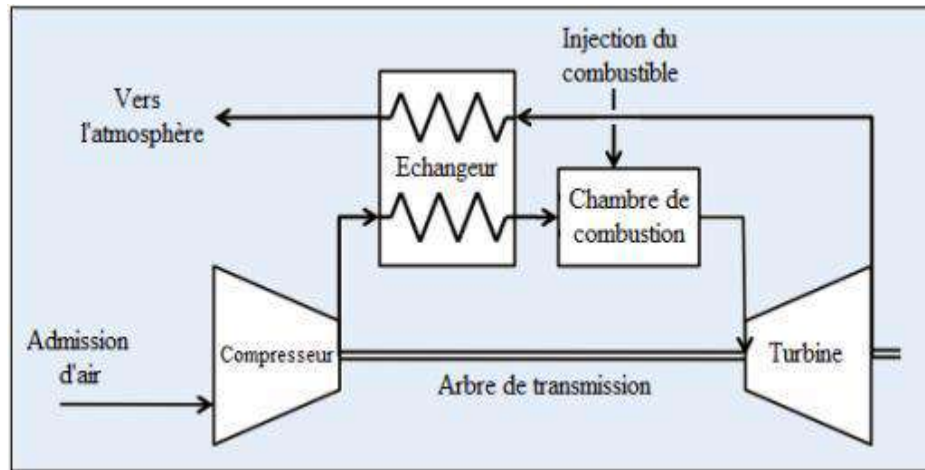


Figure I-6 : Processus d'une turbine à gaz à cycle avec régénération [8]

I-6-2-Mode de disposition d'arbre

Selon la disposition d'arbre, Il y a trois types ils sont :

I-6-2-A- Turbine mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des hélices pour la propulsion ou des génératrices pour production de l'électricité.

I-6-2-B- Turbine bi-arbre

C'est une turbine à gaz composée d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, l'ensemble est monté sur un arbre commun et d'autre part une turbine de puissance ou de travail est montée sur un autre arbre indépendant avec l'appareil récepteur.

Un autre type de machines à deux arbres, est la turbine à gaz à double corps dont le compresseur et la turbine sont en deux parties : la partie haute pression et la partie basse pression. Chaque partie est montée sur le même arbre (Figure I-7).

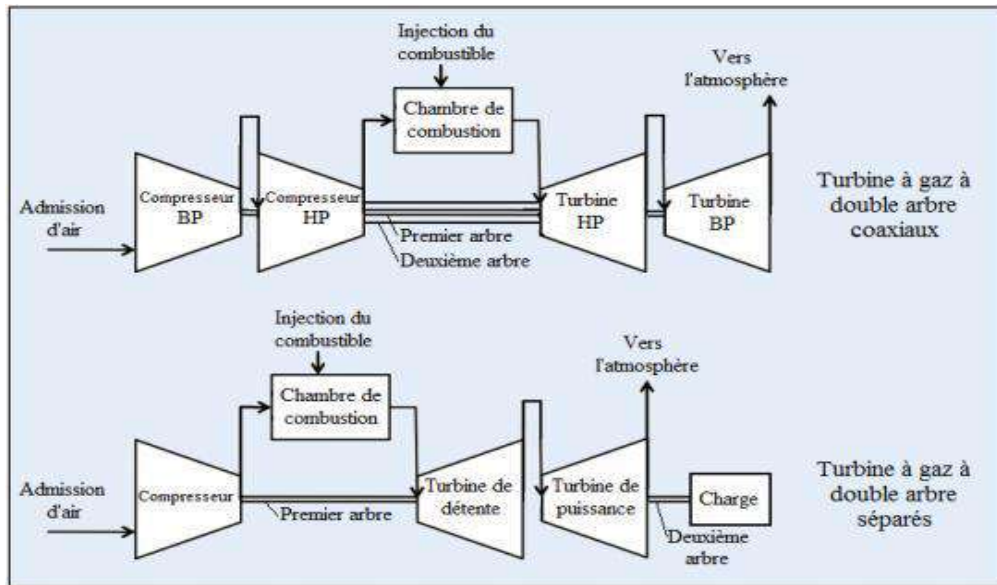


Figure I-7 : Processus différenciant les deux types de turbines à gaz à double arbre [8]

I-6-2-C- Turbine tri-arbre

C'est une turbine dans laquelle les rotors des éléments mécanique sont montés sur trois arbres rotatifs. Ces arbres peuvent tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé entre ces arbres, ils sont appelés arbre flottant. Cette turbine est purement aéronautique

I-6-3- Mode d'action du gaz

Les turbines à gaz se classent en deux grandes catégories souvent combinées dans une même machine :

I-6-3-A- Turbine à action

Dans laquelle la détente se fait uniquement dans les aubages fixes. Elles sont bien adaptées aux étages à forte pression et se prêtent mieux à la régulation de débit. Leur construction est plus coûteuse et réserve leur emploi aux premiers étages de la turbine.

I-6-3-B- Turbine à réaction

Dans laquelle la détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles. Le degré de réaction est défini par la répartition de la détente entre les aubages. Elles se prêtent mieux aux étages à basse pression et leur coût est plus faible. Lorsque le degré de réaction d'un étage est de 50 %, la forme des aubages fixes et mobiles est la même ce qui diminue le nombre de moules nécessaires à la fabrication. Par contre pour réaliser la même détente, la turbine à réaction demandera plus d'étages, ce qui augmente la longueur de la ligne d'arbre

I-6-4- Mode du travail fourni

On peut distinguer deux types de turbine à gaz, selon la nature du travail fourni : turbine de puissance et turbine génératrice du gaz .

I-6-4-A- Turbine de puissance

appelée aussi turbine de travail, c'est une machine thermique où une partie de l'énergie de l'élément actif est convertie en énergie mécanique et utilisée pour entraîner une charge qui lui est reliée.

I-6-4-B- Turbine génératrice du gaz

appelée aussi gazéificateur, C'est une turbine à gaz qui a un ou plusieurs arbres et qui produit des gaz d'échappement chauds pour la propulsion, mais pas de travail mécanique.

I-7-Domains d'application

Les turbines à gaz plus utilisées dans le domaine de l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Il peut aussi être utilisé pour l'entraînement des :

➤ Appareils fixes :

Ces appareils sont destinés aux services industriels suivants :

- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique.
- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Procédés industriels particuliers.

➤ Appareils mobile :

Les applications des turbines à gaz découlent directement de leurs avantages spécifiques. Ainsi, la puissance massique élevée se prête bien à la propulsion aéronautique en particulier sur les hélicoptères. La propulsion navale fait également de plus en plus appel aux turbines à gaz notamment pour les navires à grande vitesse. Il existe enfin des exemples d'application à la propulsion ferroviaire et à des véhicules militaires comme des chars d'assaut (XM-1 Abrams ou Leclerc)

Par contre, la turbine à gaz est mal adaptée aux véhicules routiers. En effet, les variations de charge et de régime sont trop importantes et trop rapides pour être réalisables avec un rendement correct. De plus, le rendement atteint difficilement 30% pour des moteurs compacts et de faible puissance. L'autre grand domaine d'emploi des turbines à gaz est la production d'électricité .

En effet, il s'agit d'applications à régime constant et à charge relativement constante pour lesquelles le rendement de ces machines est le meilleur. La puissance varie de quelques centaines de

60 kW à près de 300MW. Les machines les plus puissantes sont en général associées à des turbines à vapeur dans des cycles combinés dont le rendement global tend actuellement vers 60%.

En cycle simple, le rendement est de l'ordre de 30 à 35%. Dans les faibles puissances, le rendement est même inférieur à 30% mais on met alors à profit l'aptitude des turbines à combustion pour la récupération de chaleur dans des applications de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur).

I-8- Avantages et inconvénients des turbines à gaz

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

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ❖ Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel 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 	<ul style="list-style-type: none"> ❖ 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.

Chapitre II
les méthodes
d'amélioration des
turbines à gaz

II- 1-Introduction :

Les turbines à gaz étant des machines à volume constant, la puissance de sortie est réduite quand la densité de l'air est réduite, et par conséquent le débit massique d'air, diminue à température ambiante ou humidité élevée [3].

De plus, une humidité élevée augmente la consommation de la chaleur de la chambre de combustion due à la chaleur spécifique élevée de l'eau. Typiquement, pour chaque hausse d'un °C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite approximativement de 0,5 à 0,9% [3].

Par conséquent, des refroidisseurs évaporatif ou des réfrigérateurs à compression sont généralement utilisés pour refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Dans ce contexte, une approche pour augmenter les rendements énergétiques des turbines à gaz on utilisant le système d'injection de vapeur , ou bien utilisé un système d'injection d'air.

II-2- Les Technique d'amélioration des turbines à gaz :

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, 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 utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [4].

II-2-1- Refroidissement intermédiaire du compresseur

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure II-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 II-1) et le rendement du cycle augmente [4].

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 .

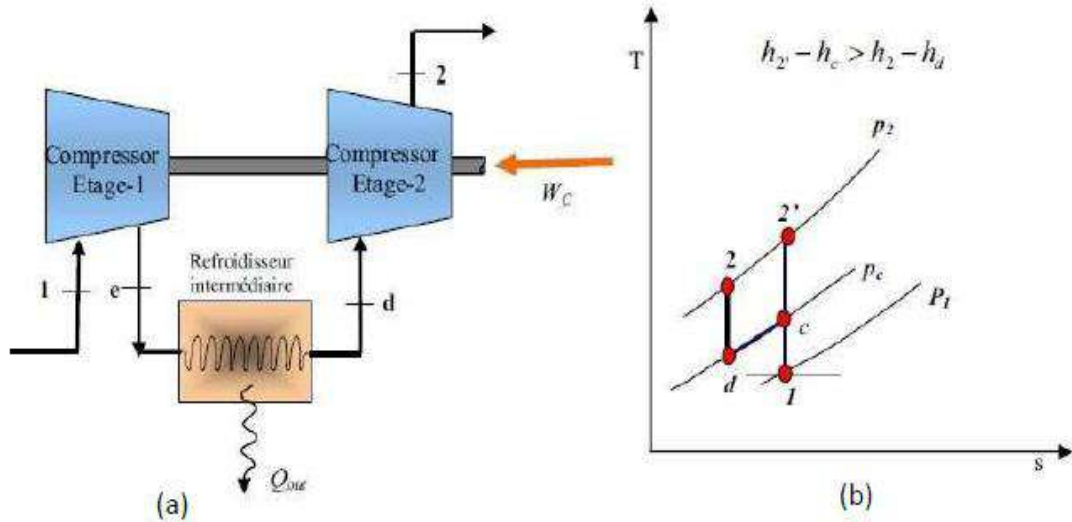


Figure II-1 : a)- Installation avec refroidissement b)- Cycle de Brayton [4].

II-2-2- Régénération (cycle de récupération)

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Baryton, T4 est souvent plus haute que T2 et l'addition de chaleur est de 2 à 3 (figure II-3). La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur de type appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur [4].

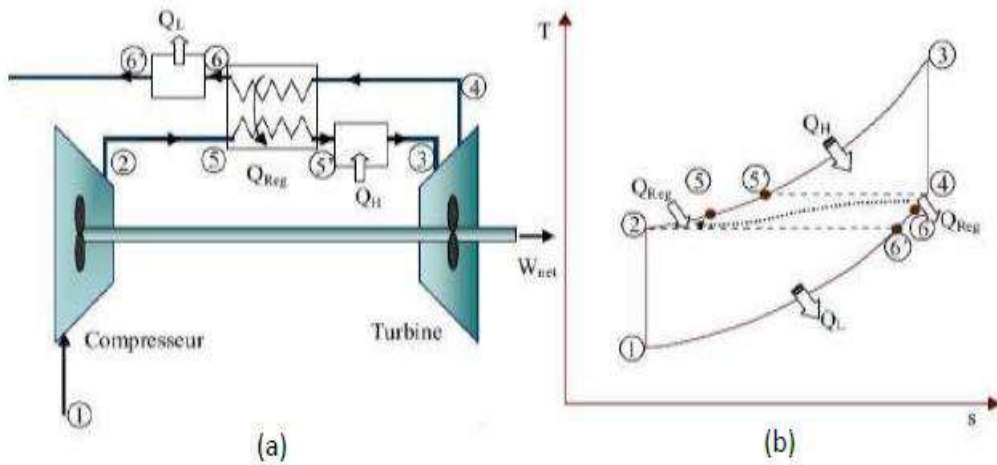


Figure II-2 : a)- Installation avec la régénération b)- Cycle de Brayton [5].

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 T5 sera égale à T4 et similaire pour T2 sera égal à T6. Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle, on aura une augmentation du rendement thermique.

En année 2007, Kadi et col [5] 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.

