

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



UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES
FACULTE DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE



Département : Transport et Equipements des Hydrocarbures

Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures

THESE DE DOCTORAT

Spécialité : Thermo-fluide

Élaborée par :

M^r. BOUAM Abdallah

THEME:

**Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans
l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à
l'amont de la chambre de combustion**

Soutenue publiquement le : 05 / 10 / 2009

Devant le jury composé de :

ZERAIBI Nordine	Professeur	(UMBB)	Président
BENNACER Rachid	Professeur	(Cergy Pontoise France)	Examineur
KESSAL Mohand	Professeur	(UMBB)	Examineur
MOHAMMEDI Kamal	Maître de Conférences	(UMBB)	Examineur
AIT AIDER Aomar	Maître de conférences	(UMMTO)	Examineur
AISSANI Slimane	Professeur	(UMBB)	Rapporteur

Boumerdès 2009

Remerciements

Cette thèse a principalement été menée au Centre de Recherche Nucléaire de Birine du Commissariat à l'Energie Atomique, au sein du Département Thermohydraulique de la Division Technologie Nucléaire. Je remercie Monsieur Abdelmouman. KERJIS, Directeur Général du CRNB, Monsieur Abdelhafithe BENAZZA, Secrétaire Général du CRNB et Monsieur Mohamed SEMINE, Directeur de la Division des Technologies Nucléaire, pour leurs encouragements et les moyens matériels qui m'ont été accordés et mis à ma disposition.

Je remercie tout particulièrement mon Directeur de thèse, le Professeur AISSANI Slimane de la faculté des hydrocarbures et de la chimie à l'Université M'Hamed Bougara de Boumerdès qui a eu la clairvoyance de me proposer ce thème et d'avoir assuré la direction scientifique de ce travail. Sa patience, sa disponibilité ses conseils éclairés et son soutien constant m'ont été très précieux tout au long de la préparation de cette thèse.

Je suis sensible à l'honneur que m'a fait le Professeur ZERAIKI Nordine de la faculté des hydrocarbures et de la chimie à l'Université M'Hamed Bougara de Boumerdès en acceptant la présidence du jury de thèse. Je le prie de bien vouloir trouver ici l'expression de ma gratitude.

Mes remerciements s'adressent aussi au Professeur BENNACER Rachid de l'Université Cergy Pontoise France pour avoir bien voulu examiner le contenu de ce travail et participer à la soutenance.

J'adresse aussi mes remerciements au Professeur KESSAL Mohand de la faculté des hydrocarbures et de la chimie à l'Université M'Hamed Bougara de Boumerdès, à Monsieur MOHAMMEDI Kamal Maître de conférences à la faculté des sciences de l'ingénieur de l'Université M'Hamed Bougara de Boumerdès et à Monsieur AIT AIDER Aomar Maître de conférences à la faculté du génie de construction de l'Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou, pour avoir bien voulu examiner le contenu de ce travail et participer à la soutenance.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à Monsieur R. KADI, Attaché de Recherche DTN au CRNB, qui m'a aidé au cours de la réalisation de ce travail et aux Messieurs les membres du Comité scientifique de la Division DTN pour leurs lectures du manuscrit.

Enfin, Je remercie toute ma famille pour son aide inestimable, en particulier mon épouse car sans son soutien, sa patience et son dévouement, ce travail n'aurait pas pu être achevé.

Que Mr S. BELAID, Chargé de Recherche, notre Chef de Département Thermohydraulique Division DTN, Mr A. MESSAI Attaché de Recherche Division DEDIN, Mr S. SAADI Chef de service SAS du département DRH, Mr M. BOUAOUINA Attaché de Recherche DTN, Dr. S. HAMMADI Chef de service CMT, au CRNB, tous mes amis du Centre de Recherche Nucléaire de Birine et tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, soient ici remerciés.

Résumé : Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaire de puissance (NPP), les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. Le cycle de turbine à gaz injecté par la vapeur (STIG), consiste à introduire de quantités convenables de vapeur d'eau dans divers points donnés du cycle. L'objectif principal de ce travail, consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions de températures rudes dans le sud d'Algérie, par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. La méthode suggérée a été étudiée, analysée et comparée à un cycle simple. Un code de calcul a été développé pour différents processus de turbine à gaz comprenant les effets, de la température de l'air ambiant, de l'humidité du climat, du taux de compression, des paramètres d'injection, de la température standard, et de la température de combustion avec et sans l'injection de vapeur. Les résultats obtenus, montrent que la méthode d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion améliore considérablement les performances de la turbine à gaz. Des données d'essai d'une turbine à gaz industrielle largement utilisée dans le domaine des hydrocarbures, d'un modèle informatique et d'une étude théorique sont employées pour vérifier la validité de notre modèle proposé. La comparaison des résultats obtenus par le programme à ceux de la littérature est en bon accord. A partir de ces avantages, nous recommandons l'utilisation de cette méthode dans l'industrie des hydrocarbures. Cette étude peut être confortée par un test expérimental.

Abstract: Analysis and improvement of gas turbine performances used under hard conditions by steam water injection in the combustion chamber. In the past three decades, industrial gas turbines have gained more importance on the power generation systems, such as nuclear power plant (NPP) and the petroleum power plant. Although the advantages of such equipment, high sensitivity to the influence of the ambient air temperature, which varies greatly between day and night, summer and winter, which the thermal efficiency of these machines is affected the improvement of these cycles are required. For this purpose different methods (regeneration, intermediate cooling, preheating and injection of steam water) were used to improve performance cycle gas turbine. The steam injected gas turbine cycle (STIG) consists of introducing a high amount of steam at various points in the cycle. The main purpose of the present work is to improve the principal characteristics of gas turbine used under hard condition of temperature in Algerian Sahara by injecting steam in the combustion chamber. The suggested method has been studied, analysed and compared to a simple cycle. Efficiency, however, is held constant when the ambient temperature increases from ISO conditions to 50°C. Computer program has been developed for various gas turbine processes including the effects of air ambient temperature humidity of the climate, pressure ratio, injection parameters, standard temperature, and combustion chamber temperature with and without steam injection. Data from the performance testing of an industrial gas turbine, computer model, and theoretical study are used to check the validity of the proposed model. The comparison of the predicted results to the test data is in good agreement. Starting from the advantages, we recommend the use of this method in the industry of hydrocarbons. This study can be contributed for experimental tests.

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

Table des matières

Liste des symboles

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre – I : **Revue bibliographique sur les TAG et leurs applications**

I.1- Généralités.....	3
I.2- Présentation.....	4
I.2.1- Composants d'une turbine à gaz.....	5
I.2.1.1- Entrée d'air.....	5
I.2.1.2- Compresseur.....	5
I.2.1.3- Chambre de combustion.....	6
I.2.1.4- Turbine de détente.....	8
I.2.1.5- Echappement de la turbine à gaz.....	8
I.2.2- Puissances et rendements.....	8
I.3- Applications de la turbine à gaz.....	9
I.3.1- Réalisation pratique.....	9
I.3.2- Limites techniques et avantages.....	10
I.3.3- Domaines d'utilisation.....	10
I.3.3.1- Aéronautique.....	11
I.3.3.2- Turbines à gaz pour des véhicules.....	18
I.3.3.3- Turbine à gaz pour la production d'énergie électrique.....	19
I.3.3.4- Turbines à gaz dans des industries de pétrochimie.....	21
I.3.3.5- Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole et de gaz.....	22

Chapitre – II : **Description des cycles thermodynamiques et performances d'une TAG**

II.1- Principe de fonctionnement.....	25
II.1.1- Principes.....	26
II.1.2- Rendement.....	27
II.2- Configurations des cycles de turbine à gaz.....	27
II.2.1- Cycle ouvert direct.....	27
II.2.2- Cycle ouvert indirect.....	28
II.2.3- Cycle fermé direct.....	28
II.2.4- Cycle fermé indirect.....	29
II.3- Cycles de puissance de turbine à gaz.....	29
II.4- Cycle thermodynamique d'une TAG.....	29
II.4.1- Cycle idéal de Joule.....	30

II.4.2- Cycle réel de Joule.....	31
II.4.3- Cycle d'Atkinson.....	33
II.5- Excursion rapide dans l'aérodynamique.....	33
II.5.1- Nombre de Mach.....	34
II.5.2- Nombre de Reynolds.....	37
II.5.3- Refroidissement des aubes.....	37
II.5.4- Combustion.....	38
II.5.5- Faible émission des NOx sec.....	39
II.6- Interaction des composants d'une TAG.....	40
II.6.1- TAG à un seul arbre.....	41
II.6.2- TAG à deux arbres.....	41
II.6.3- Comparaison entre les TAG à un arbre et à deux arbres.....	43
II.6.4- Charge.....	44
II.6.5- Vitesse de rotation de la turbine de puissance.....	45
II.7- Influence des technologies de contrôle d'émission.....	45
II.7.1- Ailettes d'admission et ailettes du stator variables.....	45
II.7.2- Charges d'accessoire.....	46
II.7.3- Contrôle de la température.....	46
II.8- Influence des conditions ambiantes.....	46
II.8.1- Température ambiante.....	46
II.8.2- Pertes de pression à l'admission et à l'échappement.....	47
II.8.3- Pression ambiante.....	48
II.8.4- Carburant.....	48
II.8.5- Humidité relative.....	49
II.9- Courbes typiques des TAG.....	49
II.10- Dégradation des performances des TAG.....	50
II.11- Protection contre la dégradation.....	50

Chapitre - III : Méthodes d'amélioration du cycle d'une TAG

III.1- Cycle idéal de Brayton.....	51
III.2- Cycle non-idéal de Brayton.....	53
III.3- Combustion et émissions.....	55
III.3.1- Processus de la combustion.....	55
III.3.1.1- Processus d'une combustion complète.....	55
III.3.1.2- Processus d'une combustion incomplète.....	56
III.3.2- Bruleur de faibles secs NOx.....	56
III.3.3- Autre système paramétrique de surveillance d'émissions.....	58

Chapitre - IV : Etude & modélisation thermodynamique du cycle de STIG

Chapitre – V : Description du programme de calcul «ImprovSTIG»

iii

V.2- Présentation du programme.....	84
V.2.1- Algorithme.....	85
V.2.2- Organigrammes.....	86
V.2.2.1- Organigramme du programme principal.....	86
V.2.2.2- Organigramme de calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TAG.....	87
V.2.2.3- Organigramme de calcul des effets d'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG.....	90
V.2.2.4- Organigramme d'amélioration des performances de la TAG par l'injection de vapeur d'eau.....	93
V.2.2.5- Organigramme de calcul des propriétés thermodynamique d'air....	96
V.2.2.6- Organigramme de calcul d'humidité et de la pression de saturation.....	97
V.2.2.7- Organigramme de calcul des propriétés thermodynamiques de l'eau et de vapeur.....	99
V.3- Fichiers Output.....	100
V.4- Fonctionnalités du code de calcul.....	100
 Chapitre - VI : Résultats & interprétations	
VI.1- Présentation des propriétés thermodynamiques de l'air.....	101
VI.2- Influence des conditions atmosphériques sur les performances de la TAG.....	102
VI.2.1- Analyse des performances de la turbine à gaz à l'état sec.....	102
VI.2.1.1- Influence de la température ambiante sur les performances de la TAG.....	102
VI.2.1.2- Influence de la pression d'entrée sur les performances de la TAG.....	106
VI.2.2- Analyse des performances de la TAG en présence d'humidité.....	109
VI.2.2.1- Présentation des paramètres d'humidité.....	109
VI.2.2.2- Influence du taux de compression.....	110
VI.2.2.3- Influence de la température ambiante sur les performances de la TAG.....	112
VI.3- Effets de l'injection de la vapeur d'eau sur les performances de la TAG.....	113
VI.3.1- Influence du taux de compression.....	114
VI.3.2- Influence de la quantité de vapeur injectée.....	115
VI.3.3- Influence des paramètres d'injection sur les caractéristiques principales de la TAG.....	117
VI.3.3.1- Pression.....	117
VI.3.3.2- Température.....	118
VI.4- Amélioration du cycle de la turbine à gaz par l'injection de vapeur.....	119
VI.4.1- Influence du taux de compression sur le débit de vapeur.....	119
VI.4.2- Influence de la température ambiante.....	120

VI.4.3- Influence de la température de la chambre de combustion.....	122
VI.4.4- Influence des paramètres d'injection sur la quantité de vapeur injectée....	123
VI.5- Validation des résultats.....	124
VI.5.1- Influence de l'injection de vapeur sur la puissance utile.....	124
VI.5.2- Influence de l'injection de vapeur sur le rendement thermique.....	124
Conclusion générale.....	125

Annexes

Annexe - A : Propriétés thermodynamiques de l'air

A.1- Propriétés thermodynamiques de l'air.....	127
A.2- Propriétés thermodynamiques des gaz d'échappement.....	132

Annexe - B : Températures & humidités

B.1- Température humide de l'air.....	134
B.2- Principe de saturation et la pression de la vapeur d'eau.....	139
B.3- Propriétés de saturation de la vapeur d'eau.....	139

Annexe - C : Propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur d'eau

C.1- Description des constantes de la vapeur d'eau.....	141
C.2- Définition des différentes zones.....	142
C.3- Equations de IAPWS-IF97.....	143

Références bibliographiques

Liste des symboles

Une lettre peut avoir plusieurs significations. Toutefois le contexte n'autorisera aucune confusion.