II-2-3- Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system)

C'est une méthode où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation à haute pression (70 à 200 bars). L'effet de refroidissement est fourni par évaporation de l'eau ceci signifie une saturation adiabatique du taux du débit de la masse d'air d'admission se produit dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. [6]

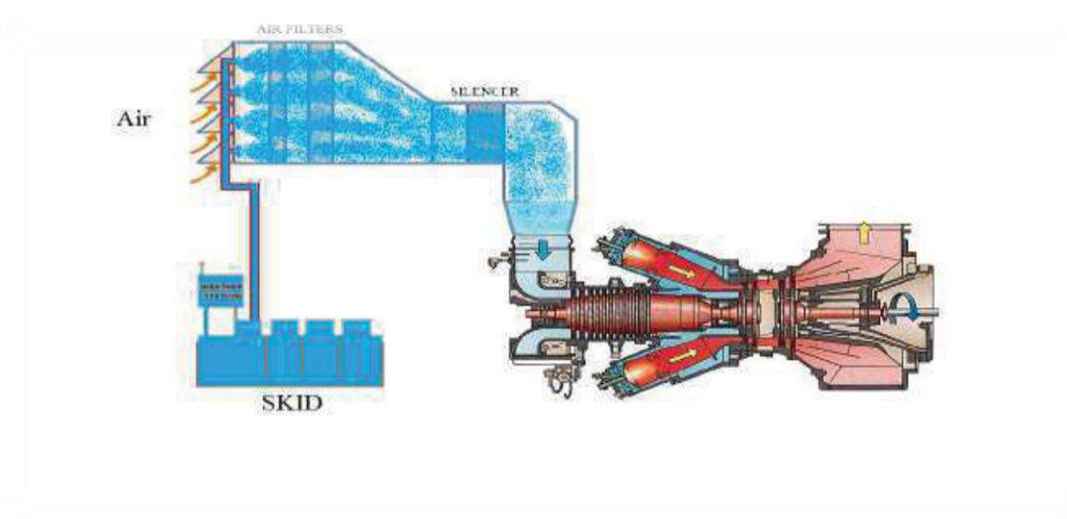


Figure II-3: Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression [6].

II-2-3-1-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.

II-2-3-2-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.

II-2-4- Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air admission**(Le système proposé) :**

On propose un cycle simple ouvert de TAG, en ajoutant à l'entrée de l'air d'admission du compresseur un système de refroidissement par évaporation comme le montre la (Figure II-4). 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.

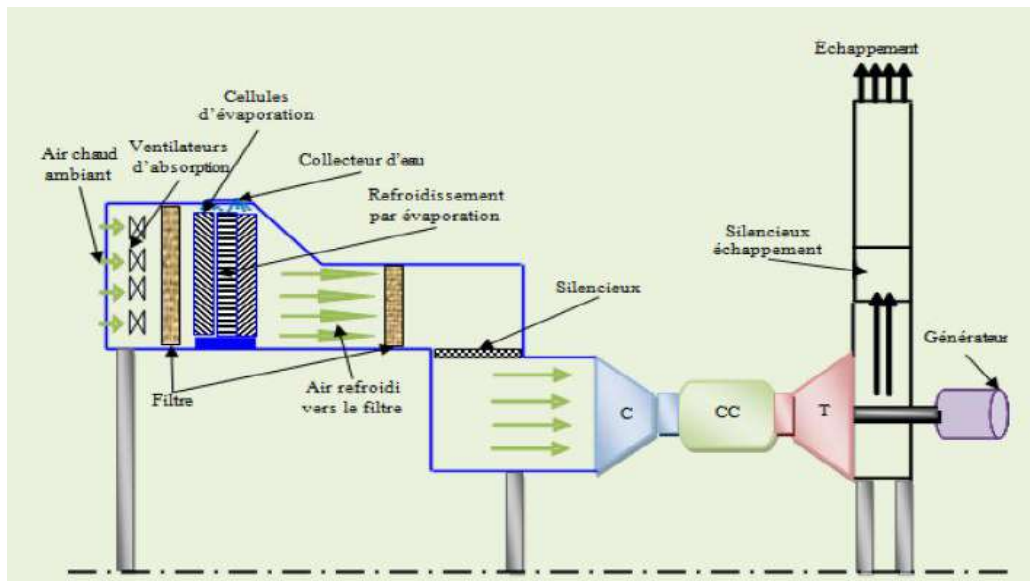


Figure II-4 : Cycle avec refroidissement par évaporation [7].

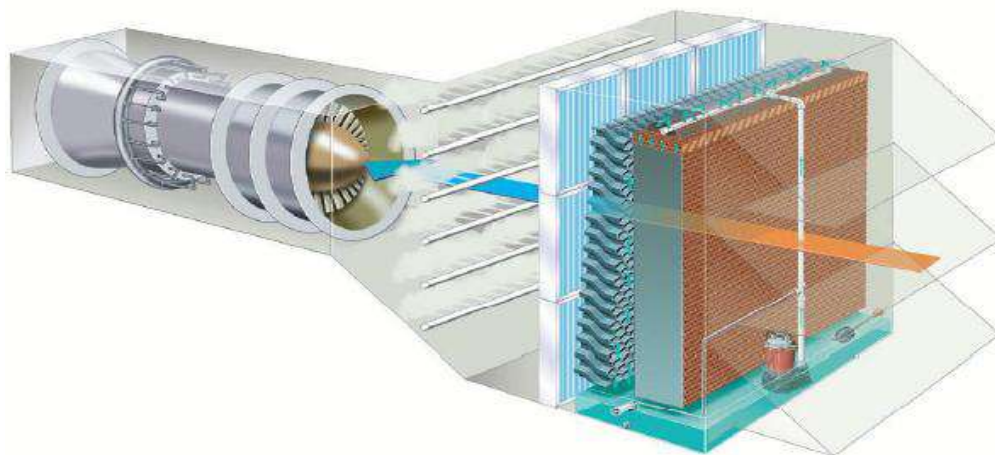


Figure II-5: Schéma d'approche réel du système proposé [7].

CHAPITRE III :

Bilan thermique

III-A- Etude du cycle simple de la TAG MS 5002C

III-A-1-Introduction

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C, utilisant initialement les données standards du fabricant,. Après cela, en fonction des conditions de fonctionnement de la zone. L'objectif principal de ce calcul est de déterminer l'ampleur de l'impact des conditions climatiques, notamment la température ambiante, sur les performances thermodynamiques de la turbine.

III-A-2- caractéristique de la turbine à gaz MS 5002C

Le tableau (III-1) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002C sont donnés par le constructeur dans les conditions ISO [7]

Tableau III-1 : caractéristiques des TAG MS 5002C

Puissance	26000	KW
Pression de l'aire ambiant	1.013	Bar
T de l'air ambiant	15-288	°C et K
T a la chambre de combustion	966-1239	°C et K
Pouvoir calorifique inferieur (PCI)	44550	Kj/Kg
Le taux de compression P2/P1	6-7	-
Débit d'air à 15 °C	444960	Kg/h
Débit de combustible	7200	Kg/h
Débit d'air de refroidissement	12000	Kg/h
Vitesse de la turbine HP	5100	Tr/min
Vitesse de la turbine BP	4670	Tr/min
Rendement de la chambre de combustion	98	%
Rendement du compresseur axial	88	%
Rendement mécanique (compresseur/ turbine)	96	%
Rendement mécanique (turbine/compresseur)	98	%
Rendement total de la turbine	28.8	%
Rendement mécanique (turbine BP/ charge)	98	%
Rendement isentropique de la turbine HP	88	%
Chaleur spécifique de l'air	1005	j/kg.k
Chaleur spécifique de gaz	1105	j/kg.k
Débit massique d'air	123.6	Kg/s

III-A-3-Cycles thermodynamique de la turbine à gaz

III-A-3-1-Cycle de Brayton [8]

Le cycle thermodynamique de base décrivant le fonctionnement d'une turbine à gaz est appelé "cycle de Brayton". C'est un cycle thermodynamique ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués directement vers l'atmosphère sans aucune récupération (cycle non régénéré, non combiné,...). Il se compose essentiellement de quatre transformations qui sont représentée sur les diagrammes (P - V) et (T - S) de la figure-III-1.

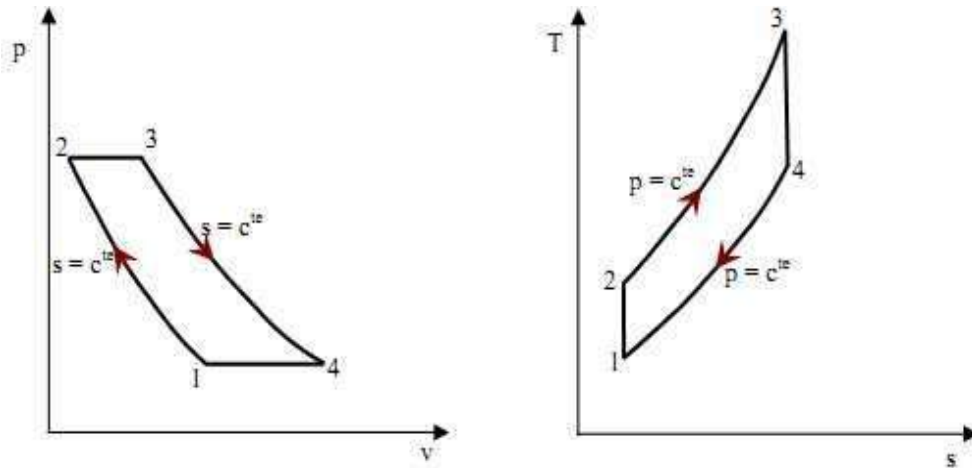


Figure-III-1-Cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme (P-V) et (T-S) [8]

Avec :

(1-2) : Compression isentropique

(2-3) : Apport de chaleur à pression dans la constante chambre de combustion

(3-4) : Détente isentropique

(4-1) : Echappement dans l'atmosphère

Chacune de ces évolutions thermodynamiques est caractérisée par une équation mathématique découlant d'un bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de chaque compartiment, on a à cet effet :

- **Travail de compression (1-2)**

$$W_c = \dot{m}_a * (h_2 - h_1) \quad (\text{III-1})$$

- **Combustion (2-3)**

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur

$$Q_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * h_3 - \dot{m}_a * h_2 \quad (\text{III-2})$$

- **Travail de détente (3-4)**

$$W_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (h_3 - h_4) \quad (\text{III-3})$$

III-A-3-2-Cycle réel de la turbine à gaz

Une turbine à gaz à deux arbres est représentée schématiquement sur la figure III-2. Les sections détente dans les turbines haute pression(HP) et basse pression (BP) sont représentées sur la figure III-3.

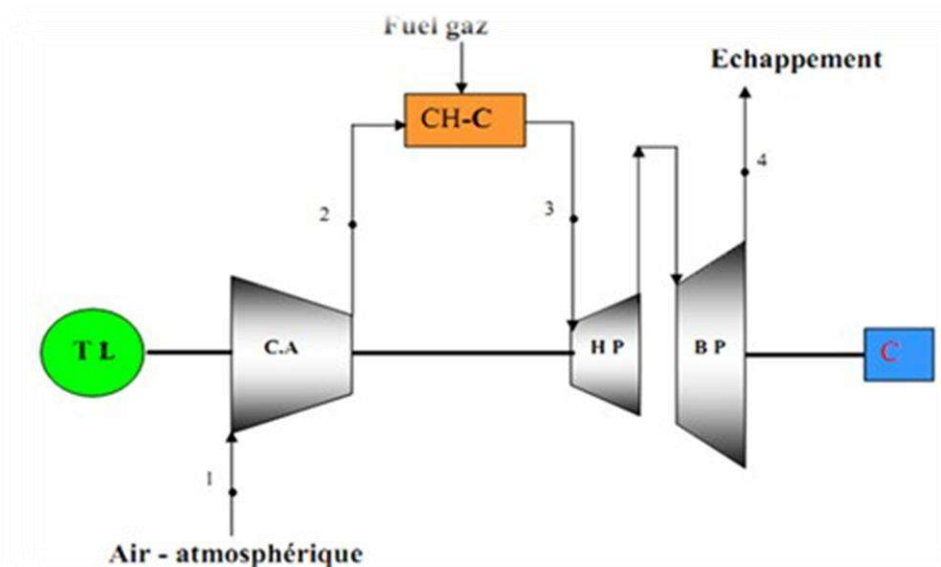


Figure-III-2- Représentation schématique des composantes d'une turbine à gaz bi-arbre[8]

Avec les désignations suivantes :

- TL : Turbine de lancement
- C.A : Compresseur axial
- C-C : Chambre de combustion
- H.P : Turbine haute pression
- B.P : Turbine basse pression
- C : la charge (compresseur centrifuge)

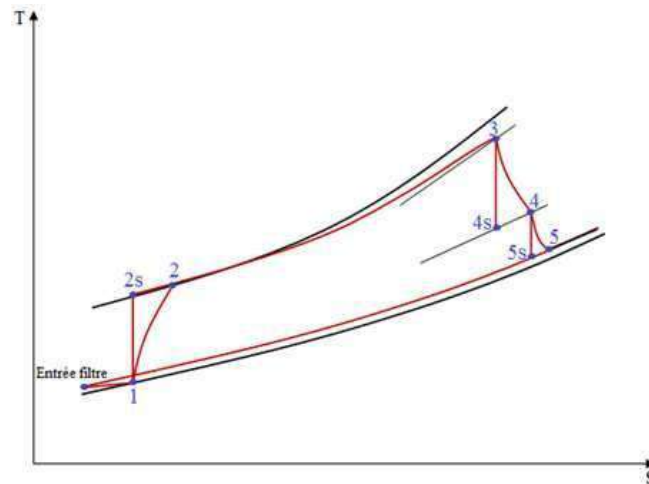


Figure-III-3. Cycle réel d'une turbine à gaz bi-arbre dans le diagramme (T-S) [8]

La figure III-3 illustre une schématisation de l'ensemble des évolutions thermodynamiques d'un cycle réel d'une turbine à gaz bi arbre. Nous allons détailler dans ce qui suit les expressions mathématiques modélisant le processus au niveau de chaque compartiment :

- **Etude de la compression (1-2)**

Le rendement isentropique du compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il s'écrit comme suit :

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{III-4})$$

Le travail réel spécifique (par unité de masse) du compresseur est donné par :

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (\text{III-5})$$

A partir de l'équation (III-5), la puissance requise par le compresseur, est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$P_c = \dot{m}_a * w_c \quad (\text{III-6})$$

Dans le cas d'une compression isentropique, le rapport des températures est lié au rapport des pressions par la relation suivante :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (\text{III-7})$$

Un calcul rigoureux de la partie compression doit, impérativement, tenir compte des chutes de pressions qui peuvent survenir dans la section d'admission. Ces chutes de pression sont, dans la majorité des cas, provoquées par les différents composants constituant le système d'admission à savoir

les filtres, le silencieux, les coudes et l'ensemble de la tuyauterie. Lors du passage de l'air à travers ces composantes, les pertes de charges font diminuer la pression à l'entrée du compresseur.

De ce fait, la pression à l'entrée compresseur est donnée par :

$$P_1 = P_{\text{atm}} - \Delta P \quad (\text{III-8})$$

La valeur des pertes de charges sont, dans la plupart des situations, basées sur des estimations pratiques, dans notre cas cette valeur est estimée à [9] :

$$\Delta P = 101,6 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,03345 \cong 0,033 \text{ bar}$$

En combinant les équations (III-4) et (III-7), on aboutit à :

$$T_2 = T_{\text{amb}} * \left[1 + \frac{\left(\left(\varepsilon_c \right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \right)} - 1 \right)}{\eta_{ic}} \right] \quad (\text{III-9})$$

Avec : $\varepsilon_c = \frac{P_2}{P_1}$, taux de compression qui représente le rapport entre la pression de sortie de celle d'entrée du compresseur.

• Etude dans la chambre de combustion (2-3)

A la sortie du compresseur, l'air porté à une pression suffisamment élevée pénètre dans la chambre de combustion qui se mélange avec du combustible pour donner lieu à une réaction chimique de combustion. La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante :

$$Q_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot h_3 - \dot{m}_a \cdot h_2 = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - \dot{m}_a \cdot C_{pa2} \cdot T_2 \quad (\text{III-10})$$

Le rendement de la chambre de combustion est défini comme étant le rapport entre l'augmentation de l'enthalpie des gaz sur la quantité de chaleur fournie par le combustible, son expression est de la forme :

$$\eta_{cc} = \frac{Q_{cc}}{\dot{m}_f \cdot \text{PCI}} \quad \text{d'où} \quad \eta_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - \dot{m}_a \cdot C_{pa2} \cdot T_2}{\dot{m}_f \cdot \text{PCI}} \quad (\text{III-11})$$

En portant quelques arrangements sur l'équation (III-10), l'expression du débit massique de combustible s'écrit :

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a \cdot (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2)}{(\eta_{cc} \cdot \text{PCI} - C_{pg3} \cdot T_3)} \quad (\text{III-12})$$

Les pertes de charges dans la chambre de combustion sont estimés à 4% de la pression entrée chambre de combustion [8].

$$P_3 = 0.96 * P_2 \quad (\text{III-13})$$

• Analyse de la détente (3-4)

Les gaz chauds à la sortie de la chambre de combustion sont à une pression et température élevées, une partie de cette énergie est convertie en travail mécanique dans la turbine haute pression (THP). Le rendement isentropique de la turbine haute pression est donné par :

$$\eta_{i\text{THP}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{III-14})$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (\text{III-15})$$

L'énergie récupérée au niveau de la roue de la turbine haute pression sert essentiellement à entraîner le compresseur moyennant une liaison mécanique.

De ce fait, l'énergie mécanique produite par la turbine est transmise au compresseur à quelques pertes mécaniques prêtes, cela se traduit mathématiquement par :

$$\dot{m}_a \cdot W_c \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} = \dot{m}_g \cdot W_{\text{THP}} \cdot \eta_{\text{mTHP}} \quad (\text{III-16})$$

Admettons que : $\eta_{mc} = \eta_{\text{mTHP}} = 0,98$; et comme première approximation, on peut poser :

$\dot{m}_a = \dot{m}_g$, l'équation (III-16) peut se mettre sous la forme suivante :

$$W_c = W_{\text{THP}} \cdot \eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{mc} \quad \text{d'où} \quad (\text{III-17})$$

$$W_c = \eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{i\text{THP}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\text{THP}}^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}} \right) \quad (\text{III-18})$$

Avec $\varepsilon_{\text{THP}} = \frac{P_3}{P_4}$ taux de détente de la turbine HP

A partir de l'équation (III-18), on peut écrire :

$$\varepsilon_{\text{THP}} = \left(\frac{\eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{i\text{THP}}}{\eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{i\text{THP}} - W_c} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \quad (\text{III-19})$$

En combinant les équations (III-14), (III-15) et (III-19), On aura :

$$T_4 = T_3 * \left(1 - \eta_{i\text{THP}} * \left(1 - \frac{\eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{i\text{THP}} - W_c}{\eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{i\text{THP}}} \right) \right) \quad (\text{III-20})$$

- **Analyse de la détente (4-5)**

Le rendement isentropique de la turbine basse pression est donné par :

$$\eta_{iTBP} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (\text{III-21})$$

$$\text{Avec : } \frac{T_{5s}}{T_4} = \left(\frac{P_{\text{atm}}}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (\text{III-22})$$

Des relations (III-21) et (III-22)

$$T_5 = T_4 \left(1 - \eta_{iTBP} \cdot \left(1 - (\varepsilon_{TBP})^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \right) \right) \quad (\text{III-23})$$

Avec: $\varepsilon_{TBP} = \frac{P_4}{P_{\text{atm}}}$ taux de détente de la turbine basse pression (BP).

- **Puissances**

Les différentes puissances mise en oeuvre à travers un cycle d'une turbine à gaz sont définies comme suit :

➤ Puissance du compresseur :

$$P_C = \dot{m}_a * (C_{pa2} \cdot T_2 - C_{pa1} \cdot T_1) \quad (\text{III-24})$$

➤ Puissance de la turbine haute pression :

$$P_{THP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg4} \cdot T_4) \quad (\text{III-25})$$

➤ Puissance de la turbine basse pression :

$$P_{TBP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (C_{pg4} \cdot T_4 - C_{pg5} \cdot T_5) \quad (\text{III-26})$$

➤ Puissance de la turbine :

$$P_T = P_{THP} + P_{TBP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg5} \cdot T_5) \quad (\text{III-27})$$

➤ Puissance utile :

$$P_u = P_T - P_C \quad (\text{III-28})$$

- **Consommation spécifique**

$$C_S = \frac{3600 \cdot \dot{m}_f}{P_u} \quad (\text{III-29})$$

- **Rendement thermique global de la machine**

$$\eta_{\text{THG}} = \frac{P_U}{\dot{m}_f \cdot \text{PCI}} \quad (\text{III-30})$$

III-A-3-3-Calcul thermodynamique

Voici un calcul thermodynamique d'un cycle de la turbine à gaz MS 5002C pour déterminer l'influence des différents agents internes et externes sur ces performances. Le calcul est d'abord effectué en utilisant les conditions suivantes : Prendre en compte le fonctionnement du fabricant et les conditions de fonctionnement ultérieures Le site proprement dit.

- **Calcul du coefficient d'excès d'air α :**

Le rapport des Débits massiques théorique air/fuel G_0 , ou pouvoir comburivore du carburant est défini par :

$$G_0 = \lambda_k \cdot \text{PCI} \quad (\text{III-31})$$

Où :

λ_k :Caractéristique de MEKONOVLOV, $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{kg}_{\text{air}} \cdot \text{kcal}^{-1}$

Donc $G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10733,16 = 15,3484 \text{kg}_{\text{air}} \cdot \text{kg}_f^{-1}$

Le coefficient d'excès d'air peut être calculé en faisant le bilan énergétique dans la chambre de combustion, on obtient à cet effet :

$$\text{PCI} \cdot \eta_{\text{cc}} = \alpha \cdot G_0 \cdot (C_{\text{pa3}} \cdot T_3 - C_{\text{pa2}} \cdot T_2)$$

D'où :

$$\alpha = \frac{\text{PCI} \cdot \eta_{\text{cc}}}{G_0 \cdot (C_{\text{pa3}} \cdot T_3 - C_{\text{pa2}} \cdot T_2)} \quad (\text{III-27})$$

- **Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur**

En faisant les calculs moyennant les équations précédentes avec les données du constructeur, les résultats obtenus concernent principalement l'influence de la température de l'air ambiant qui sert de comburant. Deux valeurs de la température sont considérées dans ce calcul à savoir 15 °C et 50 °C

Pour la température ambiante : $T_{\text{amb}}=15 \text{ °C} =288 \text{ K}$

$$\begin{cases} \varepsilon_c = 7 \\ P_{\text{atm}} = 1,01325 \text{ bar} \\ T_3 = 930 \text{ °C} \end{cases}$$

Tableau-III-2- les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur

points	Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
1	0,980 bar	288 K	1,190 Kg/m ³
2	6,860 bar	532,25 K	4,460 Kg/m ³
3	6,613 bar	1203 K	1,870 Kg/m ³
4	2,590 bar	975,70 K	0,880 Kg/m ³
5	1,049 bar	802 K	0,456 Kg/m ³

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

Tableau-III-3- les résultats de calcul d'après les données réelles

points	Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
1	0,980 bar	323 K	1,057 Kg/m ³
2	6,500 bar	580 K	3,864 Kg/m ³
3	6,277 bar	1203 K	1,775 Kg/m ³
4	2,277 bar	963.42 K	0,768 Kg/m ³
5	1,049 bar	819.87K	0,446 Kg/m ³

- **Tableau comparatif de résultats obtenus :**

Tableau-III-4- comparaison des résultats obtenus

Données / Résultats	$\dot{m}a$ (Kg/s)	$\dot{m}g$ (Kg/s)	$\dot{P}u$ (Kw)	η_{th}
Données du constructeur T ₀ =288 K , $\dot{P}u= 26$ MW	130,41	129,95	25,9. 10 ³	0,277
Données réelle T ₀ =323 K , P ₂ = 6,5 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 :

$$\frac{\Delta \dot{P}u}{\dot{P}u} = \frac{\dot{P}u - \dot{P}'u}{\dot{P}u} = \frac{25900 - 17750}{25900} = 31\% \tag{III-28}$$

$$\frac{\Delta \eta_{th}}{\eta_{th}} = (0,277 - 0,24) / 0,277 = 13\% \tag{III-29}$$

III-A-4-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 Tàg MS5002 installée dans un site à $T_{\text{amb}} = 50^{\circ}\text{C}$ 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 Tàg 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.

III-B-Étude détaillée du cycle proposé

III-B-1- Introduction :

Ce chapitre présente une analyse théorique du système de refroidissement par évaporation directe. Une modélisation numérique a été effectuée pour déterminer l'effet de la condition Normes de performance des turbines à gaz.

Nous avons utilisé deux méthodes de refroidissement en introduisant deux cycles L'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 [11], sur le modèle mathématique proposé par Castro et al [10], 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 [12], Mohsen et col [13], et Majed et col [14] sur le cycle simple de Brayton avec refroidisseur par évaporation.

III-B-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). Le schéma du Cycle de Brayton avec refroidissement direct de l'air par évaporation de l'eau est présenté à la Figure III-4.