Variable	Désignation	Unité
A	Section.	$[m^2]$
a_{30}	Proportion du débit d'air qui part dans les fuites.	$[-]$
c	Vitesse absolue.	$[m/s]$
C_f	Coefficient du débit.	$[-]$
c_p, c_v	Chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant.	$[J/(kg.K)]$
$\bar{c}_p$	Chaleur spécifique moyenne à pression constante.	$[J/(kg.K)]$
D	Diamètre de la tuyère.	$[m]$
e_{25}	Proportion de l'énergie de compression contenue dans le débit de fuite	$[-]$
F	Poussée.	$[N]$
f	Rapport de carburant/air (sans injection de la vapeur).	$[-]$
f'	Rapport de carburant/air (avec injection de la vapeur).	$[-]$
h	Enthalpie spécifique.	$[J/kg]$
h_f^o	Enthalpie spécifique standard.	$[J/kg]$
H	Enthalpie.	$[J/kg]$
HR	Taux de la chaleur.	$[-]$
I_w	Indice de Woob.	$[-]$
k	Coefficient polytropique du fluide.	$[-]$
M	Masse moléculaire.	$[Kg/kmol]$
m	Masse du fluide.	$[Kg]$
$\dot{m}$	Débit massique.	$[kg/s]$
Mn	Nombre de Mach.	$[-]$
N	Vitesse de rotation.	$[tr/mn]$
n	Nombre d'étage.	$[étage]$
n_i	Fraction d'un élément dans un mélange gazeux.	$[-]$
p	Pression.	$[bar]$
P	Puissance.	$[W]$
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant.	$[kJ/kg]$
Q	Flux de chaleur.	$[J]$
$\dot{Q}$	Débit volumique.	$[m^3/s]$
R	Constante spécifique du gaz.	$[J/(kg.K)]$
r	Rayon.	$[m]$
s	Entropie.	$[J/kg]$
$S.F.C$	Consommation spécifique.	$[kg/kW.h]$
S_G	Pesanteur spécifique du gaz.	$[m/s^2]$
t	Température absolue.	$[^{\circ}C]$
T	Température absolue.	$[K]$
u	Vitesse d'entraînement.	$[m/s]$
vap	Rapport des débits massiques (vapeur - air).	$[%]$
w	Travail spécifique.	$[J/kg]$
W	Travail.	$[J]$

Variables grec

Δ	Chute d'un paramètre.	[Unité]
δ	Elévation.	$[m]$
ε_R	Efficacité d'un échangeur de chaleur.	$[%]$
φ	Rapport d'équivalence d'une combustion.	$[-]$
ϕ	Humidité relative.	$[-]$
γ	Exposant isentropique.	$[-]$
η	Rendement isentropique.	$[%]$

η_{Th}	Rendement thermique de la turbine à gaz.	[%]
λ	Coefficient d'excès d'air.	[-]
Ω	Vitesse de rotation angulaire.	[Rad/s]
ω	Humidité absolue.	[-]
Π	Couple.	[N.m]
S_l	Vitesse de propagation de la flamme.	[m/s]
τ	Taux de compression.	[-]

Indices et Exposants

o	Quantité totale.
1, 2, 3, 4	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
a	Air.
Adm	Admission.
Amb	Ambiant.
C	Compresseur.
CC	Chambre de combustion.
Cmb	Combustion.
Const	Constructeur.
corr	Paramètre corrigé.
E_C	Entrée du compresseur.
Echap	Echappement.
e	Eau.
f	Carburant.
fl	Flamme.
G	Générateur de vapeur.
g	Gaz d'échappement.
hum	Humide.
inj	Paramètres d'injection.
Iso	Conditions standards.
méc	Pertes mécaniques.
n	Nette.
opt	Optimal.
p	Propulsion.
Ref	Refoulement.
Réfr	Réfrigérant.
S_C	Sortie du compresseur.
sat	Saturation.
sec	Sèche.
Stœc	Stœchiométrique.
T	Turbine.
u1, u2	Projection suivant l'axe longitudinal.
Ut	Utile.
v	Vapeur d'eau injectée.
x	Nombre d'atomes de carbone dans un hydrocarbure.
y	Nombre d'atomes d'hydrogène dans un hydrocarbure.

Unités

Atm : Atmosphère.
K : Kelvin.
°C : Celsius.
C.E : Colonne d'eau.
ppmv : Parties par million par le volume.
rpm : Révolution par minute.
s : Seconde.
h : Heure.
min : Minute.
EI : Indice d'émission.

Abréviations

B.P : Basse pression.
DLN : Faible de NO_x sec.
EvGT : Turbine à gaz d'évaporative.
GAP : Groupes auxiliaires de puissance.
GN : Gaz naturel.
HAT : Turbine d'air humide.
H.P : Haute pression.
HRSG : Générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur (heat recovery steam generator).
HAT : Turbine à gaz à air humide.
ISO : Organisation standard international.
STIG : Turbine à gaz avec injection de vapeur.
TAG : Turbine à gaz.
EvGT : Turbine à gaz évaporative.

Substances chimiques

C₂H₆ Ethane.
CH₄ Methane.
C_xH_y Hydrocarboné général.
CO Oxyde de carbone.
CO₂ Dioxyde de carbone.
H, H₂ Hydrogène.
HCN Cyanure d'hydrogène
H₂O Eau.
N, N₂ Azote.
NO_x Oxydes d'azote.
O, O₂ Oxygène.
OH Hydroxyle.
UHC : Hydrocarbures non brûlés.

Liste des figures

Figure	Titre	Page
(I-1)	<i>Différents composants d'une turbine à gaz</i>	5
(I-2)	<i>Définitions des températures de flamme</i>	6
(I-3)	<i>Bilan énergétique dans le brûleur</i>	7
(I-4)	<i>Représentation du cycle d'une turbine à gaz</i>	9
(I-5)	<i>Composants principaux d'un turboréacteur</i>	12
(I-6)	<i>Dispositif général de la propulsion</i>	12
(I-7)	<i>Diagramme T-s pour un turbojet</i>	15
(I-8)	<i>Diagramme T-s d'un turbojet avec réchauffage</i>	15
(I-9)	<i>Composants principaux d'un turboréacteur</i>	15
(I-10)	<i>Turboréacteur avec un ventilateur arrière</i>	16
(I-11)	<i>Turbo-fusée</i>	17
(I-12)	<i>Avion nucléaire</i>	17
(I-13)	<i>Production d'électricité par Turbine à gaz- cycle simple</i>	19
(I-14)	<i>Production d'électricité : centrale électrique à cycle combiné</i>	19
(I-15)	<i>Centrale de cogénération</i>	19
(I-16)	<i>Unité de turbine à gaz dans le système d'énergie global</i>	20
(I-17)	<i>Centrale nucléaire de turbine à gaz à circuit fermé</i>	20
(I-18)	<i>Réacteurs à neutrons rapides à caloporteur gaz</i>	21
(I-19)	<i>Turbine à gaz fournissant l'air de combustion préchauffé pour des chaudières à vapeur</i>	21
(I-20)	<i>Générateur à gaz assurant les gaz chauds pour un processus industriel</i>	22
(I-21)	<i>Processus pressurisé utilisé dans la fabrication de l'acide nitrique</i>	22
(I-22)	<i>Réinjection des gaz résiduels</i>	23
(II-1)	<i>Turbine à gaz à un seul arbre (entraînement d'extrémité froid) et à deux d'arbres (Entraînement d'extrémité chaud)</i>	25
(II-2)	<i>Fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial</i>	26
(II-3)	<i>Coupe longitudinale d'une turbine à gaz</i>	26
(II-4)	<i>Turbine à gaz à cycle ouvert direct, (a) d'un axe simple, et (b) deux axes</i>	27
(II-5)	<i>Cycle ouvert indirect d'une turbine à gaz</i>	28
(II-6)	<i>Cycle direct fermé d'une turbine à gaz</i>	28
(II-7)	<i>Cycle d'une turbine à gaz fermé indirect</i>	28
(II-8)	<i>Schéma simple d'un circuit ouvert d'une centrale de turbine à gaz</i>	29
(II-9)	<i>Diagramme h-s d'un cycle de Brayton</i>	29
(II-10)	<i>Diagrammes p-v d'un cycle idéal de Joule</i>	30
(II-11)	<i>Diagrammes T-s d'un cycle idéal de Joule</i>	30
(II-12)	<i>Diagramme T-s pour un cycle réel sans pertes de pression</i>	31
(II-13)	<i>Diagramme T-s pour un cycle réel avec pertes de pression</i>	32
(II-14)	<i>Cycle avec combustion à volume constant d'Atkinson</i>	33
(II-15)	<i>Vitesses à un étage du compresseur</i>	34
(II-16)	<i>Distribution du nombre de Mach pour les aubes de compresseur de type transsoniques</i>	35
(II-17)	<i>Distribution de vitesse dans la tuyère de turbine avec différents taux de compression</i>	36

(II-18)	Performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnant d'un moteur à un seul d'arbre.....	36
(II-19)	Performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnant d'un moteur à deux arbres.....	36
(II-20)	Types de refroidissement des aubes.....	38
(II-21)	Profil de la température axiale dans la chambre de combustion.....	39
(II-22)	Température de flamme en fonction du rapport Carburant-à-Air.....	40
(II-23)	Interaction entre les composants d'une turbine à gaz.....	40
(II-24)	Carte schématique de performance de turbine pour deux turbines.....	42
(II-25)	Rendement thermique des turbines à gaz industrielles typiques en fonction de la charge.....	44
(II-26)	Facteurs de correction pour des pertes d'admission, des pertes d'échappement et l'altitude d'emplacement.....	47
(II-27)	Taux de puissance et de chaleur en fonction de l'altitude d'emplacement.....	48
(III-1)	Diagrammes P-V et T-s pour un cycle idéal de Brayton.....	51
(III-2)	Diagrammes de P-v et T-s de cycle idéal et non-idéal de Brayton.....	53
(III-3)	Représentation d'un combusteur conventionnel et d'un combusteur pré-mélangé faible.....	57
(III-4)	Cycle de Brayton avec la régénération.....	59
(III-5)	Effets des taux de compression et de la température sur le rendement thermique.....	61
(III-6)	Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.....	62
(III-7)	Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.....	63
(III-8)	Diagrammes d'écoulement et T-s pour un cycle idéal fermé de Brayton avec refroidissement de deux étages : une surchauffe et l'autre de régénération.....	65
(III-9)	Différentes configurations d'injection de l'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TAG.....	66
(III-10)	Suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidisseur d'évaporation.....	67
(III-11)	Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur.....	67
(IV-1)	Schéma d'un cycle simple.....	70
(IV-2)	Cycle d'une turbine à gaz injecté par la vapeur.....	72
(IV-3)	Volume de contrôle de la chambre de combustion (Application du bilan thermique).....	73
(IV-4)	Diagramme T-s illustrant la définition du point de rosé.....	75
(IV-5)	Psychromètre.....	77
(IV-6)	Analyse énergétique et thermodynamique d'une TAG.....	77
(V-1)	Organigramme global de calcul.....	86
(V-2)	Organigramme de calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TAG.....	89
(V-3)	Organigramme de calcul des effets d'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG.....	92
(V-4)	Organigramme d'amélioration des performances de la TAG par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.....	95
(V-5)	Organigramme de calcul des propriétés thermodynamique de l'air.....	96
(V-6)	Organigramme de calcul d'humidité et la pression de saturation.....	98
(V-7)	Organigramme de calcul des propriétés thermodynamique de l'eau et de la vapeur.....	99
(VI-1)	Chaleur spécifique d'air.....	101
(VI-2)	Coefficient polytropique d'air.....	101
(VI-3)	Rapport carburant / air.....	102
(VI-4)	Travail spécifique du compresseur.....	102
(VI-5)	Températures à la sortie du compresseur et à la sortie de la turbine.....	102

(VI-6)	<i>Puissance absorbée par le compresseur</i>	103
(VI-7)	<i>Puissance délivrée par la turbine</i>	103
(VI-8)	<i>Puissance utile</i>	103
(VI-9)	<i>Température à la sortie du compresseur</i>	103
(VI-10)	<i>Différentes puissances</i>	104
(VI-11)	<i>Travail Spécifique de détente</i>	104
(VI-12)	<i>Débit des gaz d'échappement</i>	104
(VI-13)	<i>Puissance utile</i>	105
(VI-14)	<i>Rendement thermique global</i>	105
(VI-15)	<i>Rendement thermique global</i>	105
(VI-16)	<i>Différentes puissances</i>	105
(VI-17)	<i>Températures de sortie</i>	106
(VI-18)	<i>Rendement thermique global</i>	106
(VI-19)	<i>Puissance absorbée par le compresseur</i>	106
(VI-20)	<i>Puissance délivrée par la turbine</i>	106
(VI-21)	<i>Puissance utile</i>	106
(VI-22)	<i>Température à la sortie du compresseur</i>	106
(VI-23)	<i>Rendement thermique</i>	107
(VI-24)	<i>Puissance absorbée par le compresseur</i>	107
(VI-25)	<i>Puissance délivrée par la turbine</i>	107
(VI-26)	<i>Puissance utile</i>	108
(VI-27)	<i>Température des gaz d'échappement</i>	108
(VI-28)	<i>Rendement thermique global</i>	108
(VI-29)	<i>Température humide</i>	109
(VI-30)	<i>Humidité absolue</i>	109
(VI-31)	<i>Puissance absorbée par le compresseur</i>	110
(VI-32)	<i>Puissance fournie par la turbine</i>	110
(VI-33)	<i>Puissance utile</i>	110
(VI-34)	<i>Rendement thermique de la turbine</i>	110
(VI-35)	<i>Débit massique d'air</i>	111
(VI-36)	<i>Débit massique des gaz de combustion</i>	111
(VI-37)	<i>Débits massiques du fluide moteur</i>	111
(VI-38)	<i>Puissance absorbée par le compresseur</i>	112
(VI-39)	<i>Puissance fournie par la turbine</i>	112
(VI-40)	<i>Puissance utile</i>	112
(VI-41)	<i>Rendement thermique de la turbine</i>	112
(VI-42)	<i>Débit massique d'air</i>	113
(VI-43)	<i>Débit massique des gaz de combustion</i>	113
(VI-44)	<i>Débits massiques du fluide moteur</i>	113
(VI-45)	<i>Puissances</i>	114
(VI-46)	<i>Rendement thermique</i>	114
(VI-47)	<i>Débit des gaz d'échappement</i>	114
(VI-48)	<i>Puissances</i>	115