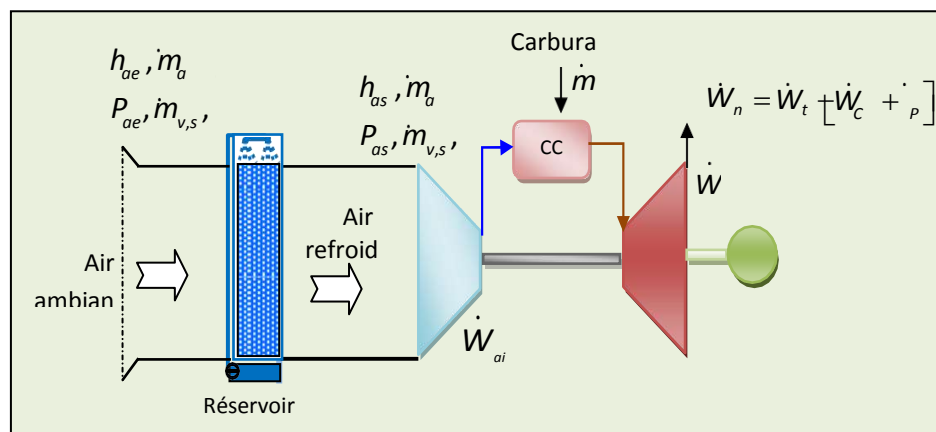


Figure III-4 : Cycle de Brayton avec refroidissement direct par évaporation de l'eau [15]

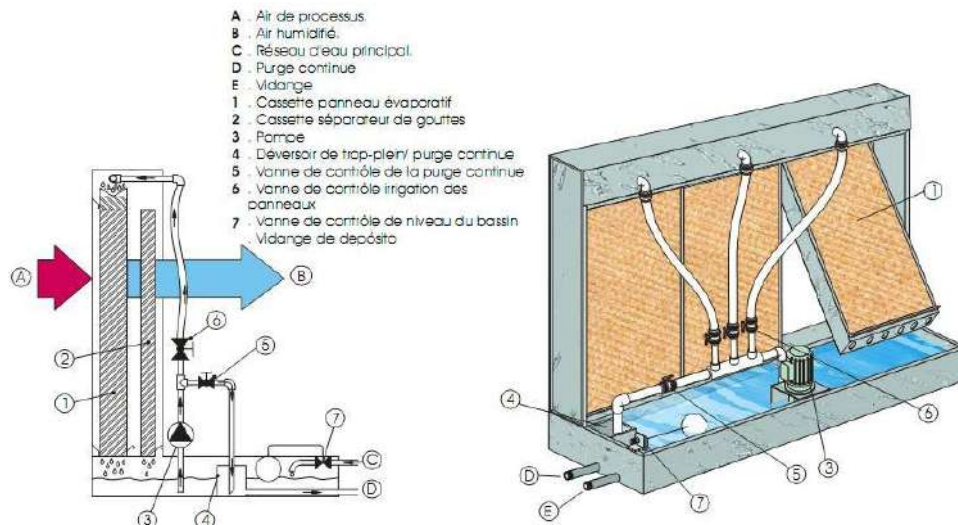


Figure III-5 : Schéma d'un refroidisseur (média humide) [15]

La spécification de refroidisseur évaporateur est basée sur la connaissance de l'efficacité dans un point de fonctionnement nominal. STABAT et col [15] 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 [15].

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 :

$$D_{ec} = E_{e\dot{e}} + P_{ep} \quad (\text{III-30})$$

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 $\frac{P_{ep}}{E_{e\dot{e}}}$ est généralement donné par les constructeurs en pourcentage du débit d'eau évaporée, ou bien en fonction de l'analyse chimique de l'eau [16].

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 [17, 18].

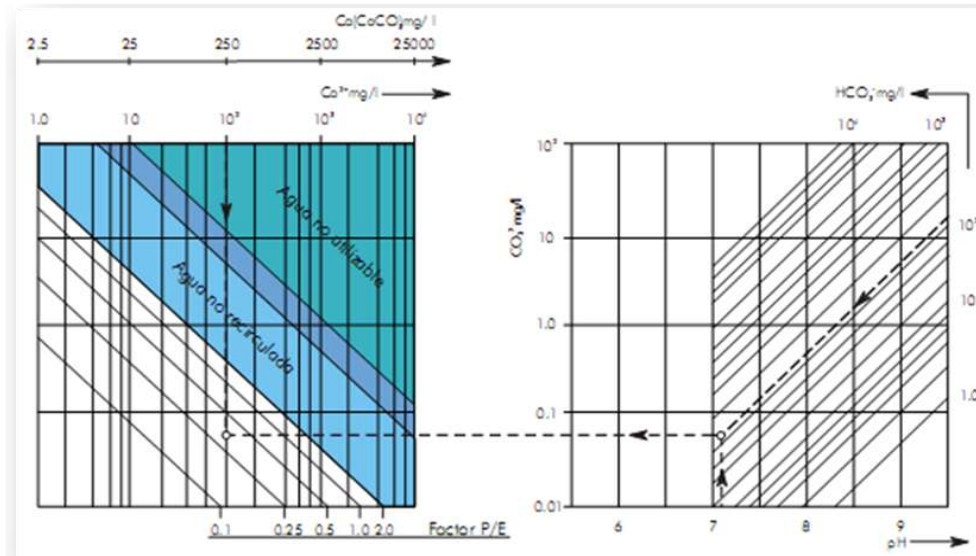


Figure III-6 : Graphiques pour calculer le débit de purge de refroidisseur [17].

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.

• **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 [19] :

$$\eta_{ev} = 1 - \exp \left[- \frac{A_S \cdot \varepsilon^2}{\rho_a \cdot c_p \cdot v^{0,35}} \right] \tag{III-31}$$

À partir de la relation (III-31), 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 III-7) :

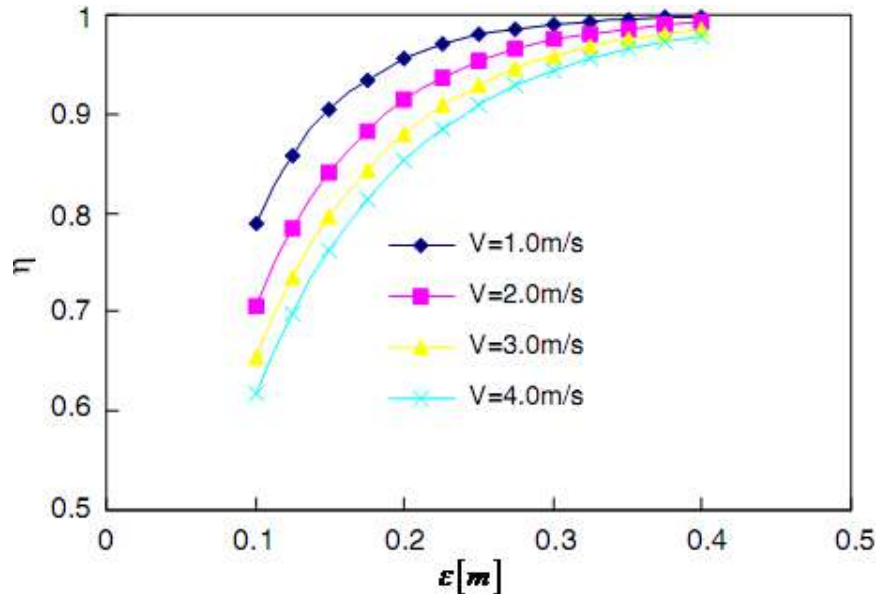


Figure III-7 : Variation du rendement du refroidisseur $\eta_{ev}(\varepsilon, V)$

La Figure III-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.

III-B-3- Description mathématique

III-B-3-1-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 :

$$\eta_{ev} = \frac{T_{as} - T_{ae}}{T'_{ae} - T_{ae}} \tag{III-31}$$

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 :

$$\dot{m}_a \cdot (h_{as} - h_{ae}) = \dot{m}_{es} \cdot Cp_e \cdot (T_{ee} - T_{es}) + \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \cdot Cp_e \cdot T_{ee} \tag{III-32}$$

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

$$\dot{m}_{ee} - \dot{m}_{es} = \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \tag{III-33}$$

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) [31].

$$\text{On considère que : } \dot{m}_{es} = 2\dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \quad (\text{III-34})$$

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

$$Cp_e \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es})) = \frac{h_{as} - h_{ae}}{\Theta_{as} - \Theta_{ae}} \quad (\text{III-35})$$

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

$$Cp_e \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es})) = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \quad (\text{III-36})$$

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 :

$$T = \frac{(T_{sat}(T_e=21^\circ\text{C}) - T_{ae}) - (T_{sat}(T_e=15^\circ\text{C}) - T_{ae})}{(T_{sat}(T_e=21^\circ\text{C}) - T_{ae})} \cdot 100 \quad (\text{III-37})$$

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 :

$$\eta_{év} = \frac{\Theta_{as} - \Theta_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \quad (\text{III-38})$$

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

$$\eta = 1 - (1 - \eta_{rat}) \left(\frac{\dot{V}_{ra}}{V} \right)^{0,2} \quad (\text{III-39})$$

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

$$HR_{ae} = \frac{\Theta_{ae} - P_{atm}}{(\delta + \Theta_{ae}) \cdot P_{v(s,t)}} \quad (\text{III-40})$$

$$\text{Avec : } \log(P_{sat}) = \frac{7,625 \cdot T_{ae}}{241,0 + T_{ae}} + 2,7877 \quad (\text{III-41})$$

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 :
$$c_{pe} \cdot T'_{ae} = \frac{\Delta h}{\Delta \theta} = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{\theta_{sat} - \theta_{ae}} \quad (III-42)$$

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

$$h_{ae} = c_{pe} \cdot T_{ae} + \theta_{ae} \cdot (C_{fg} + c_{pv} \cdot T_{ae}) \quad (III-43)$$

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

$$\log(P_{sat}) = \frac{7,625 \cdot T'_{ae}}{241 + T'_{ae}} + 2,7877 \quad (III-44)$$

$$\theta_{sat} = \sigma \cdot \frac{P_{sat}}{P_{atm} - P_{sat}} \quad (III-45)$$

$$h_{sat} = c_{pa} \cdot T'_{ae} + \theta_{sat} \cdot (C_{fg} + c_{pv} \cdot T'_{ae}) \quad (III-46)$$

A partir de l'équation (III-42), on détermine la nouvelle température humide de l'air, et après on recommence le calcul à partir de (III-44) jusqu'à la convergence de la température humide.

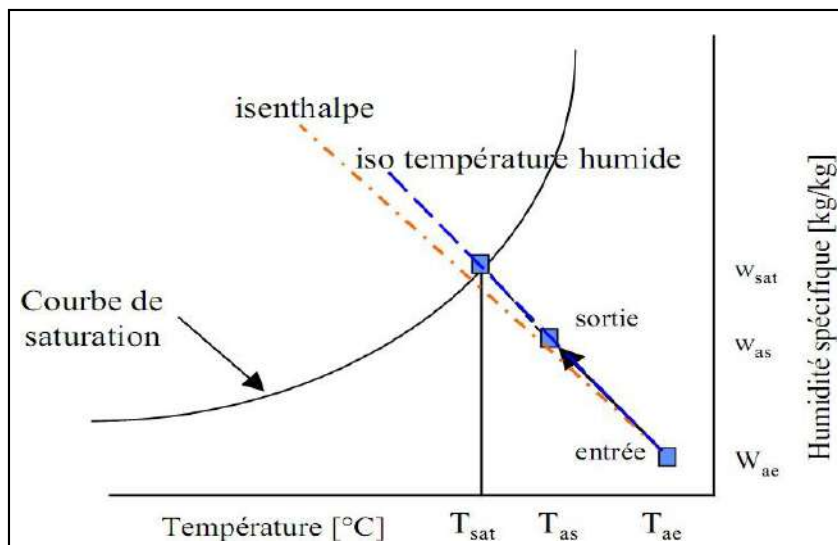


Figure III-8 : Représentation de l'humidification dans le diagramme de l'air humide [29]

La consommation d'eau est calculée comme suit :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a \cdot (\theta_{as} - \theta_{ae}) \cdot \left(1 + \frac{\tau_{sou}}{100}\right) \quad (III-47)$$

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 :

$$m_{e_vid} = \dot{m}_{bac} \cdot n_{vid} \quad (III-48)$$

III-B-3-2-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.

Généralement le panneau d'évaporation peut être considéré comme un échangeur de chaleur à écoulement transversal [10]. 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, q est donné par l'équation (pour plus de détail sur DTLM voir [20]) :

$$\dot{q} = h_H \cdot A_S \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{III-49})$$

On donne :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{as} - T_{ae})}{\ln[(T_{as} - T'_{ae})(T_{ae} - T'_{ae})]} \quad (\text{III-50})$$

En substituant l'équation (III-50) dans l'équation (III-49) et les modalités de regroupement, on trouve :

$$1 - \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T'_{ae}} = \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_{ae} - T_{as})}{\dot{q}}\right) \quad (\text{III-51})$$

D'après l'équation (III-51) l'efficacité du panneau évaporateur peut aussi être exprimée comme

$$\eta_{év} = 1 - \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_{ae} - T_{as})}{\dot{q}}\right) \quad (\text{III-52})$$

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 (III-52) 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 (III-49) :

$$\dot{m}_e = h_M \cdot A_S \cdot \Delta \rho_{LM} \quad (\text{III-53})$$

La différence de densité logarithmique moyenne est donnée par :

$$\Delta \rho_{LM} = \frac{(\rho_{ves} - \rho_{vee})}{\ln[(\rho_{ves} - \rho'_{ve})(\rho_{vee} - \rho'_{ve})]} \quad (\text{III-54})$$

Pour déterminer le coefficient de la masse du transfert de chaleur, on peut employer les corrélations développées par [10, 21] :

$$Nu = 0,01 \cdot \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \tag{III-55}$$

$$Sh = 0,08 \cdot \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{\frac{1}{3}} \tag{III-56}$$

L'étude du cycle de la Tàg 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 [22].

III-B-3-3-Étude des performances de cycle d'évaporation

Considérons un cycle irréversible de Tàg Figure (III-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.

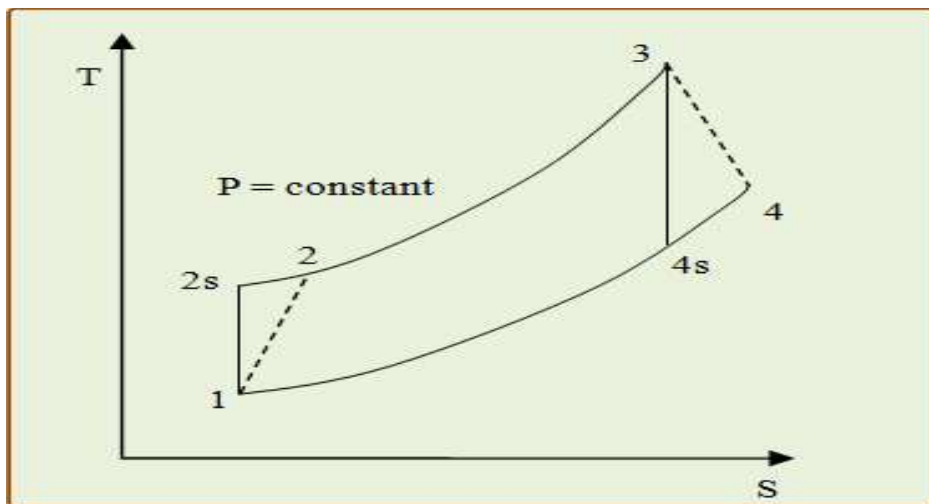


Figure III-9 : Diagramme T-s d'un cycle de Tàg simple [22].

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

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \varepsilon_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{III-57}$$

III-B-3-3-1-Turbine

L'efficacité thermique du cycle est :

$$\eta_{cy} = \frac{W_{net}}{Q_h} = \frac{W_t - (W_c + W_p)}{Q_h} \tag{III-58}$$

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

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gt} C_{pg} \eta_t (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III-59})$$

$$\dot{m}_{gt} = \dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_g = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) \quad (\text{III-60})$$

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

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

En remplaçant les termes T_{4s} et m dans l'équation (III-59) on trouve :

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

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t C_{pg} \eta_t (T_3 - T_{4s}) = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (\text{III-61})$$

Le rendement isentropique de la turbine peut être estimé en utilisant les relations pratiques recommandées par Korakianitis et Wilson [23] :

$$\eta_t = 1 - \left(0,03 + \frac{\varepsilon_c - 1}{180} \right) \quad (\text{III-62})$$

La chaleur spécifique du gaz (C_{pg}) est évaluée comme [24] :

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

Le débit volumétrique d'air à l'entrée a V 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 [25] :

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

L'équation (III-61) peut être écrite en tenant compte de tous les facteurs d'influence :

$$\dot{W}_t = \dot{V}_a \rho_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (\text{III-63})$$

Le Taux d'humidité ω peut être calculé en utilisant la résolution d'équation d'ingénierie (logiciel EES) [26]. 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 $T_0 \rightarrow T_1$

III-B-3-3-2-Compresseur d'air

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

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C_{pa}(T_2 - T_1) + \dot{m}_v(h_{g2} - h_{g1}) \quad (III-64)$$

\dot{m}_v : 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 :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (III-65)$$

On peut calculer T_{2is} à partir de l'équation (III-57) :

$$T_{2is} = T_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \varepsilon_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III-66)$$

D'après l'équation (III-65):

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

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

On remplace dans (III-66) :

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

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

$$T_2 = T_1 \left[\frac{\varepsilon_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right] \quad (III-67)$$

En remplaçant T_2 dans l'équation (III-64) on aura la puissance réelle du compresseur :

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

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} \left(\varepsilon_c^{\gamma-1} - 1 \right) + \omega_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right] \quad (\text{III-68})$$

Où η_c peut être évalué en utilisant la relation empirique suivante [23] :

$$\eta_c = 1 - \left(0,04 + \frac{\varepsilon_c - 1}{150} \right) \quad (\text{III-69})$$

III-B-3-3-La chambre de combustion

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

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_f NCV = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pg} T_3 - \dot{m}_a C_{pa} T_2 + \dot{m}_v (h_{v3} - h_{v2}) \quad (\text{III-70})$$

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

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_a T_1 \left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\varepsilon_c^{\gamma-1}}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right] \quad (\text{III-71})$$

f est exprimé par la relation suivante :

$$f = \frac{C_{pg}(T_3-298) - C_{pg}(T_2-298) + \omega_1(h_{v3}-h_{v2})}{NCV - C_{pg}(T_3-298)} \quad (\text{III-72})$$

On peut calculer les enthalpies à partir de Dossat [27] :

$$h_{v,j} = 2501,3 + 1,8723T_j \quad (\text{III-73})$$

On voit que les trois termes de l'efficacité de Tàg sont : (\dot{W}_t , \dot{W}_c et \dot{Q}_h)

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.

III-B-3-4-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 (III-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.

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 Tàg. L'efficacité d'un refroidisseur d'air par évaporation η_{ev} 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 [28].

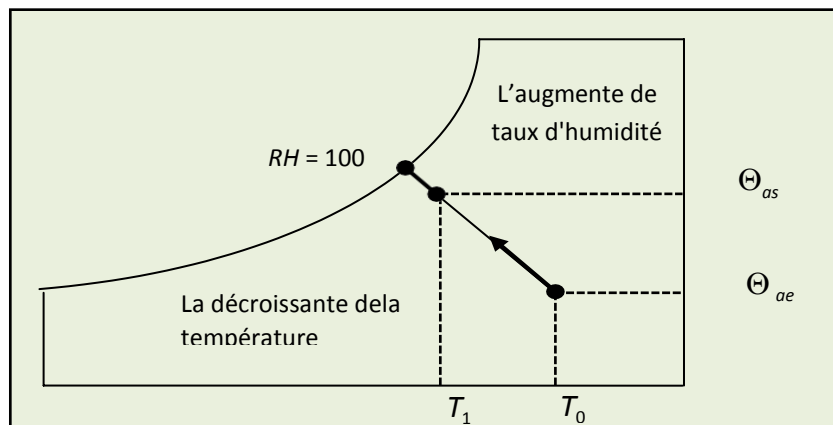


Figure III-10: Processus adiabatique de saturation sur le diagramme psychrométrique [29].

La Figure III-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 III-10. Pour l'application du bilan énergétique McQuiston et col [29] :

$$\omega_0(h_{sv} - h_{sl}) = C_{pa}(T_1 - T_0) + \omega_1 C_{fg} \tag{III-74}$$

ω_0 : Est évaluée à des conditions ambiantes .

III-B-4-Tàg couplée à un refroidisseur par évaporation

Afin d'évaluer la faisabilité d'un système de refroidissement couplé à la Tàg, 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:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p) \quad (\text{III-75})$$

Les trois termes de l'équation (III-47) 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) :

$$RGP = \frac{\dot{W}_{net, avecref} - \dot{W}_{net, sansref}}{\dot{W}_{net, sansref}} \cdot 100\% \quad (\text{III-76})$$

Le RGP est un terme générique qui prend en compte les paramètres de la Tàg et le système de refroidissement associé, indépendamment du processus de refroidissement. Pour une Tàg 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 Tàg, 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 Tàg couplé au système de refroidissement (le changement de l'efficacité thermique (CET)) :

$$CET = \frac{\eta_{cy, avecref} - \eta_{cy, sans ref}}{\eta_{cy, sans ref}} \cdot 100\% \quad (\text{III-77})$$

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 Tàg 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 l'évaporateur, cette puissance est faible par rapport aux autres termes de l'équation (III-74), et peut-être négligée. Par conséquent, le RGP pour une Tàg avec refroidisseur par évaporation peut être obtenu à partir de l'équation (III-75). À partir des équations ((III-74), (III-61), (III-68) et (III-74)) 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 suite:

$$(III-58) \Rightarrow \eta_{cy} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p)}{\dot{Q}_h}$$

$$(III-61) \Rightarrow \dot{W}_t = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\frac{1}{\gamma-1}}} \right)$$

$$(III-68) \Rightarrow \dot{W}_c = \dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} \left(\varepsilon_c^{\frac{1}{\gamma-1}} - 1 \right) + \omega_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right]$$

$$(III-71) \Rightarrow \dot{Q}_h = \dot{m}_a T_1 \left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\varepsilon_c^{\frac{1}{\gamma-1}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right]$$

En portant les relations ((III-61), (III-68) et (III-71) dans l'équation (III-58) on trouve :

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

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

Donc le rendement global est :

$$\eta_{cy} = \frac{\left\{ \left[(1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_c} \right) \right] - \left[C_{pa} \frac{1}{\eta_c} \left(\varepsilon_c^{\frac{1}{\gamma-1}} - 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{g2} + h_{g1}) \right] \right\}}{\left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\varepsilon_c^{\frac{1}{\gamma-1}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right]} \quad (III-78)$$

L'équation (III-77) 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 :

$$\eta_{cy,rev} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c - 1/\gamma}$$

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

III-B-5-Conclusion

On peut conclure dans ce partie 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 Tàg. 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 Tàg.

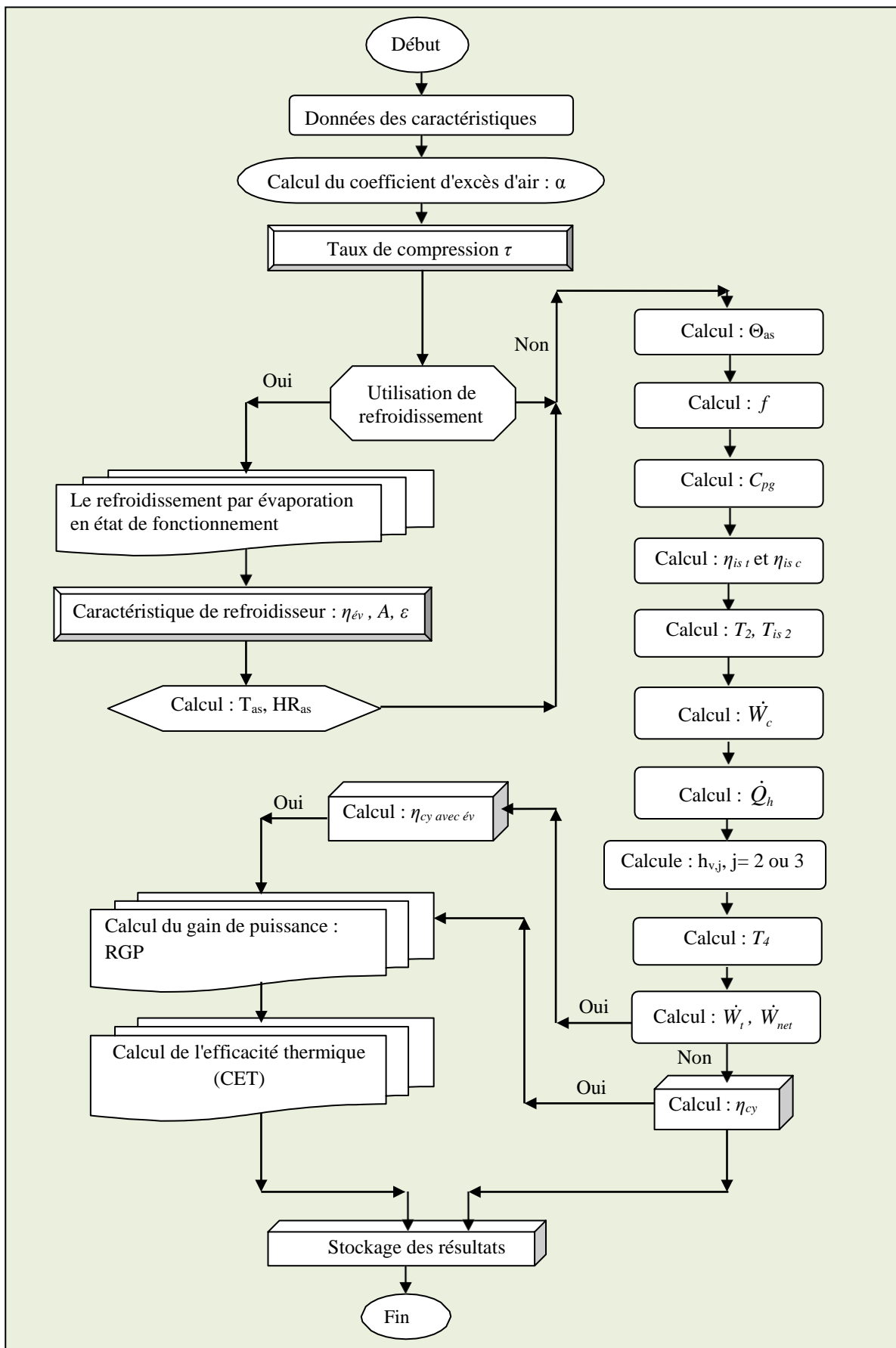
Pour cela, un programme de calcul et d'analyse des effets des conditions ambiantes sur les performances d'une Tàg a été réalisé. La modélisation du programme est étendue à l'étude de l'influence du refroidissement par évaporation d'eau à l'entrée du compresseur sur les performances de la Tàg (GE MS5002)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

CHPITRE IV
Résultats &
Interprétations

IV-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 Tàg, 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 Tàg fonctionne dans des gammes de températures et de pressions extrêmes (hivers : 0 °C, été :50 °C) et du taux de compression ($2 < \tau < 12$).