(VI-49)	<i>Rendement et débit des gaz d'échappement</i>	115
(VI-50)	<i>Puissance du compresseur</i>	115
(VI-51)	<i>Puissance de la turbine de détente</i>	115
(VI-52)	<i>Rendement thermodynamique</i>	116
(VI-53)	<i>Débit des gaz d'échappement</i>	116
(VI-54)	<i>Déviation des performances</i>	116
(VI-55)	<i>Rendement en fonction du taux de compression</i>	117
(VI-56)	<i>Débit massique en fonction du taux de compression</i>	117
(VI-57)	<i>Rendement en fonction de la vapeur injectée</i>	117
(VI-58)	<i>Rendement en fonction de la vapeur injectée</i>	117
(VI-59)	<i>Rendement en fonction du taux de compression</i>	118
(VI-60)	<i>Débit massique en fonction du taux de compression</i>	118
(VI-61)	<i>Rendement en fonction de la vapeur injectée</i>	118
(VI-62)	<i>Rendement en fonction de la vapeur injectée</i>	118
(VI-63)	<i>Rapport vapeur-air injecté</i>	119
(VI-64)	<i>Rendement thermique global</i>	119
(VI-65)	<i>Puissances</i>	120
(VI-66)	<i>Rendements</i>	120
(VI-67)	<i>Puissances</i>	120
(VI-68)	<i>Rendement et rapport de vapeur-air injecté</i>	121
(VI-69)	<i>Débit du fluide moteur</i>	121
(VI-70)	<i>Rendements sans et avec injection de la vapeur</i>	121
(VI-71)	<i>Quantité de la vapeur injectée</i>	122
(VI-72)	<i>Rendements</i>	122
(VI-73)	<i>Puissance utile</i>	122
(VI-74)	<i>Puissance de détente</i>	123
(VI-75)	<i>Puissance utile</i>	123
(VI-76)	<i>Quantité de vapeur injectée</i>	123
(VI-77)	<i>Rendements</i>	123
(VI-78)	<i>Profil de la puissance utile</i>	124
(VI-79)	<i>Profil du rendement global</i>	124
(C-1)	<i>Présentation des différentes régions de LAPWS -IF97 Amélioré en 2007</i>	142
(C-2)	<i>Equations des différentes régions</i>	143

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
(III-1)	<i>Corrélations de prédiction des émissions de NOx et CO</i>	58
(III-2)	<i>Avantages et inconvénients de réchauffage de la turbine</i>	64
(III-3)	<i>Processus de turbine à gaz avec le mélange de l'air-eau en tant que fluide moteur</i>	68
(V-1)	<i>Caractéristiques de la turbine à gaz GE MS5002</i>	84
(A-1)	<i>Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 1$ bar</i>	128
(A-2)	<i>Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 5$ bar</i>	129

(A-3)	Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 10$ bar.....	131
(A-4)	Constantes pour différent gaz (produits de combustion).....	132
(B-1)	Données des valeurs de la température d'un bulbe humide.....	136
(B-2)	Pression de saturation en fonction de la température.....	139
(C-1)	Coefficients et exposants des équations fondamentales et ses dérivés - région 1	145
(C-2)	Coefficients des équations des limites - région 2	145
(C-3)	Coefficients et exposants de la partie vapeur de l'équation f et ses dérivés - région 2	147
(C-4)	Coefficients et exposants de la partie résiduelle de l'équation f et ses dérivés - région 2	147
(C-5)	Coefficients et exposants de l'équation f et ses dérivés - région 3	149
(C-6)	Coefficients des équations des paramètres de saturation (pression et température) - région 4	150
(C-7)	Valeurs des coefficients et exposants de la vapeur de la partie γ^0 de l'énergie libre de Gibbs - région 5	151
(C-8)	Valeurs des coefficients et exposants du gaz idéal de la partie γ^r de l'énergie libre de Gibbs - région 5	151

Introduction générale

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

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

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

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

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

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

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

Pour cela le processus de combustion dans la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de vapeur d'eau. Celle-ci a été injectée à l'amont de la chambre de combustion. La méthode la plus commune pour améliorer le rendement de la turbine à gaz du cycle simple consiste à employer la chaleur des gaz d'échappement pour produire la vapeur surchauffée à injecter. L'augmentation du rendement et de la puissance à la sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine.

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

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

Dans ce travail une étude théorique est faite en modélisant un cycle simple avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour

l'utilisation, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances du cycle.

Nous avons pris les caractéristiques d'une turbine à gaz GE MS5002 comme machine d'application de notre programme. Ce travail permet l'étude de l'effet de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité du climat de fonctionnement sur les performances de cet équipement.

Ce travail, qui s'inscrit dans le cadre d'un projet de recherche sur les Turbomachines et Lutte Contre la Pollution Gazeuse et Particulaires, consiste en l'élaboration d'un code de calcul et d'analyse des paramètres des différents processus d'une turbine à gaz tels que la compression, la combustion et la détente. L'influence des conditions ambiantes sur les performances de la machine considérée a été mise en évidence. Afin de rendre cet équipement insensible à la variation de la température ambiante, l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été étudiée et appliquée à la turbine GE MS5002 largement utilisée dans l'industrie des hydrocarbures [59-62].

Le présent travail est réparti en six chapitres.

- Le premier chapitre consiste essentiellement en une revue bibliographique sur les turbines à gaz, leurs domaines d'utilisations, et leurs particularités de fonctionnement. Parmi les domaines d'applications, nous citerons : les centrales électronucléaires, le transport des hydrocarbures et la propulsion.

- La description des différents cycles thermodynamiques et une étude détaillée des performances d'une turbine à gaz ont été présentés dans le deuxième chapitre.

- Dans le troisième chapitre, les corrélations principales de prédiction des émissions lors d'une combustion et les différentes techniques d'amélioration des cycles thermodynamiques des turbines à gaz tels que la régénération, le refroidissement intermédiaire dans le compresseur, le préchauffage et l'injection de masse d'eau et de vapeur d'eau ont été exposées.

- Dans le quatrième chapitre, nous présentons l'étude et la modélisation du cycle thermodynamique d'une turbine à gaz en fonction de la variation de la température et du taux de compression. La modélisation dans ce chapitre a été établie sans et avec injection de vapeur d'eau, en tenant compte d'un climat sec et humide.

- Le code informatique d'analyse et de calcul des performances d'une turbine à gaz dans des gammes de température ambiante, des taux de compression, de l'humidité relative et de vapeur d'eau donnés, est exposé dans le cinquième chapitre.

- Enfin, dans le dernier chapitre, les différents résultats obtenus à l'aide du code de calcul concernant l'influence des conditions ambiantes température, pression et l'humidité sur les performances d'une turbine à gaz. Les effets d'injection de vapeur d'eau et l'amélioration des caractéristiques principales de cet équipement sont analysés, discutés et interprétés.

Chapitre-I : Revue bibliographique sur les TAG et leurs applications

I.1- Généralités

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par Rateau 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, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...) [63-66].

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.

Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées on peut citer [67-69] :

- ✓ les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;
- ✓ les machines, utilisées dans les stations de pompage et de recompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore, bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché ;
- ✓ la traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrans ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel ;
- ✓ les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % ;
- ✓ les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent enfin une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les avions que sur les turbotrans, d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions).

I.2- Présentation

Les turbines à gaz sont construites dans une gamme très large de puissance de 25 kW à 250 MW [15-18, 65-68]. Les informations ci-après concernent surtout les machines de 1 à 40 MW les plus utilisées en cogénération.

A poste fixe, les combustibles utilisés sont, pour les turbines courantes, du gaz (naturel, GPL ou biologique) ou du fuel domestique. Les TAG peuvent aussi brûler du fuel lourd ; mais celui-ci doit subir des traitements très complexes (enlèvement du sodium et des particules solides, inhibition du vanadium, etc.). De plus, les gaz d'échappement doivent aussi être traités pour répondre aux normes environnementales. L'exploitation et la maintenance sont donc beaucoup plus coûteuses et la durée de vie réduite.

Le combustible doit être injecté dans les chambres de combustion à des pressions élevées (13 à 45 bar). Cela est aisé pour les fiouls. Par contre, le gaz naturel est délivré par des réseaux, soit de transport entre 40 et 75 bar, soit, le plus souvent, de distribution entre 4 et 16 bar. Quand la pression du réseau n'est pas suffisante, il faut ajouter des surpresseurs de gaz. Ces appareils sont coûteux et consomment de la force motrice. Pour les petites installations, ils diminuent l'intérêt économique de la filière.

La combustion dans une TAG s'effectue avec des excès d'air très importants (350 à 500%). Il en résulte que, pour un modèle donné, la puissance va varier sensiblement avec la température d'entrée d'air et avec l'altitude. Le compresseur, pour une même vitesse, donnant un débit massique plus important, la puissance sera plus forte en hiver, ce qui est un avantage pour l'utilisation en génie climatique. Une autre conséquence est la décroissance très rapide du rendement avec la charge.

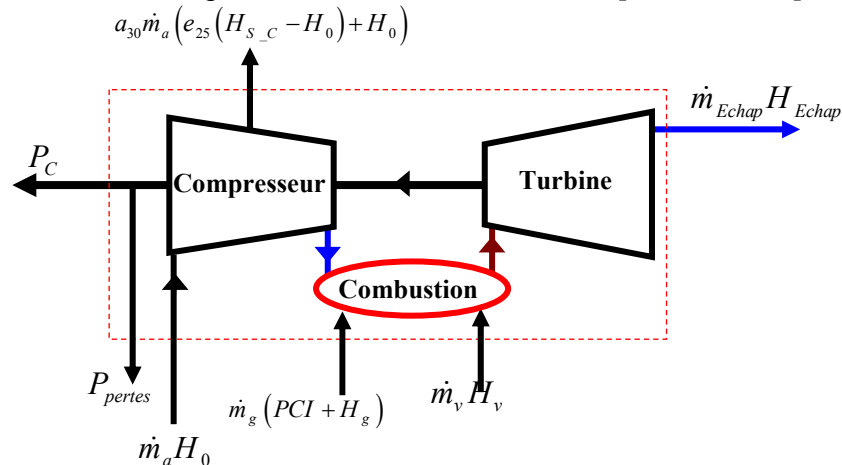
La puissance fournie par une TAG dépend des caractéristiques de l'air aspiré : température, humidité et pression. Elle va donc varier suivant la saison et l'altitude du lieu d'implantation. De même, la puissance est fonction des pertes de charge amont sur l'air aspiré (gaine, filtre et silencieux) et aval sur les gaz d'échappement (silencieux, batterie ou chaudière de récupération, gaine, cheminée, etc.). Les constructeurs fournissent des courbes précises donnant les caractéristiques de fonctionnement en fonction de ces différentes valeurs.

Quasiment, toute l'énergie thermique du combustible non transformée en énergie mécanique se retrouve sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Ceux-ci sont donc très chauds (entre 450 et 550°C) et servent, comme on le voit dans les différents schémas illustrant ce paragraphe, à réchauffer des fluides caloporteurs ou utilisés pour la production de la vapeur. Les gaz d'échappement sont normalement dirigés soit sur une batterie, soit sur une chaudière. Une vanne de dérivation dite d'aiguillage permet d'envoyer tout ou une partie des gaz d'échappement directement à l'atmosphère. Elle sert aux démarrages et pour la marche en secours, ainsi que pour les périodes où toute la chaleur récupérable des gaz d'échappement ne peut être utilisée. Un soin particulier doit être apporté à l'étanchéité de cette vanne pour éviter une perte continue de gaz chauds à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement des TAG sont peu chargés en poussières et comportent 15 à 17 % d'oxygène. Ils peuvent être utilisés dans l'industrie pour le chauffage direct de séchoirs et, surtout, comme air comburant dans des brûleurs spéciaux dits de postcombustion qui s'adaptent à des chaudières ou à des générateurs. On obtient ainsi d'excellentes performances globales.

1.2.1- Composants d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz (figure(I-1)) est constituée par : une entrée conditionnant l'air (filtration et éventuellement refroidissement), un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente, l'échappement vers une cheminée. Pour la production d'électricité, une majorité de turbines à gaz sont construites autour d'un seul arbre sur lequel sont disposés le compresseur, la turbine de détente, l'alternateur et éventuellement certaines pompes ou un réducteur pour les machines de puissance inférieure à 100 MW [15-18, 65-68].



Figure(I-1) : *Différents composants d'une turbine à gaz.*

1.2.1.1- Entrée d'air

Elle comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0,3 % à 1,3 % (usuellement exprimée en mm de colonne d'eau : de 30 à 130 mm CE) en fonction de son encrassement ; il est modélisé par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0,6 % à pleine puissance. L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques.

I.2.1.2- Compresseur

Celui-ci utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, puissance qui s'exprime suivant l'équation(I-1) en tenant compte des prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes :

$$P_C = (m_a - \sum m_{Ref}) H_{S-C} + \sum m_{Ref} H_{Ref} - m_a H_{E-C} \quad (\text{I-1})$$

L'enthalpie H peut être estimée en gaz parfait à partir de la température, donc l'estimation de la puissance du compresseur nécessite la mesure des températures de l'air à son entrée et à sa sortie. Les débits d'air sont mesurés à l'aide de diaphragme ou de venturimètre équipés de prises de pressions statiques et totales.

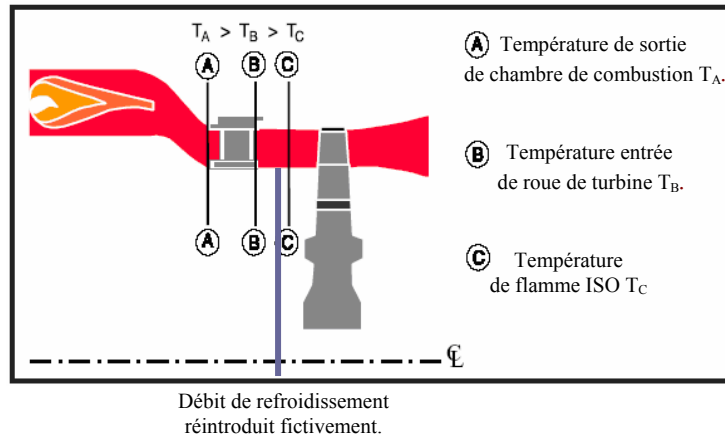
1.2.1.3- Chambre de combustion

Elle se traduit par une perte de charge de l'ordre de 6 % et par un échauffement de l'air lié à la combustion du gaz avec un rendement proche de 100 %. C'est dans la chambre de combustion que peut être injectée de l'eau ou de la vapeur pour soit réduire les émissions d'oxydes d'azote, soit augmenter la puissance produite ; cette possibilité est introduite sous la forme d'un débit d'eau m_{eau} à une enthalpie H_{eau} . Le bilan énergétique dans la chambre de combustion s'exprime par :

$$\begin{aligned} ((1-a_{30})m_a - \sum m_{\text{Ref}} + m_e + m_g) H_{fl} &= m_g PCI \\ + ((1-a_{30})m_a - \sum m_{\text{Ref}}) H_{S_C} &+ m_g H_g + m_e H_e \end{aligned} \quad (\text{I-2})$$

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car trop hétérogène et élevée et n'est accessible par cette formule que si le PCI du combustible est connu. Sa connaissance conditionne la durée de vie des parties chaudes en effet :

- la température entrée turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) qui suppose que tout le débit d'air entrée turbine à gaz passe dans la chambre de combustion, qu'il n'y a pas de prélèvement d'air sur le compresseur et que l'entrée d'air et son échappement s'effectuent sans perte de charge. C'est la valeur la plus basse ;
- la température entrée roue de turbine qui est calculée en considérant que l'air sortie chambre de combustion est parfaitement mélangé avec l'air de refroidissement de la directrice d'entrée. C'est une valeur intermédiaire d'environ 80 °C plus élevée que la précédente, ce qui signifie que le débit d'air de refroidissement des aubes et cavités en aval est de l'ordre de 8 % du débit total ;
- la température sortie de chambre combustion qui est calculée avec le débit d'air qui traverse les tubes à flamme, soit environ 80 % du débit d'air entrée compresseur. C'est la plus élevée environ 80 à 100 °C d'écart avec la précédente, figure(I-2). Le débit d'air qui traverse les tubes à flamme est accessible par la mesure de la courbe débit-réduit/perte de charge d'un tube à flamme au banc d'essai.

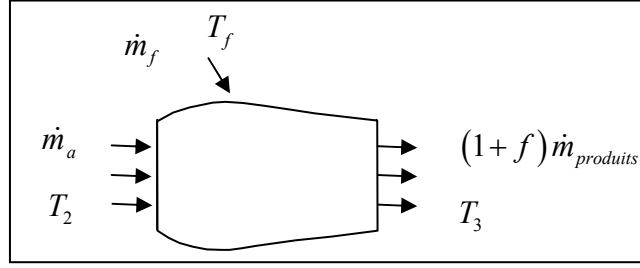


Figure(I-2) : Définitions des températures de flamme.

Dans le brûleur, la température des gaz est élevée de T_2 à T_3 afin d'optimiser la combustion, on doit doser correctement le rapport carburant/air défini par :

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (\text{I-3})$$

Le problème consiste à déterminer le rapport f requis pour transformer une unité de masse d'air à T_2 et f unité de masse de carburant à T_f en $(1+f)$ unité de produits de combustion à T_3 , figure(I-3).



Figure(I-3) : *Bilan énergétique dans le brûleur.*

- **Efficacité de la combustion**

Le rapport ainsi déterminé a été calculé pour des conditions idéales d'une combustion complète. Pour comptabiliser les différentes pertes, on introduit :

$$\eta_{Cmb} = \frac{f_{id}}{f_{rel}} \quad (I-4)$$

Avec : f_{id} est le rapport idéal du carburant-air pour un ΔT donnée.
 f_{rel} est le rapport réel du carburant-air pour un ΔT donnée.

En général $\eta_{Cmb} = 98 \%$

- **Vitesse de propagation d'une flamme dans un mélange laminaire**

Plusieurs approches ont été faites pour essayer de prédire cette vitesse de propagation, les théories thermiques montraient que la vitesse de flamme était proportionnelle à la racine de la diffusivité thermique et à la racine du temps de réaction moyen [54].

$$S_l \sim \sqrt{\frac{\lambda}{\rho_i c_{p,i} \tau_c}} \quad (I-5a)$$

Avec λ la conductivité thermique et τ_c le temps chimique nécessaire à la réaction, inversement proportionnel au taux de réaction moyen ($\bar{\omega}$) :

$$\tau_c = \frac{1}{\bar{\omega}} \quad (I-5b)$$

L'expression déduite de ceci pour l'épaisseur de flamme est donnée par :

$$\delta \sim \frac{a_i}{S_l} \sim \sqrt{\frac{1}{2} a \tau_c} \quad (I-5c)$$

Où a est la diffusivité thermique des gaz chauds.

- **Consommation spécifique**

Bien que le concept de rendement thermique soit utile pour la comparaison de cycles thermodynamiques, il est plus pratique d'utiliser une mesure de la performance qui inclut le débit du carburant. Ainsi, la performance des turbines à gaz est très souvent exprimée par la consommation spécifique, appelée *SFC* (Specific fuel consumption) :

$$S.F.C = \frac{m_f}{P_{net}} \quad (I-6)$$

I.2.1.4- Turbine de détente

Elle produit l'énergie pour entraîner le compresseur et l'alternateur. Elle est modélisée par :

$$P_T = \left((1 - a_{30}) m_a - \sum m_{Ref} + m_g + m_e \right) H_{fl} + \sum m_{Ref} (H_{Ref} - H_{Réfr}) - \left((1 - a_{30}) m_a + m_g + m_e \right) H_{Echap} \quad (I-7)$$

L'hypothèse que l'air à travers la directrice d'entrée travaille dans la turbine est généralement employée par les constructeurs et les conditions chaudes amont sont prises à l'entrée de la roue de turbine. Cependant, le plus simple est de calculer aux conditions ISO puisque les débits d'air de refroidissement sont considérés négligeables. Certaines turbines à gaz ont leur air de refroidissement qui se refroidit à travers un échangeur qui prélève $H_{Réfr}$ en chauffant de la vapeur ou le combustible.

La mesure la plus délicate est celle de la température moyenne des fumées à l'échappement : en effet la répartition des températures est hétérogène et pour avoir une mesure représentative, un nombre important de thermocouples est nécessaire, localisés au minimum sur deux diamètres. C'est une donnée essentielle, et sur certaines turbines à gaz, un coefficient de correction est appliqué à la mesure pour la «caler» sur la valeur réelle.

I.2.1.5- Echappement de la turbine à gaz

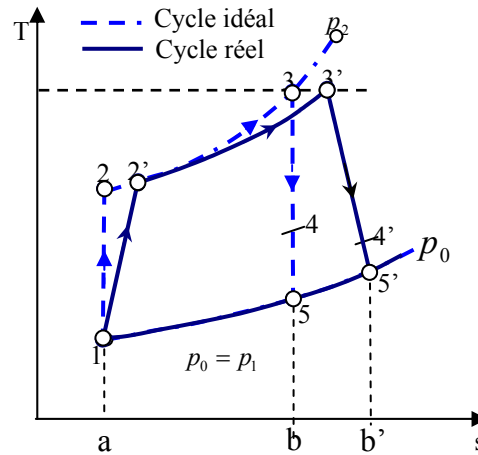
Il influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3 %), chaudière, vannes et coudes, cheminée.

I.2.2- Puissances et rendements

La puissance fournie par une TAG dépend en premier lieu du débit d'air qui la traverse, qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compression p_2/p_1 et de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion. Consécutivement, les chambres de combustion doivent supporter la pression p_2 , les aubes directrices et les ailettes du premier étage de la turbine de détente doivent supporter la température T_3 . Les températures et les pressions aux différents points de la turbine sont de l'ordre de celles indiquées ci-dessous [66, 70].

Dans le diagramme T-s de la figure(I-4), le rendement thermodynamique est représenté graphiquement par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Aire } (1,2,3,5,1)}{\text{Aire } (a,2,3,b,a)} \quad (I-8)$$



Figure(I-4) : Représentation du cycle d'une turbine à gaz.

I.3- Applications de la turbine à gaz

I.3.1- Réalisation pratique

La phase de compression est réalisée par un compresseur d'air axial ou centrifuge. Le travail de compression peut être réduit par pulvérisation d'eau à l'admission. L'air comprimé est réparti en trois flux :

- une alimentation stœchiométrique vers le brûleur alimenté en carburant,
- un flux refroidissant la paroi de la chambre de combustion est mélangé aux produits de combustion,
- un flux destiné au refroidissement de la turbine.

Il existe des machines utilisant une injection de vapeur dans les produits de combustion à l'entrée de turbine pour augmenter le débit et donc la puissance de celle-ci. La vapeur est produite par une chaudière utilisant l'énergie des gaz d'échappement. Il s'agit en fait d'un cycle combiné simplifié.

Deux grands types de turbines à gaz sont à distinguer :

- simple arbre : le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant également l'organe récepteur,
- double arbre : le compresseur est sur le même arbre que les étages de turbine strictement nécessaires à son entraînement, les autres étages de turbine étant groupés sur un second arbre solidaire de la machine entraînée.

La seconde disposition plus complexe permet un meilleur fonctionnement à charge partielle et variable ce qui est le cas des moteurs destinés à la propulsion. Les turbines à simple arbre sont adaptées à la production électrique qui se fait à régime constant et charge plus élevée.

La réalisation de la turbine et notamment de son premier étage (turbine de feu) pose des problèmes métallurgiques liés à la température élevée et à la force centrifuge s'exerçant sur les aubages mobiles. Elle nécessite l'emploi d'aciers fortement alliés (Cr-Ni-Va) et un

refroidissement énergétique par l'air de charge prélevé sur le compresseur. L'utilisation de matériaux céramiques est à l'étude pour augmenter la température T_3 [71, 73].

1.3.2- Limites techniques et avantages

La turbine à gaz présente de sévères limitations dues aux contraintes techniques de sa réalisation. Ces principales limites sont les suivantes :

- taux de compression (et donc rendement) limité par le nombre d'étage de compression nécessaires,
- baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faible que le régime nominal,
- température de combustion (et donc rendement) limitée par la résistance mécanique de la turbine.
- chute importante du rendement à charge partielle en particulier pour les machines à simple arbre.
- coût d'usinage des aubages élevé, notamment de la turbine.
- Inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents et peu progressifs.

Les avantages inhérents à ce type de machine sont les suivants :

- puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu,
- simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations),
- pollution limitée en HC et NO_x du fait de l'excès d'air et de la température limitée,
- aptitude à la récupération de chaleur (cogénération),
- longévité en marche stationnaire.
- aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre, fuel lourd).

1.3.3- Domaines d'utilisation

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 kW à près de 300 MW. 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).

Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation est très répandue dans différents domaines d'applications [71-77], nous citerons : l'industrie des centrales électriques (nucléaires ou non nucléaires), transport des hydrocarbures et du transport par la propulsion. Parmi ces domaines d'application :

1.3.3.1- Aéronautique

1.3.3.1.1- Turbocompresseur

Ce terme désigne une turbine actionnée par les gaz d'échappement d'un moteur à piston et dont le travail sert à comprimer l'air admis dans le moteur. Ce dispositif représente une amélioration importante du moteur classique notamment sur les points suivants :

- augmentation de la puissance massique et volumique par une puissance supérieure à cylindrée égale. Afin de maximiser cet effet, il est nécessaire de refroidir l'air comprimé par un échangeur (intercooler),
- suppression de l'inconvénient de la détente écourtée des cycles Otto et Diesel d'où amélioration de rendement. L'amélioration du rendement est très limitée sur les moteurs à essence car les risques d'auto-inflammation (cliquetis) imposent de réduire sensiblement le taux de compression du moteur proprement dit d'où une perte de rendement.

Le moteur turbocompressé combine donc un moteur à pistons et une turbine à gaz, les deux étant liés par une chambre de combustion commune. Il permet de concilier les avantages des deux types de moteurs tout en réduisant leurs inconvénients respectifs, en particulier pour les cycles Diesel. Ceci explique la généralisation actuelle de cette technique. Le problème majeur du turbocompresseur est le même que les autres turbines à gaz, à savoir la gestion de la marche à faible charge ou en régime transitoire. Il est en grande partie résolu aujourd'hui par les turbocompresseurs dits «à géométrie variable» munis d'aubages fixes à incidence variable.

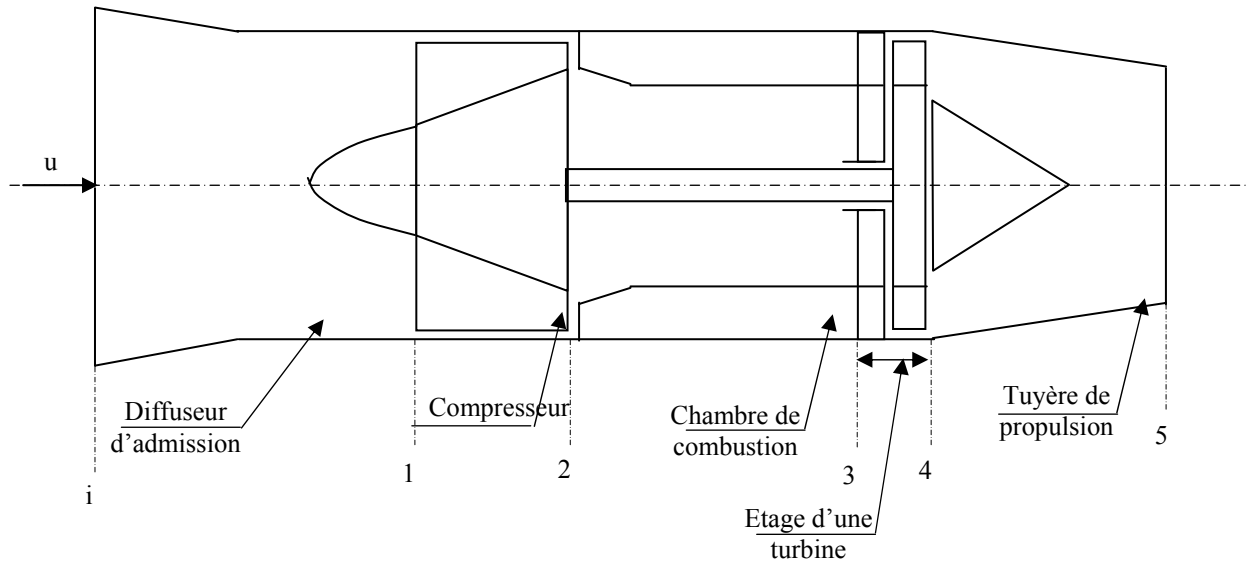
1.3.3.1.2- Turbine à gaz d'avion

Dans les moteurs d'avion, l'unité de turbine à gaz fonctionne entièrement comme générateur de gaz dans le turbojet et les moteurs de turboréacteur, tandis qu'elle fournit la puissance exigée au propulseur dans le moteur de turbopropulseur.