IV- 2- L'organigramme principal de calcul du cycle proposé



IV-3- État de cycle simple

IV-3-1- Influence de la température ambiante sur le rendement

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

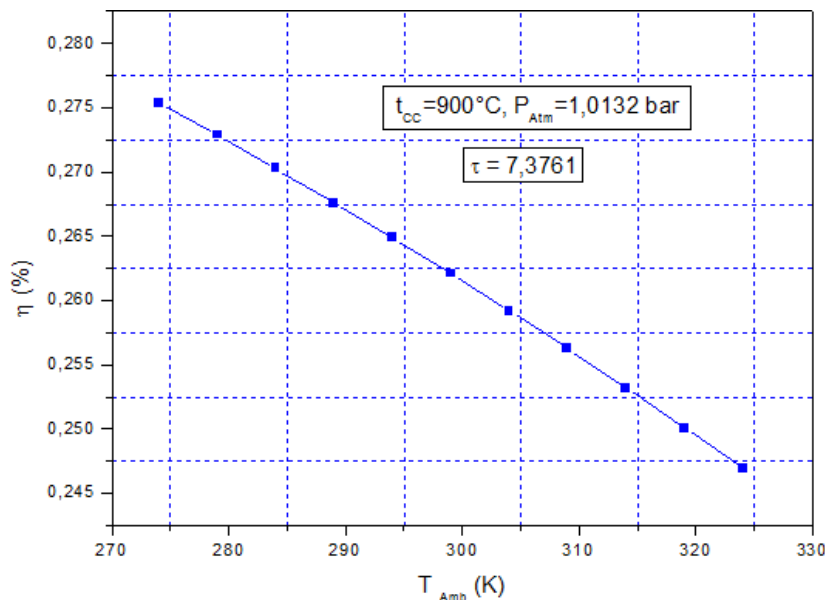


Figure IV-1: Rendement thermique

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.

IV-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 Tàg utilisée dans ces conditions insensible à la variation de la température de l'air ambiant par le refroidissement de l'air par évaporation lorsque $T_{amb} > T_{iso}$.

IV-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 $t = 15$ 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 IV-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.

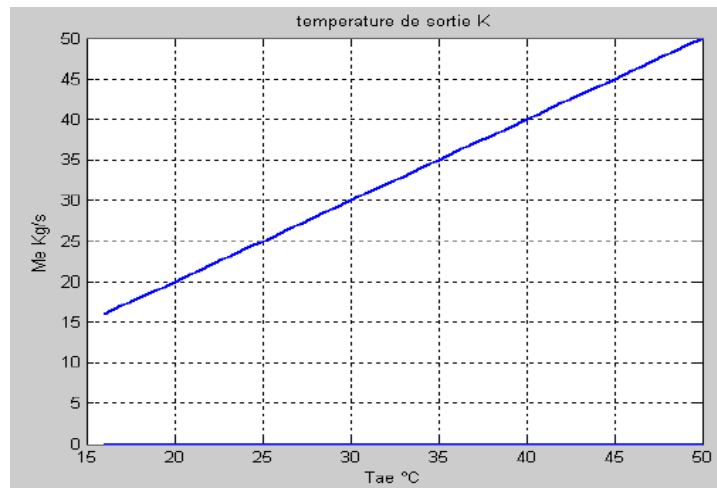


Figure IV-2: Le debit d'eau en fonction de la température ambiante.

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 IV-3 montre les profils du rendement thermique global de la Tàg avec et sans refroidissement en fonction de la température ambiante. Ces courbes montrent une augmentation du rendement de la Tàg 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).

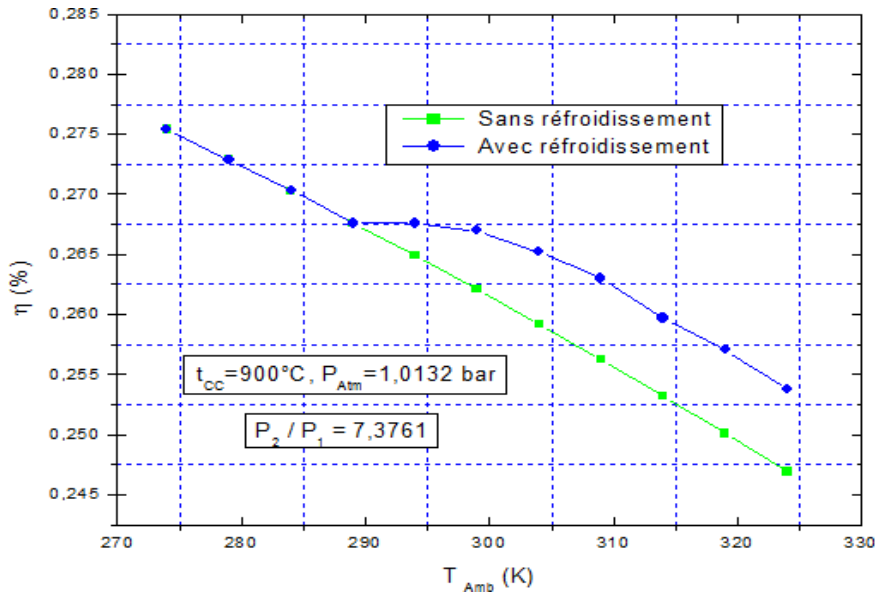


Figure IV-3: Rendement thermique global de la Tàg

Les Figure IV-4 montrent les caractéristiques de la Tàg 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 $T_{am} = 50^\circ\text{C}$ le système de refroidissement fait passer le rendement thermique de la Tàg de 0,287 à 0,292 ce qui n'est pas négligeable.

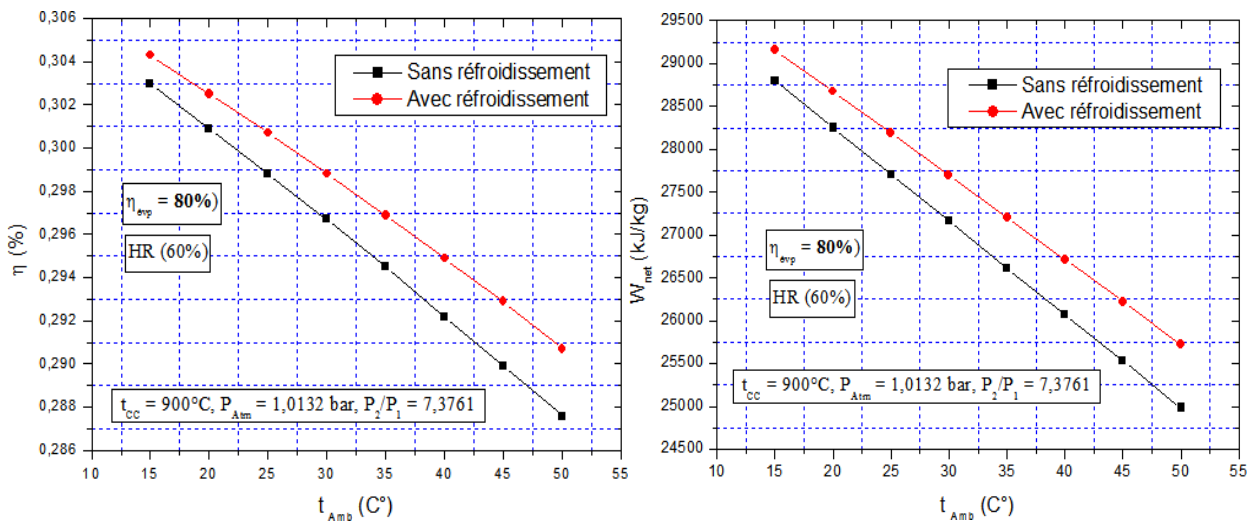


Figure IV-4: Variation du travail spécifique utile et du rendement thermique global

IV-4- 2-Influence de la température ambiante sur le RGP

Dans cette partie, nous allons appliquer les équations (III-75) et (III-76) pour le système de refroidissement de l'air. La Figure IV-4 représente la variation du gain de puissance relatif (RGP) de la Tàg 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 $T_{amb} = 50^{\circ}\text{C}$ lors du passage de l'humidité maximale 80% à l'humidité minimale sec 0%.

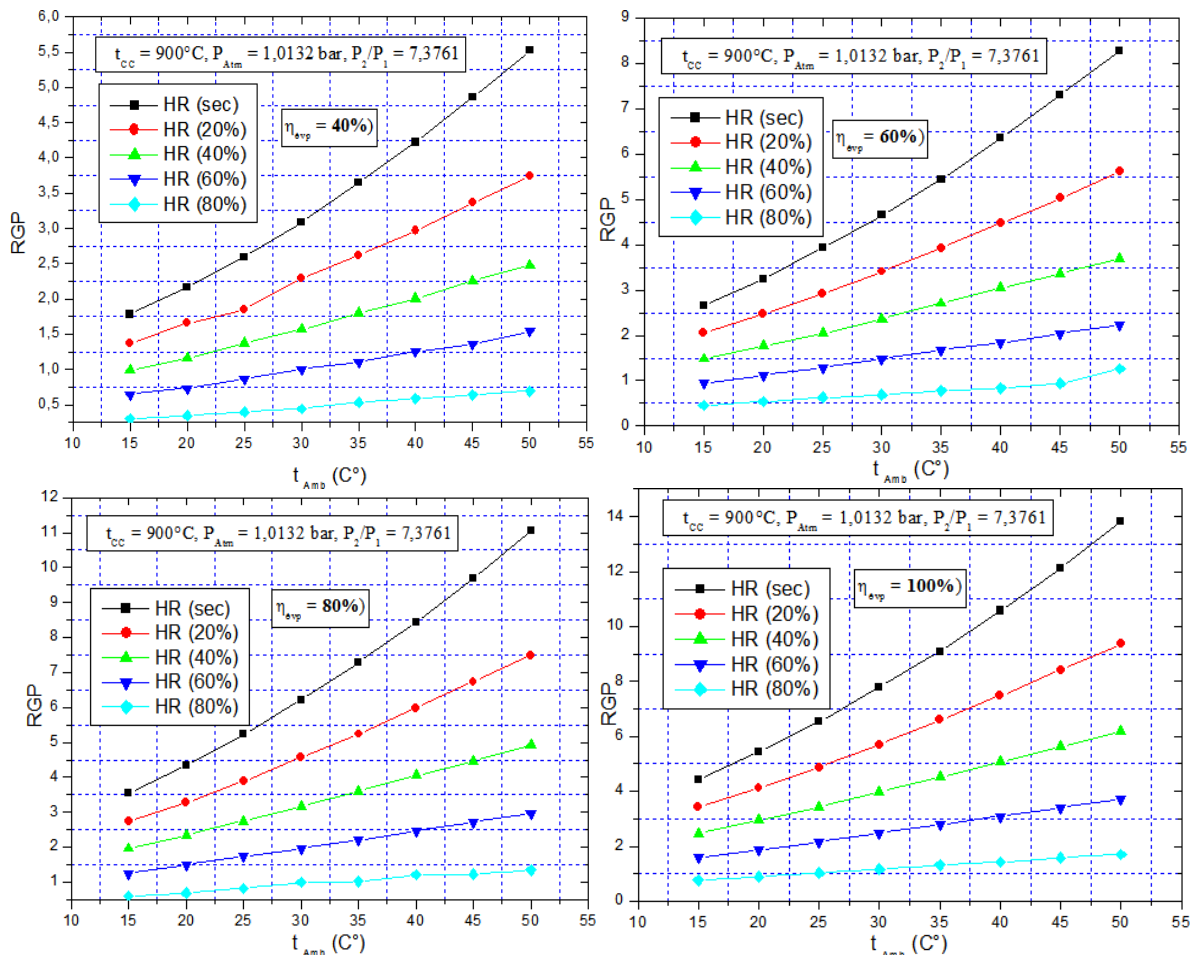


Figure IV-5: Variation du RGP pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

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

IV-4-3- Influence de la température ambiante sur le CET

Nous représentons sur la Figure IV-6 la variation de l'efficacité thermique (CET) pour la Tàg 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.