La centrale de turbine à gaz utilisée pour la propulsion d'avion travaille sur le cycle de circuit ouvert à pression constante. Une centrale de turbine à gaz d'avion utilisant un tel cycle est montré à la figure(I-5). L'air entre dans le moteur à l'admission de diffuseur, une partie de la compression se produit dans le diffuseur et le reste dans le compresseur. L'air à haute pression du compresseur pénètre dans la chambre de combustion (ou des chambres) en tant qu'air primaire, secondaire et tertiaire. Les gaz chauds de la chambre de combustion traversent l'étage de turbine (ou des étages) qui entraîne le compresseur et le propulseur (s'il existe). Une partie de la détente des gaz se produit également dans la tuyère [65].

Il est évident que le processus de rejet de la chaleur ne peut pas se produire dans le moteur d'avion; donc la centrale doit être un type de circuit ouvert. Pour des considérations de poids, le réchauffage est seulement utilisé entre la turbine et la tuyère de propulsion pour obtenir l'augmentation de la poussée.

Le choix d'un type particulier de dispositif de propulsion (ou moteur) dépend du type d'avion, sa gamme, sa vitesse de croisière et l'altitude. Les moteurs à piston ont des applications très limitées dans la propulsion moderne d'avion et donc ne sont pas discutés ici.

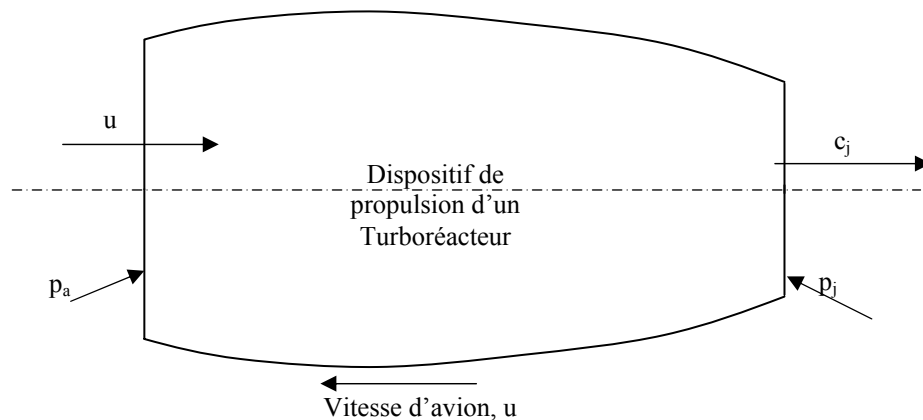


Figure(I-5) : *Composants principaux d'un turboréacteur.*

Avant de décrire les divers types de dispositifs de propulsion, un bref aperçu sur la poussée est donné ci-dessous.

a- Poussée

La figure(I-6) montre un dispositif de propulsion général se déplaçant à la vitesse (u) de l'avion. La poussée (F) peut être produite en accélérant une petite masse d'air à une vitesse élevée ou une grande masse d'air à une vitesse comparativement basse. Le changement de vitesse à travers le dispositif est de u au c_j .



Figure(I-6) : *Dispositif général de la propulsion.*

La poussée due à la différence de pression sur les des deux faces ascendante et descendante du dispositif est :

$$F = (p_j - p_a) A_j \quad (I-9)$$

Par conséquent toute la poussée sur le dispositif est :

$$F' = m(c_j - u) + (p_j - p_a)A_j \quad (\text{I-10})$$

Pour une détente complète $p_j = p_a$, la poussée pour cette condition est donnée par :

$$F = m(c_j - u) = m.u \left(\frac{c_j}{u} - 1 \right) \quad (\text{I-11})$$

Pour des conditions de vol stationnaire cette poussée doit être égale à la force de résistance à l'avancement sur l'avion. On peut noter que la vitesse de tuyère c_j est toujours plus grande que la vitesse de vol. Une augmentation de poussée peut être obtenue par l'augmentation de l'un des deux paramètres : la vitesse à la tuyère ou le débit massique ($\dot{m}$) traversant le dispositif.

La puissance de propulsion P_F de la poussée est le produit de la poussée et la vitesse du vol, elle est donnée par :

$$P_F = m.u.(c_j - u) = m.u^2 \left(\frac{c_j}{u} - 1 \right) \quad (\text{I-12})$$

b- Rendement de propulsion

Le rendement thermique du moteur est défini par le rapport entre l'énergie utile pour la propulsion et l'énergie fournie au moteur.

L'énergie fournie au moteur par le carburant est :

$$E_f = m_f.Q_f \quad (\text{I-13})$$

Le travail utile du moteur est la somme du travail utile effectué par la poussée et l'énergie cinétique à la sortie est donné par :

$$E_{\text{moteur}} = m.u.(c_j - u) + \frac{1}{2}m(c_j - u)^2 = \frac{1}{2}m.(c_j^2 - u^2) \quad (\text{I-14})$$

Par conséquent le rendement thermique est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{\frac{1}{2}m.(c_j^2 - u^2)}{m_f.Q_f} \quad (\text{I-15})$$

Le rendement de propulsion est défini par le rapport entre le travail utile effectué par la poussée et l'énergie cinétique disponible pour la propulsion :

$$\eta_p = \frac{m.u.(c_j - u)}{\frac{1}{2}m.(c_j^2 - u^2)} \quad (\text{I-16})$$

$$\eta_p = \frac{2}{1 + (c_j / u)} \quad (I-17)$$

Ceci est connu comme rendement de Froude [16]. Le rendement de propulsion diminue et la poussée augmente à mesure que le rapport c_j/u augmente. Pour $c_j = u$, le rendement de propulsion est égal à l'unité mais la poussée est nulle.

c- Rendement global

Le rendement global du dispositif de propulsion est défini par le rapport entre le travail utile effectué par la poussée et l'énergie fournie au moteur :

$$\eta_o = \frac{F \cdot u}{m_f \cdot Q_f} = \frac{m \cdot u \cdot (c_j - u)}{m_f \cdot Q_f} \quad (I-18)$$

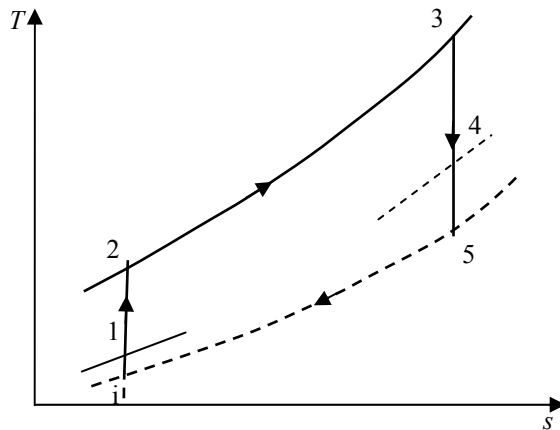
1.3.3.1.3- Moteur de turbopropulseur

Dans le système de turbopropulseur la centrale de turbine à gaz montrée à la figure(I-5) conduit un propulseur à une vitesse raisonnable mais relativement basse. La turbine extrait une grande proportion de l'énergie à partir des gaz chauds en développant la puissance requise pour conduire le propulseur. Par conséquent l'énergie restante dans les gaz d'échappement est basse. Ainsi la poussée due à la détente des gaz dans la tuyère de propulsion ne représente que ($\approx 10\%$) de toute la poussée.

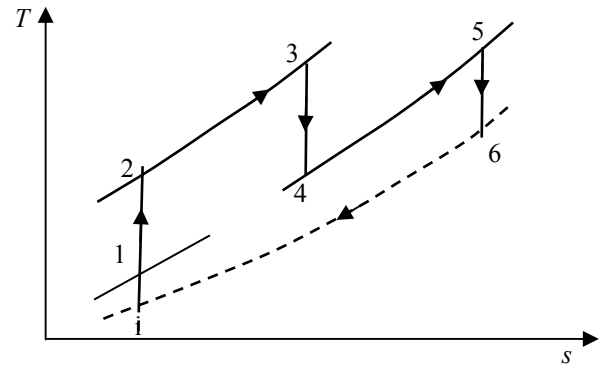
Le grand diamètre du propulseur manipule de très grandes quantités d'air avec une petite différence de vitesse. La masse d'air passant par le moteur est seulement une petite fraction d'air manipulée par le propulseur. Ainsi le moteur du turbopropulseur peut être considéré comme une sorte de réacteur à double flux avec un rapport très élevé de déviation.

1.3.3.1.4- Moteur de Turbojet

Le turbojet diffère du moteur de turbopropulseur parce que la puissance de la turbine est complètement consommée par le compresseur; dans ce cas aucune puissance de sortie d'axe. L'avion est complètement propulsé par la poussée de la tuyère. Par conséquent il y a une augmentation substantielle de la vitesse des gaz lorsqu'ils se détendent dans la tuyère de propulsion. Le diagramme T-s pour un tel moteur est montré sur la figure(I-7). Dans ce cas tous les processus sont supposés idéaux. Pour des vitesses plus élevées de vol, la compression (i-1) dans le diffuseur est substantielle. La nouvelle élévation de pression se produit dans le compresseur qui peut être purement axial ou une combinaison des étages axiaux et centrifuges. L'addition de la chaleur dans la chambre de combustion est représentée par le processus de combustion à pression constante (2-3). La détente des gaz de haute température et de pression dans l'étage ou les étages de turbine est représentée par le processus (3-4). L'autre détente dans la tuyère de propulsion est représentée par (4-5). Le processus (5-i) n'a pas lieu à l'intérieur du moteur. La figure(I-7) est également valable pour un moteur de turbopropulseur. Cependant, à cause des vitesses inférieures de vol et de petite poussée de la tuyère, les changements de pression pendant les processus (i-1) et (4-5) sont relativement faibles.



Figure(I-7) : *Diagramme T-s pour un turbojet.*



Figure(I-8) : *Diagramme T-s d'un turbojet avec réchauffage.*

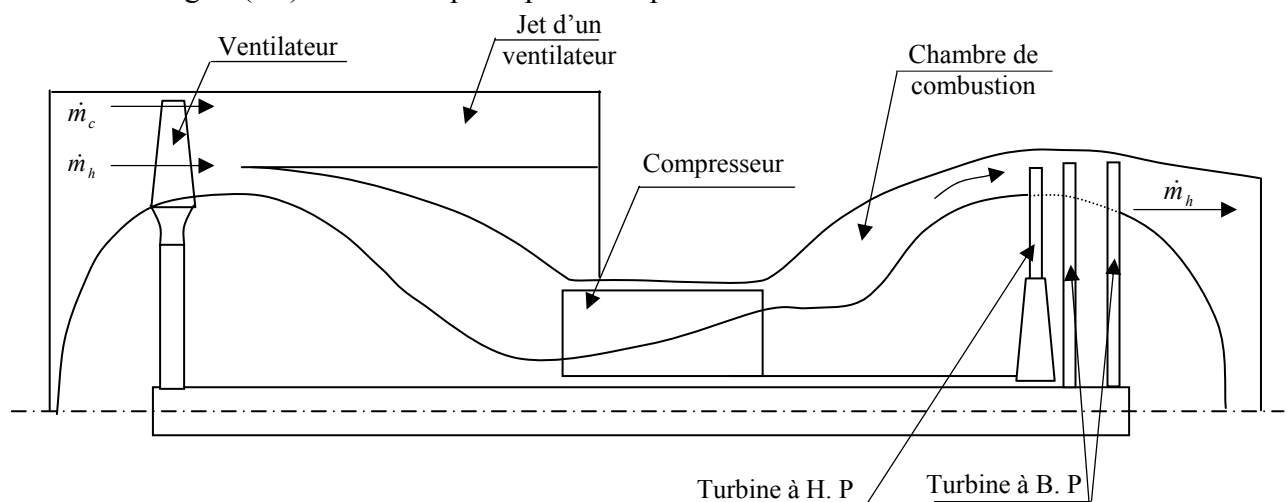
Puisque les gaz à la sortie de la turbine contiennent encore une grande quantité d'oxygène, la combustion du carburant dans cette région assure l'augmentation de poussée. Ceci est réalisé en installant des dispositifs de post-combustion (réchauffeur) dans la pipe de la tuyère entre l'échappement de turbine et la tuyère de propulsion.

Un diagramme T-s pour un tel arrangement est montré à la figure(I-8). Des détentes dans la turbine et la tuyère de propulsion sont représentées par 3-4 et 5-6 respectivement. Le réchauffage à la pression constante a lieu pendant le processus 4-5. Beaucoup d'avions militaires utilisent ce système.

Un moteur de turbojet a une consommation de carburant spécifique relativement élevée à de bas nombre de Mach et altitudes de vol et exige un plus long gauchissement de décollage.

1.3.3.1.5- Moteur de turboréacteur

La figure(I-9) montre les principaux composants d'un moteur de turboréacteur.



Figure(I-9) : *Composants principaux d'un turboréacteur.*

Les deux étages de turbine B.P entraînent le ventilateur tandis que l'étage H.P de turbine entraîne le compresseur. L'air passant par le compresseur, après l'addition de la chaleur dans la chambre de combustion fournit toute la puissance entraînant les trois étages de la turbine. Les gaz chauds partant du dernier étage de turbine alors se détendent dans la tuyère de propulsion (tuyère principale) et développent la poussée à une vitesse élevée et à un débit relativement bas.

La quantité totale du débit d'air entrant dans le ventilateur est :

$$\dot{m} = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad (\text{I-19})$$

Avec : $\dot{m}_h$: est la partie du débit massique d'air traversant l'unité conventionnelle du moteur.

$\dot{m}_c$: est la partie du débit massique d'air qui est déviée dans la tuyère du ventilateur.

Le facteur de déviation (bypass ratio) est défini par :

$$B = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} \quad (\text{I-20})$$

La combinaison des deux équations (I-19) et (I-20) donne :

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}}{1+B} \quad (\text{I-21})$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m} \cdot B}{1+B} \quad (\text{I-22})$$

Supposant que la détente dans les tuyères froides et chaudes se fait jusqu'à la pression atmosphérique, l'application de l'équation de quantité de mouvement nous donne la poussée :

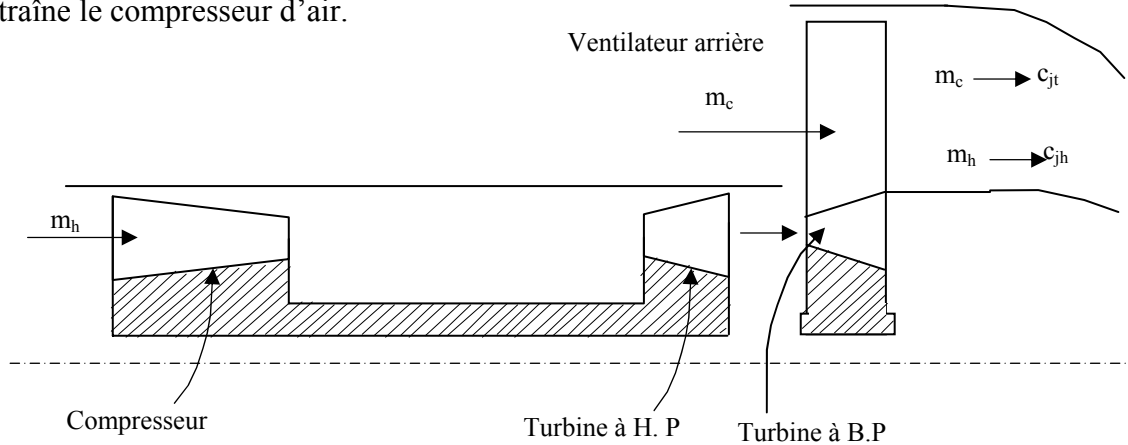
$$F = \dot{m}_c c_{jc} + \dot{m}_h c_{jh} - \dot{m} u \quad (\text{I-23})$$

Avec :

$$\begin{cases} c_{jc} : \text{Vitesse du jet correspondante au débit } \dot{m}_c. \\ c_{jh} : \text{Vitesse du jet correspondante au débit } \dot{m}_h. \end{cases}$$

$$F = \frac{\dot{m}}{1+B} (B c_{jc} + c_{jh}) - \dot{m} u \quad (\text{I-24})$$

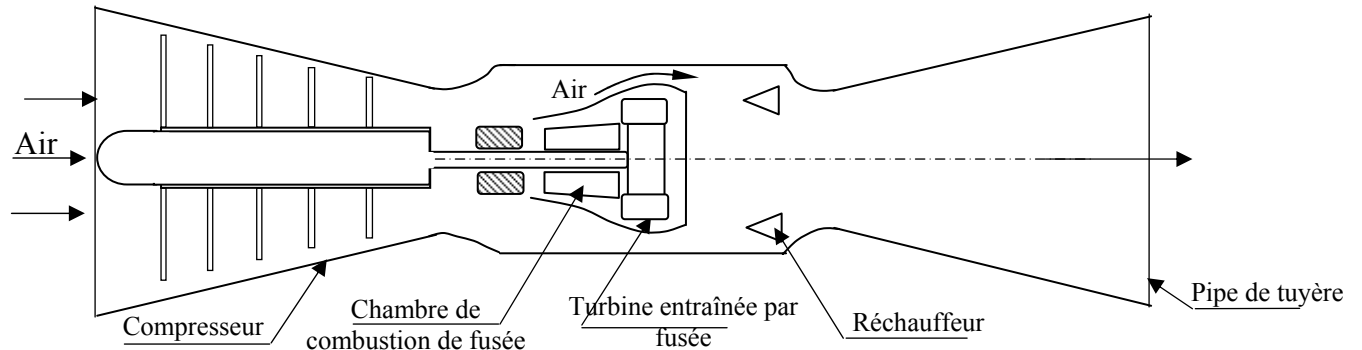
La figure(I-10) montre le principe d'un moteur de turboréacteur. Dans ce cas les pales du ventilateur sont une prolongation des lames de rotor de turbine de B.P et la turbine de H.P entraîne le compresseur d'air.



Figure(I-10) : Turboréacteur avec un ventilateur arrière.

I.3.3.1.6- Moteur de turbofusée

Comme l'indique son nom, le moteur de turbofusée, figure(I-11), est situé entre le moteur de fusée et le moteur du turbo réacteur. La turbine est entraînée par les gaz fournis à partir de la chambre de combustion de fusée.

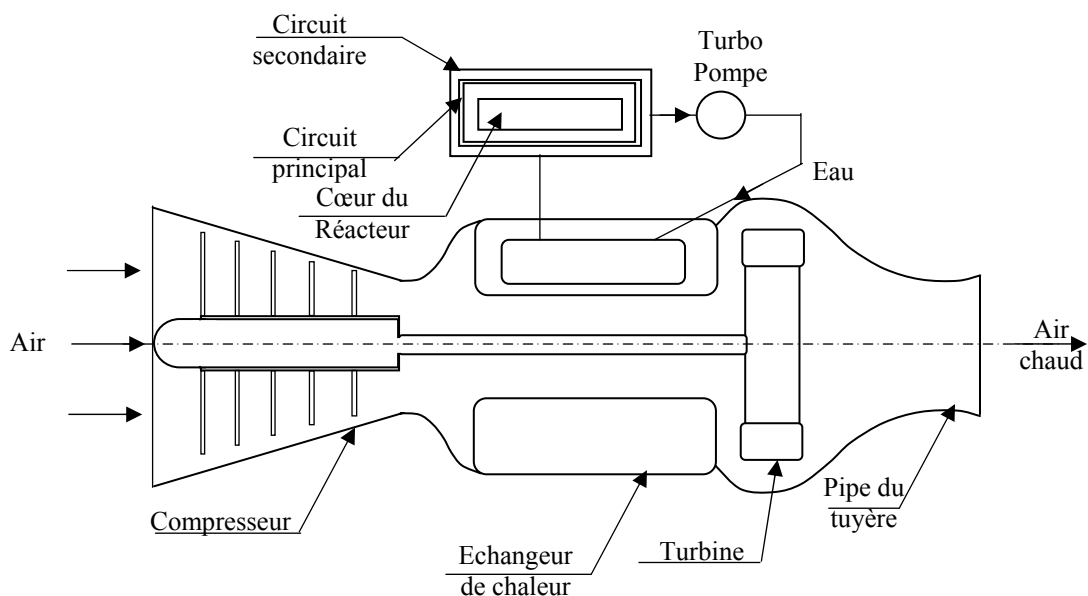


Figure(I-11) : *Turbo-fusée.*

Un réchauffeur en aval de la turbine remplace la chambre de combustion des systèmes conventionnels de turbo réacteur. De tels moteurs peuvent être utilisés pour aider les gros porteurs au décollage et en s'élevant sans chargement élevé d'aile. Des avions à fusée propulsée peuvent également être utilisés pour transporter les hommes et le matériel aux stations spatiales.

I.3.3.1.7- Moteur d'avion nucléaire

La figure(I-12) montre un moteur d'air chaud d'un turbojet à propulsion nucléaire. La chambre de combustion du moteur turbojet conventionnel est remplacée ici par un échangeur de chaleur où s'effectue des transferts appropriés de la quantité de la chaleur d'un liquide réfrigérant requise du réacteur à l'air. Le compresseur d'air est entraîné par une turbine à air chaud qui fonctionne ici dans un environnement moins hostile comparé aux turbines à gaz.



Figure(I-12) : *Avion nucléaire.*

1.3.3.2- Turbines à gaz pour des véhicules

Les problèmes et les caractéristiques de conception des turbines à gaz utilisées sur les véhicules sont considérablement différents de ceux des turbines à gaz d'avion.

1.3.3.2.1- Automobiles

Des tentatives ont été faites par un certain nombre de compagnies de fabrication d'automobile dans plusieurs pays de perfectionner des turbomoteurs pour des voitures. Un échangeur de chaleur d'échappement a été employé pour une consommation optimale du carburant. Un certain degré de succès a été réalisé dans le domaine des véhicules avec des moteurs de plus de 200 kilowatts [65].

1.3.3.2.2- Locomotives ferroviaires

Dans beaucoup de pays, les trains de voyageurs de longue distance utilisent des locomotives à turbine à gaz et celles avec transmission électrique peuvent être présentées dans les secteurs où la traction à TAG est peu économique.

1.3.3.2.3- Suralimentation par les gaz d'échappement

De petites turbines à gaz sont également utilisées dans les automobiles pour la suralimentation. Tous les grands camions et locomotives à moteur diesel ferroviaire sont suralimentés. Ils utilisent les turbines entraînées par les gaz d'échappement pour l'entraînement des compresseurs d'air.

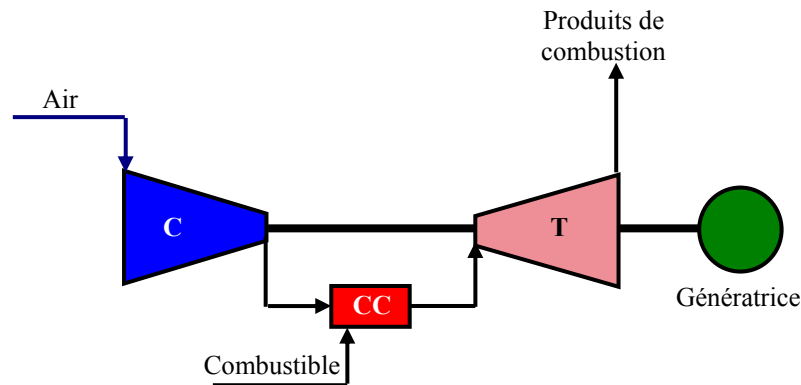
1.3.3.3- Turbine à gaz pour la production d'énergie électrique

- **Cycle de Brayton**

Le cycle de Brayton est le procédé thermodynamique qui gouverne le fonctionnement des turbines à combustion ou à gaz. Ces turbines fonctionnent suivant trois types de cycle thermique (simple, combiné et en cogénération) [72].

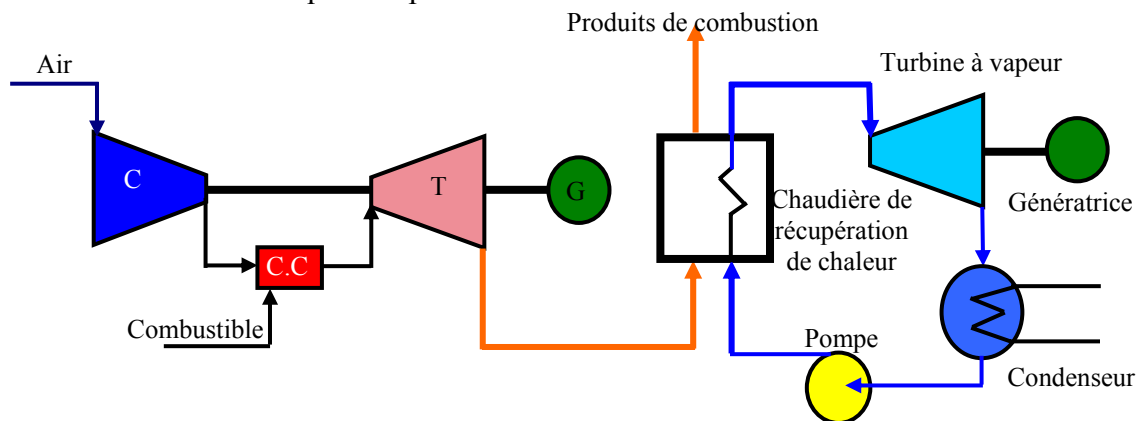
On distingue deux types de machines : celles dérivées des moteurs d'avion et les turbines de type industriel, de construction plus robuste. Ces machines nécessitent du combustible distillé de haute qualité, comme du kérosène ou du gaz naturel. La tendance actuelle appuie le développement de procédés qui permettront d'obtenir des combustibles gazeux fiables à partir de sources alternatives, comme le charbon ou la biomasse.

Les machines à cycle simple peuvent être installées, figure(I-13), et mises en service assez rapidement. Elles démarrent en peu de temps et servent de génératrice de secours ou d'urgence. Quand le coût du combustible est faible, les machines à cycle simple peuvent aussi être utilisées pour la production de base. Les turbines à combustion (à gaz) fonctionnent avec des volumes très élevés d'air (3 ou 4 fois plus que la quantité stœchiométrique). Elles produisent des volumes de combustion élevés qui contiennent du CO₂ et des NO_x, et ce, à des températures de plus de 500°C. Les technologies de combustion peuvent diminuer la production de NO_x en dessous de 25 ppmv, et l'utilisation du SCR peut la réduire sous 5 ppmv. Les SO_x ne sont généralement pas un contaminant significatif, étant donné que le soufre est quasi absent du combustible.



Figure(I-13) : *Production d'électricité par Turbine à gaz- cycle simple.*

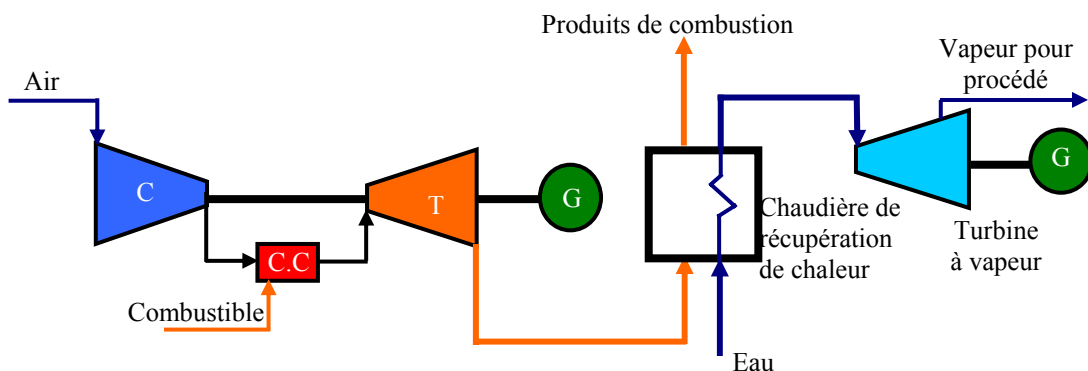
Les centrales électriques à cycle combiné, figure(I-14), utilisent les gaz d'échappement de la turbine à gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur. La vapeur produite entraîne une turbine à vapeur, ce qui améliore l'efficacité de la centrale. Une unité à cycle combiné peut produire, à elle seule, environ 400 MW. Actuellement, ce sont les centrales électriques les plus efficaces.