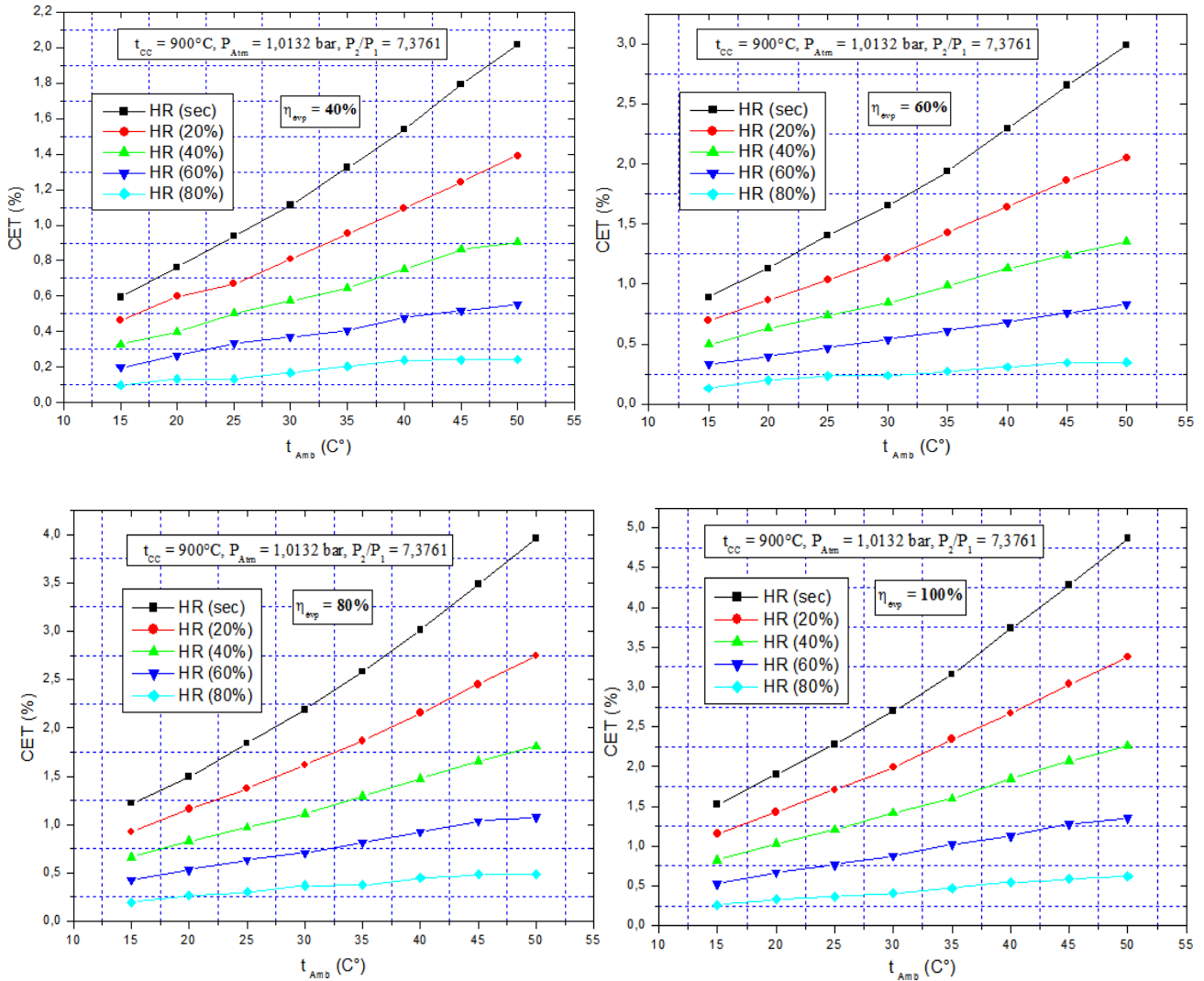


Figure IV-6: Variation du CET pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

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.

IV-4-4- Influence de la température ambiante sur le ξt

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 IV-7. Les courbes montrent que le refroidissement par évaporation est plus efficace pour l'air sec que pour l'air très humide.

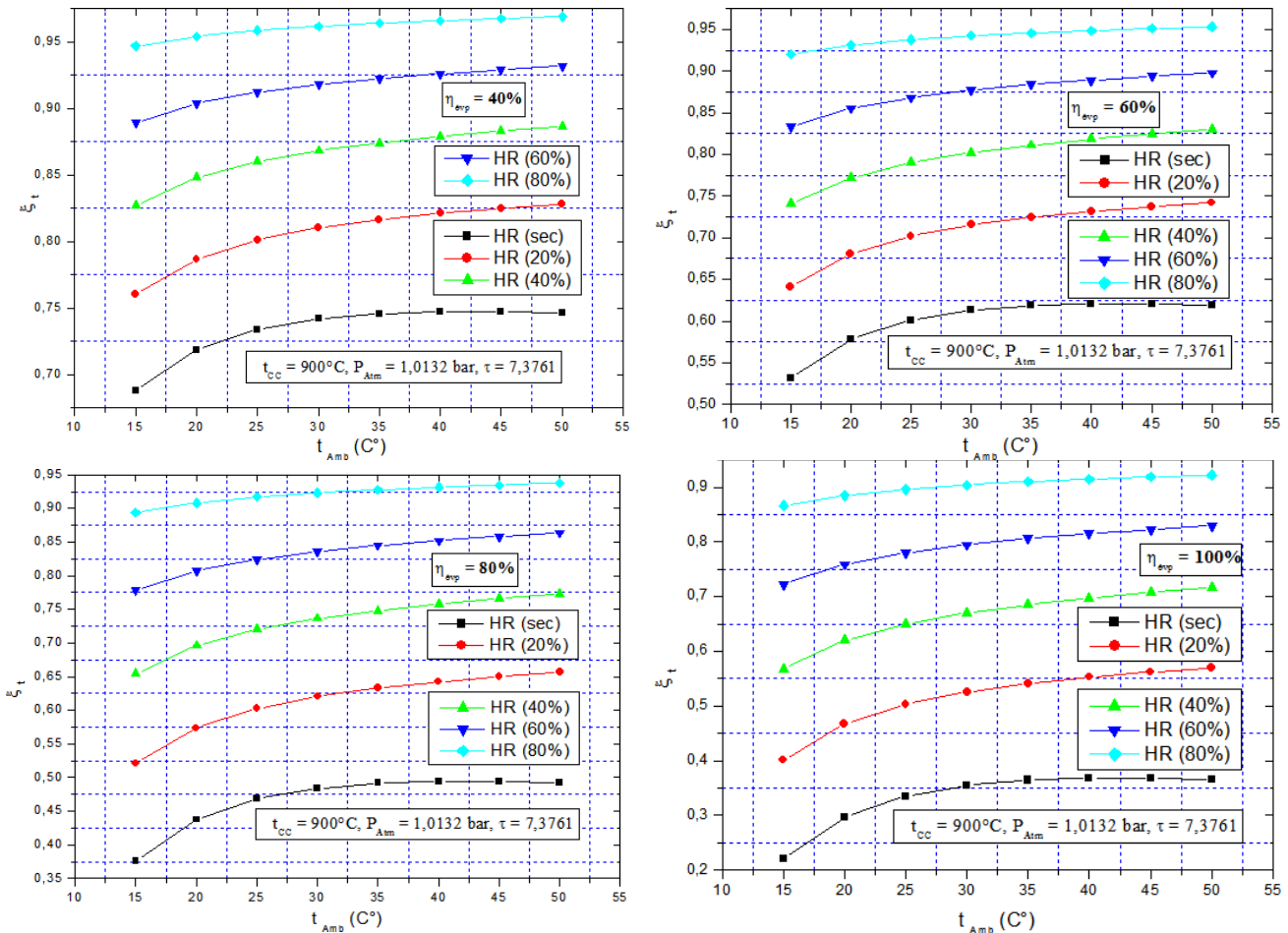


Figure IV-7 : Rapport des températures de sortie et d’entrée de l’évaporateur 40%, 60%, 80%et100%

IV-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 IV-8 indique les différents facteurs obtenus par le refroidisseur on 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.

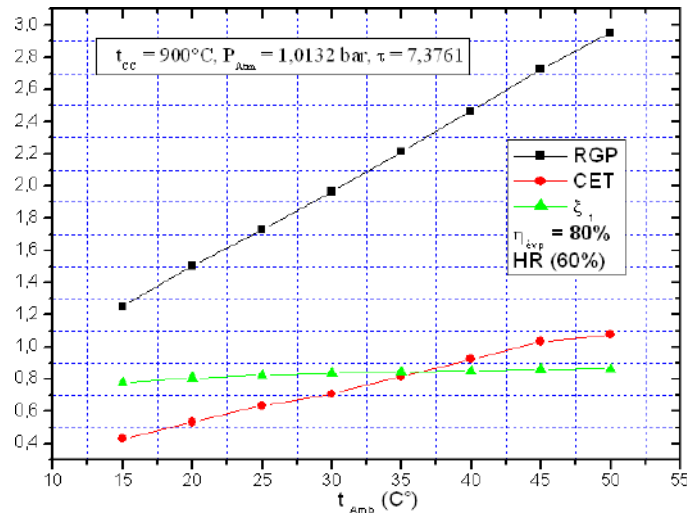


Figure IV-8: Variation des facteurs d'exploitation lors du refroidissement de l'air (RGP, CET et ξ_T)

Les Figure IV-9, IV-10 et IV-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 ($0 \leq HR \leq 60\%$), par contre, pour le rapport ξ_T , au delà de la température ambiante de l'air $T_{Amb} = 35^{\circ}C$, il reste sensiblement constant.

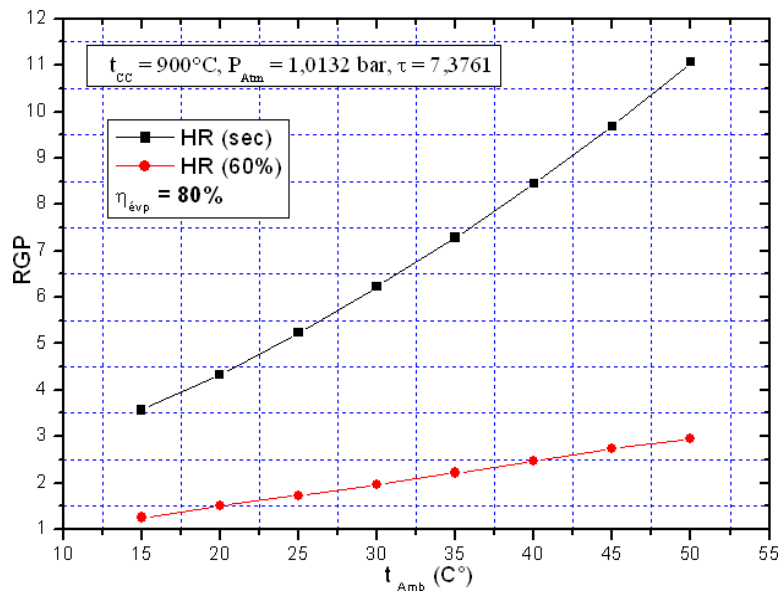


Figure IV-9 : Variation du RGP en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max

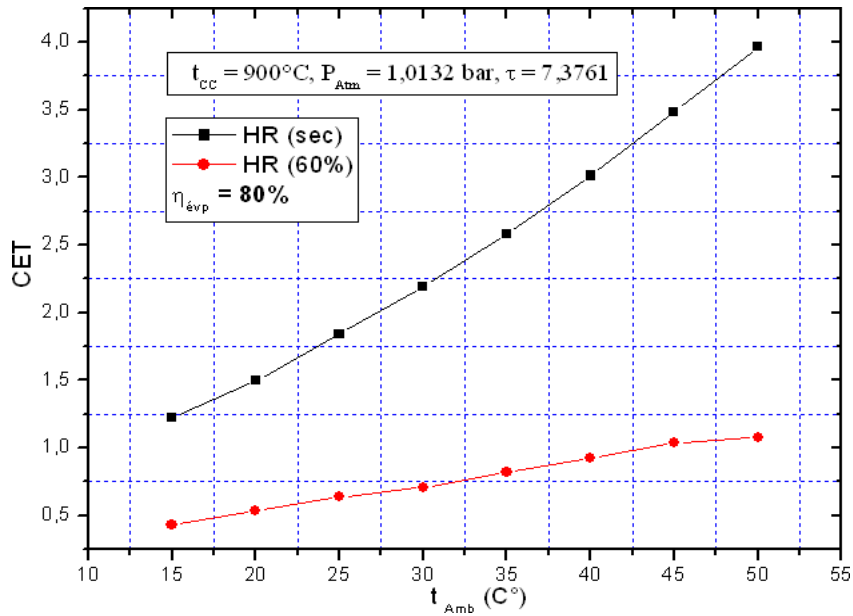


Figure IV-10: Variation du CET en fonction de la température ambiante pour l'humidité min et max

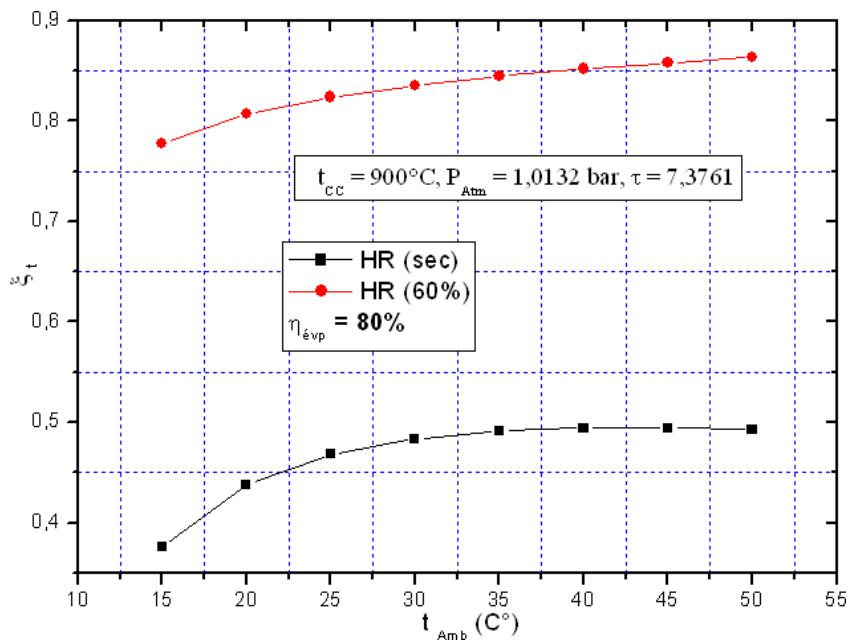


Figure IV-11: Variation du ξ_t en fonction de la température ambiante pour l'humidité minimale et maximale

IV-5- Conclusion

En étudiant les effets des conditions climatiques sur les performances de la Tàg, 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 Tàg.