Figure(I-14) : *Production d'électricité : centrale électrique à cycle combiné.*

Une variante de la centrale à cycle combiné, figure(I-15), est une installation qui comprend une turbine à gaz avec une chaudière de récupération dont la vapeur peut également servir à un procédé industriel.

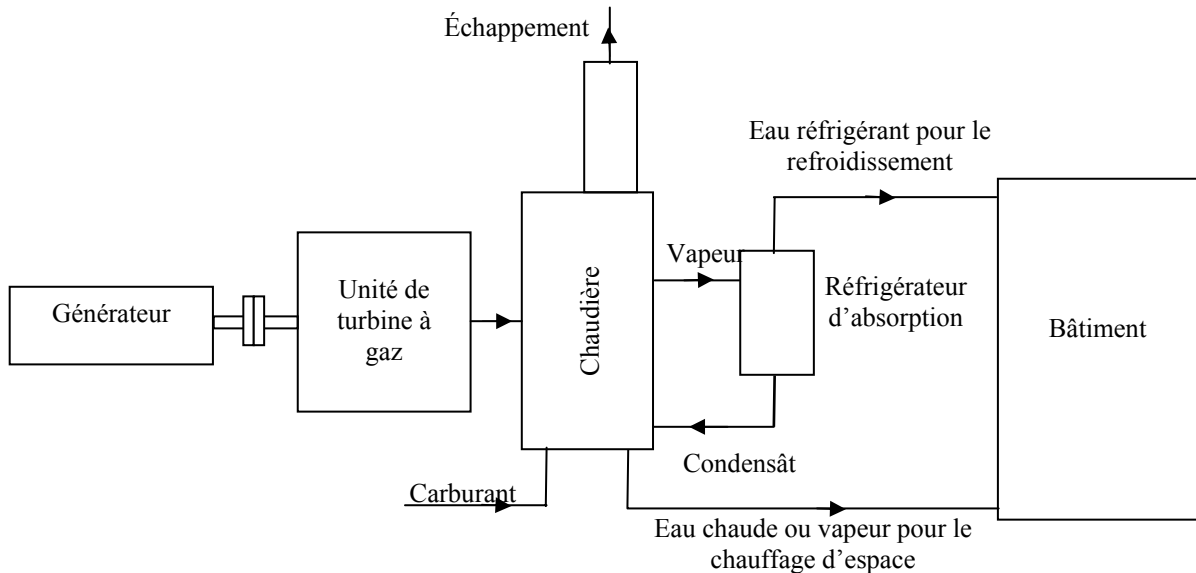
Souvent, une turbine à vapeur à contrepression est incorporée dans la centrale.



Figure(I-15) : *Centrale de cogénération.*

- **Unité d'énergie totale**

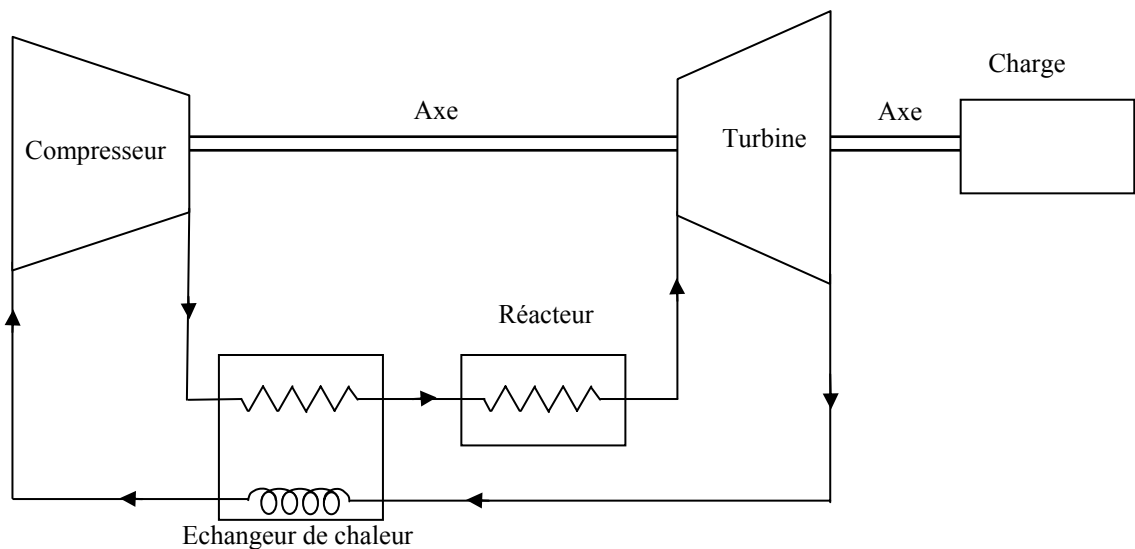
La figure(I-16) montre une unité de turbine à gaz dans le système d'énergie totale. La chaudière à vapeur utilise l'énergie dans haute température des gaz d'échappement de la turbine. La vapeur peut être employée directement pour le chauffage d'espace. Le rendement global de toute l'unité varie entre 60 et 75%.



Figure(I-16) : *Unité de turbine à gaz dans le système d'énergie global.*

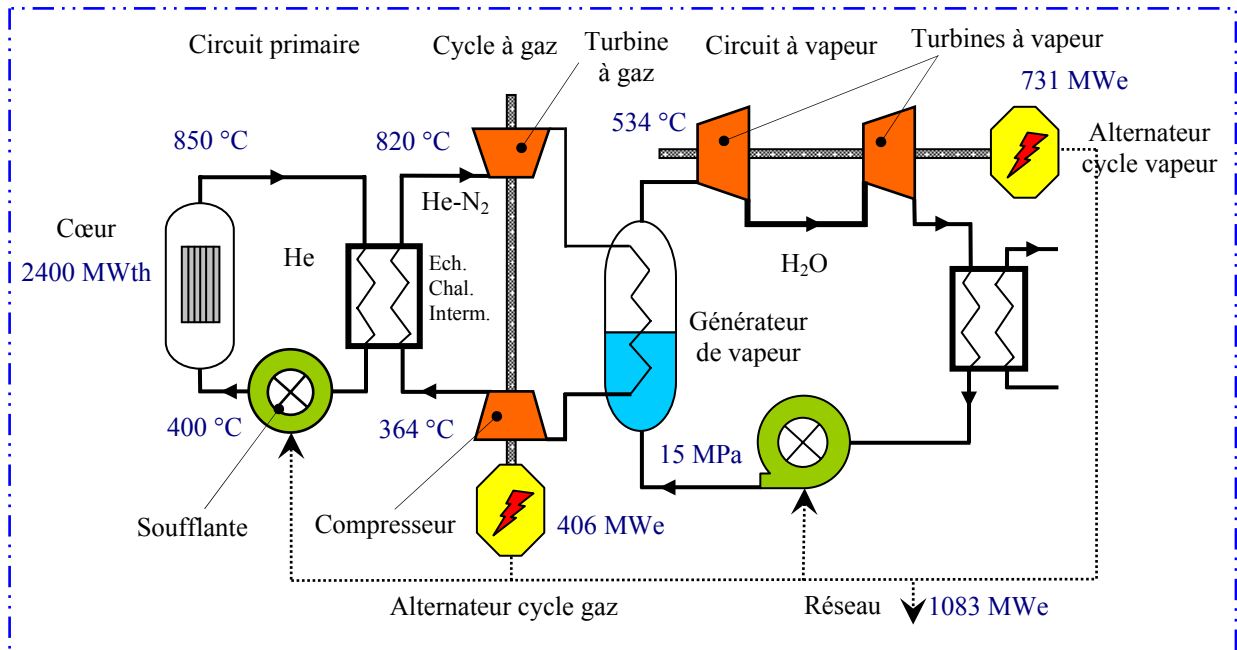
- **Centrale nucléaire**

La figure(I-17) montre une unité nucléaire à turbine à gaz à circuit fermé. L'hélium est employé comme liquide réfrigérant dans le réacteur et fluide de fonctionnement de l'unité de turbine à gaz à circuit fermé. Après la compression l'hélium, subit d'abord un chauffage dans l'échangeur de chaleur, et dans le réacteur puis une détente dans la turbine. Grâce à la haute pression et température ($P \approx 25 - 50$ bar, $T = 1000 - 1200$ K) des gaz, la turbine entraîne le compresseur et la charge utile (générateur électrique).



Figure(I-17) : *Centrale nucléaire de turbine à gaz à circuit fermé.*

La figure(I-18) représente le réacteur à neutrons rapides à caloporteur gaz.

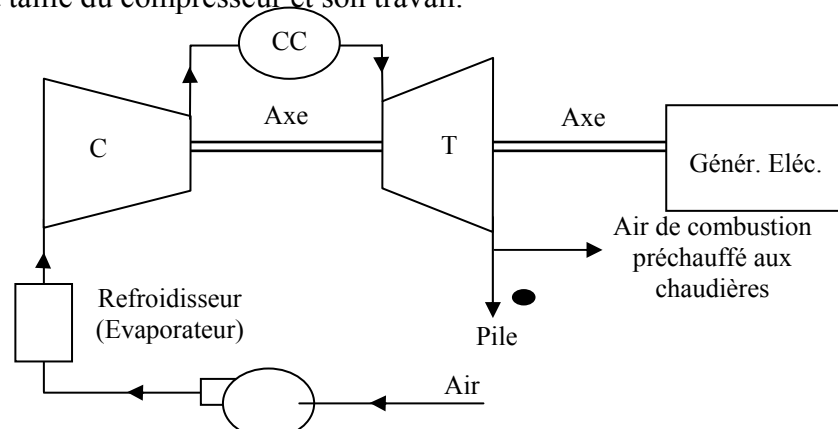


Figure(I-18) : Réacteurs à neutrons rapides à caloporteur gaz.

Dans ce système de conversion d'énergie, le fluide du circuit primaire, l'hélium (He), transmet son énergie au travers d'un échangeur intermédiaire à un circuit secondaire fonctionnant en gaz, un mélange hélium/azote (He-N₂), et comprenant une turbine, un générateur de vapeur et un compresseur. La vapeur formée dans le générateur de vapeur est utilisée dans un cycle à vapeur classique. L'énergie électrique est produite en partie par la turbine à gaz sur le circuit secondaire et par les turbines à vapeur sur le circuit tertiaire. L'estimation du rendement est de l'ordre de 45 %. Hormis ce type de réacteur, les composants sont de conception classique. En imaginant pouvoir utiliser un cycle eau/vapeur supercritique et en optimisant mieux la répartition de la production d'électricité entre le secondaire et le tertiaire, il deviendrait possible d'atteindre un rendement (~ 48 %) [76].

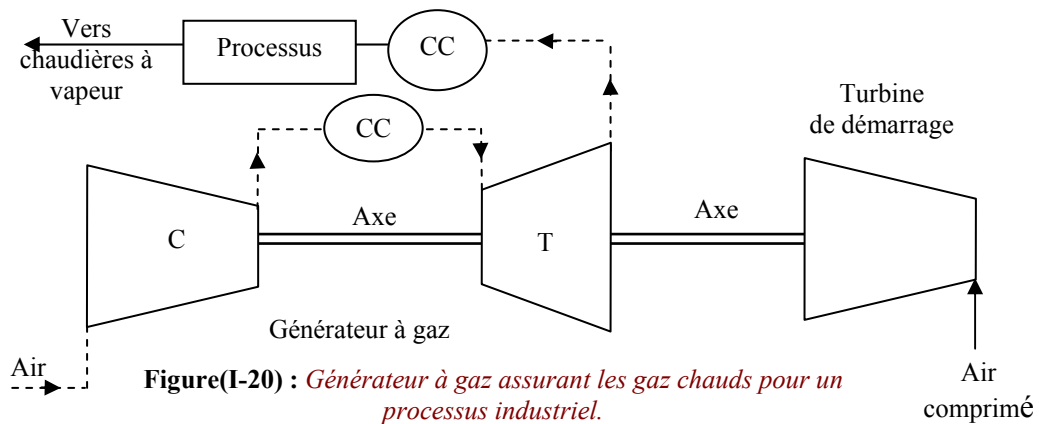
I.3.3.4- Turbines à gaz dans l'industrie pétrochimique

Les turbines à gaz ont des applications spéciales dans une variété d'industries. Parmi les avantages des turbines à gaz dans ces applications est qu'une variété de carburants peut être employée aux unités de la TAG. Quelques processus de gaz (qui sont autrement perdus) peuvent également être employés dans divers processus. La figure(I-19) montre une turbine à gaz fournissant l'air de combustion préchauffé aux chaudières. Le refroidissement de l'air à l'aspiration réduit la taille du compresseur et son travail.

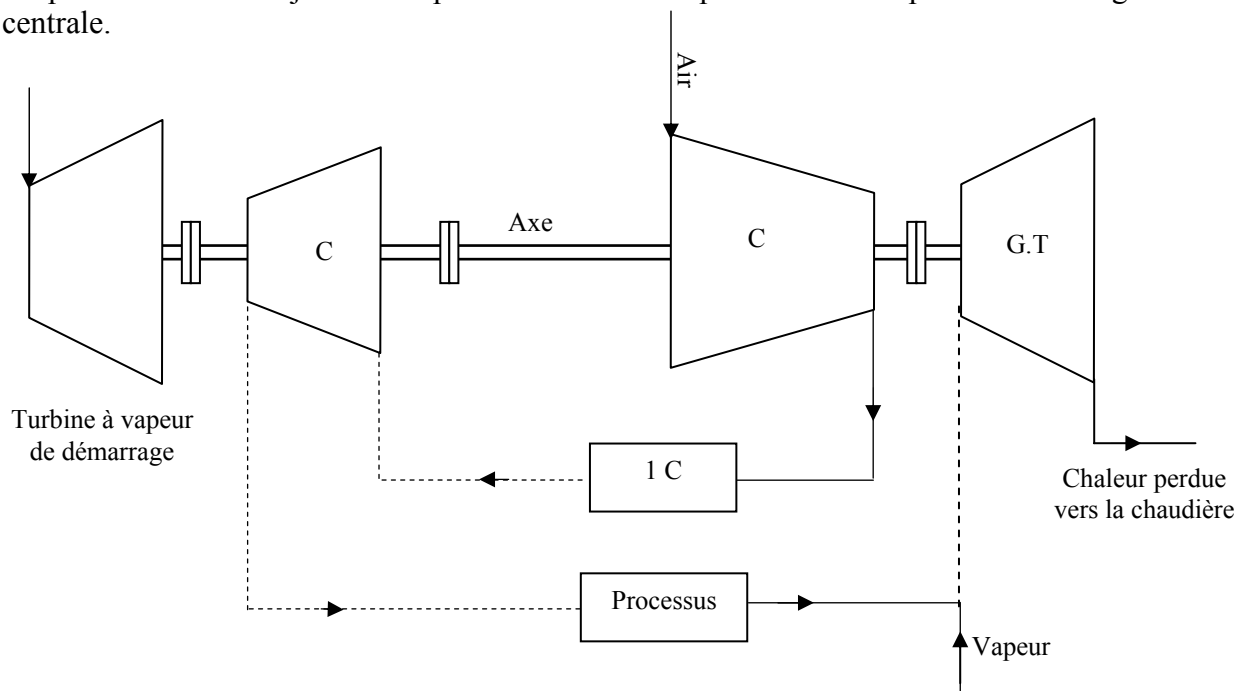


Figure(I-19) : Turbine à gaz fournissant l'air de combustion préchauffé pour des chaudières à vapeur.