L'analyse des résultats obtenus par notre code de calcul montre qu'ils sont en bonne concordance avec ceux des études précédentes [2, 3, 53,56].

Conclusion générale

Devant l'utilisation croissante des turbines à gaz dans différents domaines de l'industrie (pétrolière, gazière, production d'électricité ...), et vu le facteur coût d'énergie, qui est très élevé, le développement des moyens d'amélioration de leurs performances est devenu nécessaire tant sur le plan scientifique que technologique.

En effet, l'optimisation du rendement de ces machines est liée à la maîtrise de plusieurs facteurs essentiels que sont : La connaissance précise des caractéristiques de la turbine, de ses performances, compte tenu de l'endroit géographique et des conditions climatiques du lieu d'installation.

Au terme de ce travail, nous avons présenté l'étude et le développement de plusieurs techniques de refroidissement de la température de l'air d'admission qui ont été appliquées dans un cycle de Tàg, ce qui a augmenté la charge massique. L'étude des conditions sur site, et plus précisément, la température ambiante et l'humidité relative, influencent l'efficacité de la Tàg, plus particulièrement dans le désert algérien. La méthode appliquée était le refroidissement par évaporation de la température de l'air d'admission dans le compresseur axial.

D'après la recherche bibliographique, le refroidissement de l'air ambiant est lié aux conditions climatiques, il est peu fréquent dans le monde, car employé dans les régions chaudes de la planète (le cas de l'Algérie). Cette recherche a permis de trouver des travaux similaires traitant le refroidissement de l'air d'admission par différentes méthodes d'utilisation dans d'anciennes études. Ces études ont été nos points de référence pour la validation de nos résultats.

Un code de calcul EES (Engineering Equation Solver) a été utilisé pour appliquer une méthodologie analysant le potentiel du cycle de fonctionnement et montrant les différents points du cycle. Dans la première étape (chapitre quatre), nous avons introduit les données et les équations de la Tàg GE MS5002, et nous avons obtenu les bilans énergétiques de l'installation avec cycle simple, ces résultats ont été conformes au modèle d'application analytique.

Les résultats de la simulation numérique nous ont permis de sortir avec plusieurs

constatations sur les effets des conditions in-situ sur le rendement de la Tàg. Nous résumons dans ce qui suit, les principaux résultats obtenus :

1. Les performances de la Tag ont une forte dépendance des conditions climatiques.
2. Le processus de refroidissement par évaporation est très efficace pour les climats secs, d'autre part, il est limité par la température humide.
3. Le refroidissement de la température de l'air d'admission produit une augmentation de la densité de l'air, ce qui influe directement sur la charge massique du fluide en circulation entraînant ainsi une augmentation de puissance.
4. L'étude de sensibilité des performances de la Tàg a permis de constater que l'élévation de la température et de l'humidité relative de l'air ambiant, aussi minime soit elle, fait chuter leur efficacité.
5. Cette technique de refroidissement a permis d'améliorer le rendement de la Tag, par rapport au changement de température (lorsque la température atteint 50°C, le rendement de la Tag augmente de 1.5%).

Pour conclure, cette étude nous a permis de comprendre le comportement des conditions climatiques et leurs effets directs sur les performances de la Tag, les résultats obtenus comparés aux résultats des études précédentes et des travaux publiés, sont similaires et encourageants pour une continuité de la recherche dans ce sens afin de l'appliquer en pratique.

Perspectives et recommandations :

Le modèle numérique développé dans le cadre de la présente étude ouvre la voie à des études expérimentales ou des simulations concernant le refroidissement de l'air pour améliorer les cycles simple et avec cogénération des Tàg. Parmi les points qui restent à étudier dans les perspectives d'une continuation de cette étude, on peut citer :

- ✓ L'application expérimentale de la technique proposée dans un cas réel, pendant une période où la température est très élevée.
- ✓ Introduire l'approche du refroidissement étudié dans un programme regroupant tous les facteurs d'influence tel que : La température ambiante, taux de compression, l'humidité relative, combustible et l'efficacité du

- ✓ refroidisseur et sortir avec des résultats permettant d'optimiser les performances d'exploitation des turbines à gaz dans les conditions in-situ.
- ✓ Dimensionner un refroidisseur par évaporation pour atteindre une température de sortie fixée aux conditions standards (15°C) lorsque la température ambiante ne dépasse pas les 55°C.
- ✓ Effectuer un modèle de couplage de plusieurs méthodes d'amélioration, de récupération, de réchauffage, de refroidissement intermédiaire, de traitement de l'air à l'amont du compresseur et d'injection de vapeur dans un cycle simple, pour arriver à mettre en place un modèle qui fonctionne continuellement.

En fin, nous souhaitons que notre modeste recherche fondée sur une étude théorique puisse être une source de travail pour les étudiants, et prise en considération à l'avenir, plus précisément en pratique. Ainsi, ce travail a été réalisé avec l'intention d'une continuation dans de futurs travaux de recherche, pour apporter d'autres contributions dans le domaine de l'efficacité d'énergie, et de la lutte contre la pollution atmosphérique lors de l'exploitation des Tag.

Références bibliographiques

- [1] "Turbine à gaz," WIKIPEDIA, l'encyclopédie libre, 18 Juillet 2017. [Online]. Available: https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_à_gaz. [Accessed 02 Août 2017].
- [2] André LALLEMAND, 1195, "Production d'énergie électrique par centrales thermiques", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [3] Etude thermodynamique, maintenance de fiabilité d'une turbine a gaz5002c''2011.Djelfa
- [4] Gaz Turbine engineering handbook sacand edition by Meherwan P. Bouce .
- [5] Laboratoire de hassi rmel
- [6] Numeliphy.unisciel_fr/inde
- [7] TOTAL, Manuel de formation, " Exploration et production, les équipements et les turbines " .
- [8] GE Oil & Gas , "Manuel de formation pour la conduite et l'entretien", AFFAIRE N.P : SONATRACH SRGA2 , LOCALITE :ALGERIE.
- [9] GE Power Systems,"MS 5002C Gas turbine performance", Report for training Centre of hassi rmel, Nuovo Pignone.
- [10] 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
- [11] STABAT Pascal, MARCHIO Dominique., « Humidificateur par ruissellement à recirculation d'eau », Ecole des Mines de PARIS.
- [12] Johnson RS., « The theory and operation of evaporative cooler for industrial gas turbine », J. Eng. Gas Turbine Power, 111: 327-334 (1989).
- [13] Mohsen Thabet, Ammar ben Brahim, Rahim K. Jassim., limits of inlet air cooling system of gas turbines performance enhancement in hot and humid climates .
- [14] 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).
- [15] COLLIGNAN. B., « Efficiency of Direct Evaporative Cooling », document non publié, CSTB, (1997).
- [16] André BAILLY, Michel CLERC-RENAUD Emmanuel RUTMAN Claude TERNANT« Traitement de l'air et climatisation Les composants et leurs fonctions » Techniquesdel'IngénieurBE9 271

- [17] MUNTERS., « COOLbox CB7 à CB50, Refroidisseur d'air par évaporation », documentation technique, 15p (2000).
- [18] PIEC., « Données constructeurs de Premier Industries », consultées sur <http://www.piec.com> (mai 2000).
- [19] 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).
- [20] Jean Castaing - Lasvignottes ., « Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur », Université de Pau et des pays de l'Adour., (2002).
- [21] 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).
- [22] Saravanamuttoo, H.I.H., COHEN, H., ROGERS, GFC., « Gas Turbine Theory », 4^a Edição, (1996).
- [23] Korakianitis T, Wilson DG., « Models for predicting the performance of Brayton - cycle engines », Journal of Engineering for Gas Turbine and Power 116:381–388 .
- [24] Alhazmy, M. M., and Najjar, Y. S. H., « Augmentation of gas turbine performance using air coolers », App. Thermal Engineering, Vol. 24, pp 415- 429
- [25] 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).
- [26] Klein, K. A. et Alvarado, F. L., « EES Engineering Equation Solver », 4406 Fox Bluff Rd Middleton, WI, 53562 (2004).
- [27] Dossat RJ., « Principles of Refrigeration », Wiley: New York (1997).
- [28] Cortes, C. P. E., et Willems, D., « Gas turbine inlet cooling techniques,: An overview of current technology », Proceedings Power GEN, Las Vegas Nevada .
- [29] Mc Quiston, F. C. Parker, J. D. Spilter, J. D., « Heating, Ventilating and Air conditioning », Design and analysis, 5th edition, John Wily, NY (2000).
- [30] A BOUAM, S. AISSANI & R.KADI, « Amélioration des performances des turbines a gaz par l'injection de la vapeur d'eau a l'amont de la chambre de combustion », Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2, 291 – 306 (2008).
- [31] A. BOUAM, S. AISSANI & R.KADI, « Gas Turbine Performances Improvement using Steam Injection in the Combustion Chamber under Sahara Conditions ». , Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 63, No.2 (2008).

Résumé

الخلاصة :

تعتمد الصناعات الطاقوية في الجزائر بشكل مباشر على التربينات الغازية في المصانع و المنشآت البترولية وفي الجنوب المعروف بالمناخ الصحراوي الجاف، حيث يتميز بوجود اكبر المصانع البترولية والغازية فيه، وبما ان تحسين أداء هذه الآلات أصبح ضرورة حتمية، ارتأينا في دراستنا هذه إلى تبريد الهواء عند مدخل الضاغط المحوري، لكي نزيد من كثافة الهواء عندما تكون درجة حرارة الهواء المحيطة مرتفعة وتتجاوز الظروف المثالية، ولتبريد الهواء استعملنا طريقة التبريد بالتبخير لدورة التربينات الغازية. تضم هذه الدراسة من جهة، أداء جهاز التبخير، حيث حاولنا تحديد تأثير درجة حرارة وسرعة الهواء المحيطة على أدائه ومن جهة أخرى، درسنا خصائص التربينات الغازية لدورة عادية ولدورة أخرى باستعمال طريقة التبريد بالتبخير ثم المقارنة بينهما، وكذلك تأثير الظروف البيئية لدرجات الحرارة والرطوبة على المردود.

الكلمات المتاحة : التربينات الغازية، التبريد بالتبخير، المردود.

Résumé :

L'industrie énergétique en Algérie repose sur les turbines à gaz dans les stations de pétrole et de gaz qui sont installées au sud du pays, connu pour son climat chaud et sec ; d'où la nécessité d'améliorer les performances de ces machines. Dans ce contexte, nous avons décidé de proposer dans la présente étude, un mécanisme de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial, afin d'augmenter la densité de l'air lorsque la température de l'air ambiant est très élevée, dépassant les conditions standard. C'est pourquoi, nous avons utilisé une méthode de refroidissement par évaporation pour refroidir l'air.

L'étude comprend d'une part, un évaporateur particulier, où nous avons essayé de déterminer l'influence de la température ambiante et de la vitesse de l'air sur sa performance, d'autres par, le calcul des caractéristiques d'un cycle simple et d'un cycle avec refroidissement par évaporation d'une turbine à gaz, puis la comparaison entre eux. Il a été aussi question de l'impact des conditions environnementales de la température et de l'humidité sur le rendement des Tag

Mots clés : Turbine à gaz, Refroidissement par évaporation, Rendement.

Abstract:

The energy industry in Algeria is based on gas turbines at the oil and gas stations which are installed in the south of the country, known for its hot and dry climate; hence the need to improve the performance of these machines. In this context, we decided to propose to this study, an air cooling mechanism at the entrance of the axial compressor, in order to increase the density of the air when the temperature of the ambient air is very high, exceeding the standard conditions. Therefore, we used a method of cooling by evaporation to cool the air.

The study comprises firstly, a particular evaporator, we tried to determine the influence of the ambient temperature and air velocity on its performance, others, the computation of the characteristics of a simple cycle and a cycle with evaporative cooling of a gas turbine, then the comparison between them. It was also about the impact of environmental conditions of temperature and humidity on the performance of Tag .

Keywords : Gas turbine, Evaporative cooling, performance.