La figure(I-20) montre un générateur à gaz fourni les gaz chauds pour un processus industriel. Du carburant additionné est brûlé dans une chambre de combustion placée après la turbine. Les gaz chauds, après le processus peuvent être encore employés dans des chaudières à vapeur. Le démarrage de la turbine fonctionne sur l'air comprimé.



La figure(I-21) montre l'application de la turbine à gaz et des compresseurs dans la fabrication de l'acide nitrique. La turbine à gaz travaille avec la chaleur perdue du processus - elle entraîne les étages axial et centrifuge du compresseur. L'oxygène est enlevé de l'air à haute pression avant d'injecter la vapeur. La turbine à vapeur est utilisée pour le démarrage de la centrale.



Figure(I-21) : *Processus pressurisé utilisé dans la fabrication de l'acide nitrique.*

I.3.3.5- Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole et de gaz

Un des procédés utilisés pour améliorer la production des gisements de pétrole consiste à maintenir la pression du réservoir en injectant du gaz naturel dans le gisement. Compte tenu de la valeur élevée de la pression de réinjection (jusqu'à plusieurs centaines de bars), le taux de compression est très élevé. Il est donc nécessaire de prévoir plusieurs étages de compression avec refroidissement intermédiaire.

On trouve essentiellement trois types de machines assurant la compression du gaz sur les stations de réinjection.

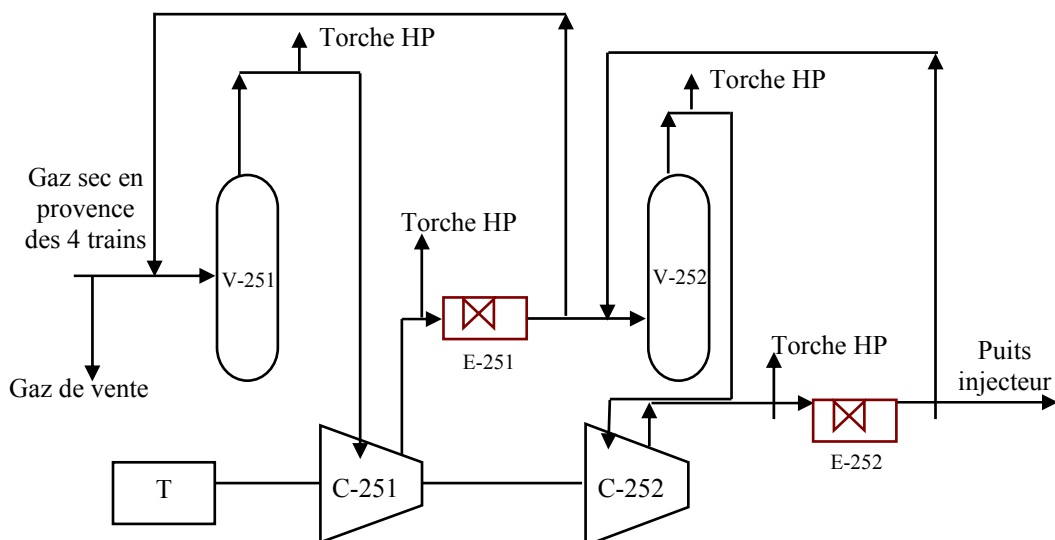
- Compresseurs centrifuges entraînés par turbines à gaz,
- Compresseurs à pistons entraînés par moteurs à gaz,
- Compresseurs centrifuges ou des compresseurs à pistons entraînés par des moteurs électriques.

Les turbines à gaz sont particulièrement bien adaptées à l'entraînement des compresseurs centrifuges. En effet, ces deux appareils font appel à des technologies voisines, et de nombreux constructeurs sont capables de fournir un ensemble complet. Par ailleurs, les deux machines sont du type rotatif, et il est possible de transmettre directement la puissance motrice au compresseur entraîné, la plupart du temps par un accouplement direct entre la turbine de puissance et le compresseur.

Aussi, dans la majorité des cas en ce qui concerne le transport du gaz, les compresseurs centrifuges sont entraînés par des turbines à gaz à deux lignes d'arbres.

Cet ensemble est parfois appelé "turbocompresseur" terme impropre mais plus facile à manier. Compte tenu de leurs faibles encombrements, de leurs faibles poids et du peu d'auxiliaires nécessaires à leur fonctionnement, les groupes turbocompresseurs, tant que leur puissance n'est pas trop importante, et l'on peut dire jusqu'à 6 000 kW environ, peuvent être montés sur un seul socle, entièrement capotés avec tous leurs auxiliaires de fonctionnement et leur panneau de commande contrôle.

Dans le complexe gazier, la zone de réinjection comporte trois groupes identiques. Chaque groupe contient deux compresseurs centrifuges haute pression – basse pression (HP-BP) entraînés par turbine à gaz et les accessoires. Un exemple de processus de réinjection est présenté sur la figure(I-22).



Figure(I-22) : Réinjection des gaz résiduels.

Le gaz résiduel est acheminé vers le ballon d'aspiration du 1^{er} étage du compresseur de réinjection BP à une pression de 70 à 80 bars effectifs et une température de 60°C. Le compresseur HP porte la pression du gaz de 80 à 163 bars effectifs. Le gaz chaud refoulé par HP est refroidi jusqu'à 60°C dans l'aéro-réfrigérant ; ensuite il est introduit dans un second étage de HP par l'intermédiaire du ballon à une pression de 160 bars effectifs et une

température de 60°C. Le gaz est comprimé à 321 bars effectifs. Le gaz chaud refoulé est refroidi à 85°C dans l'aéro-réfrigérant avant d'être acheminé vers le circuit de réinjection vers le puit pour le maintien de pression afin d'augmenter la durée de vie du gisement pétrolier.

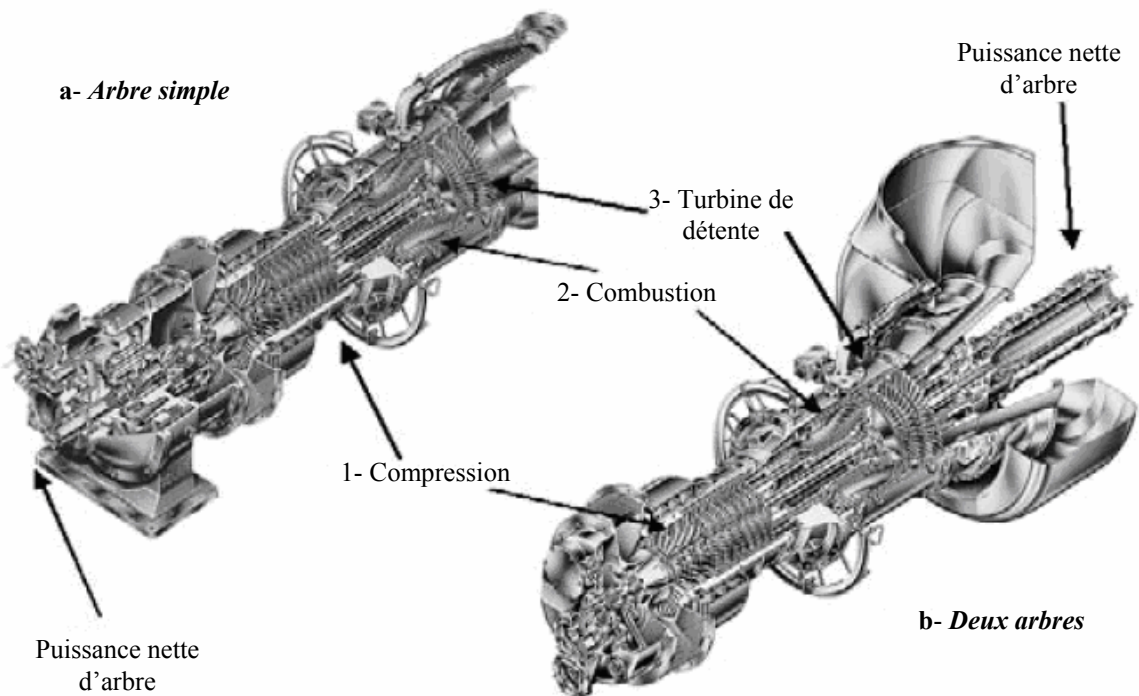
Conclusion

D'après cette revue bibliographique on voit bien que les domaines d'utilisation des TAG sont multiples et variés, néanmoins nous allons nous intéresser plus particulièrement à celles employées dans l'industrie des hydrocarbures compte tenu de la rudesse du climat du sud saharien et du nombre élevé de machines en exploitation.

Chapitre-II : Description des cycles thermodynamique & performances des TAG

Introduction

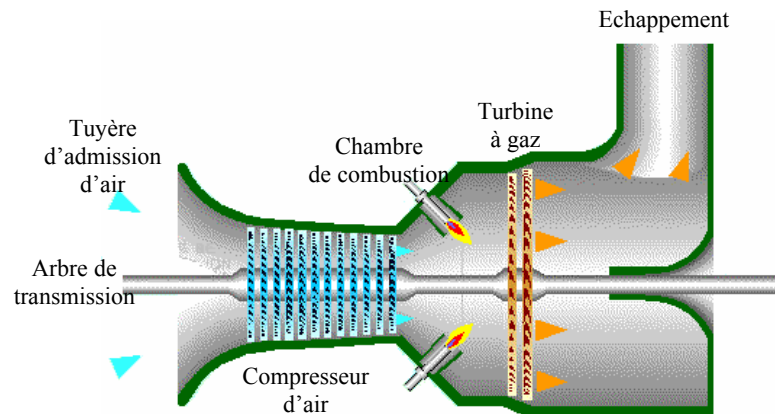
Les turbines à gaz sont disponibles dans deux modèles d'axe. Les turbines d'axes simples (figure(II-1a)) se composent par un compresseur, la turbine, et la charge sur un seul axe fonctionnant à une vitesse constante. Cette configuration est employée pour entraîner des générateurs pour l'usage de service. Les turbines à deux axes (figure(II-1b)) qui tournent aux différentes vitesses. Le premier axe reliant le compresseur et la turbine qui le commande, l'autre reliant la turbine de puissance et la charge externe. Où un axe pourrait avoir les sections à haute pression du compresseur et de la turbine, alors que l'autre a le compresseur de basse pression, la turbine, et la charge externe. Dans l'un ou l'autre cas, la partie du système contenant le compresseur, la chambre de combustion, et la turbine à haute pression s'appelle parfois le générateur de gaz. La configuration à deux axes permet à la charge d'être conduite à vitesse variable, ce qui convient bien à beaucoup d'applications industrielles [15-17, 78]. Les caractéristiques des turbines à gaz industrielles dépendent des conditions ambiantes et de fonctionnement. Elles sont non seulement influencées par l'élévation de site, température ambiante, et humidité relative, mais également par la vitesse des équipements pilotés, du carburant et des conditions de charge. L'application appropriée des turbines à gaz exige la considération de ces facteurs [1-14].



Figure(II-1) : *Turbine à gaz à un seul arbre (entraînement d'extrémité froid)
et à deux d'arbres (Entraînement d'extrémité chaud).*

II.1- Principe de fonctionnement

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu (figure(II-2)).



Figure(II-2) : Fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.

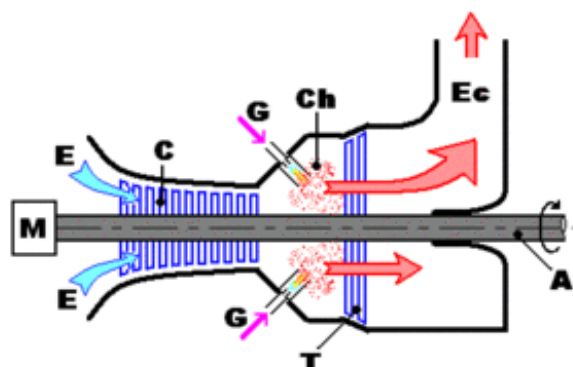
Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement [63-66, 79-81] :

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique,
- un chauffage (combustion) isobare comme pour un moteur diesel,
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique,
- un refroidissement isobare.

La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne. Dans ce cas, la phase de refroidissement est extérieure à la machine et se fait par mélange à l'atmosphère. La turbine à gaz peut également être à cycle fermé et à combustion externe. Le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. Cette disposition plus complexe permet l'utilisation de gaz particuliers ou de travailler avec une pression basse différente de l'ambiante.

II.1.1- Principes

Le compresseur (C), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air ambiant extérieur (E), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voir 30 bars pour certains modèles. Du gaz (G), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la chambre de combustion (Ch) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme (figure(II-3)).



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

Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (T), où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique, la dite Turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée (Ec) à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A) qui actionne

d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (machine) receptrice (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (**M**) qui joue le rôle de démarreur. 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.

II.1.2- Rendement

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait qu'une quantité de l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine. C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 °C) pour produire de la vapeur dans une chaudière.

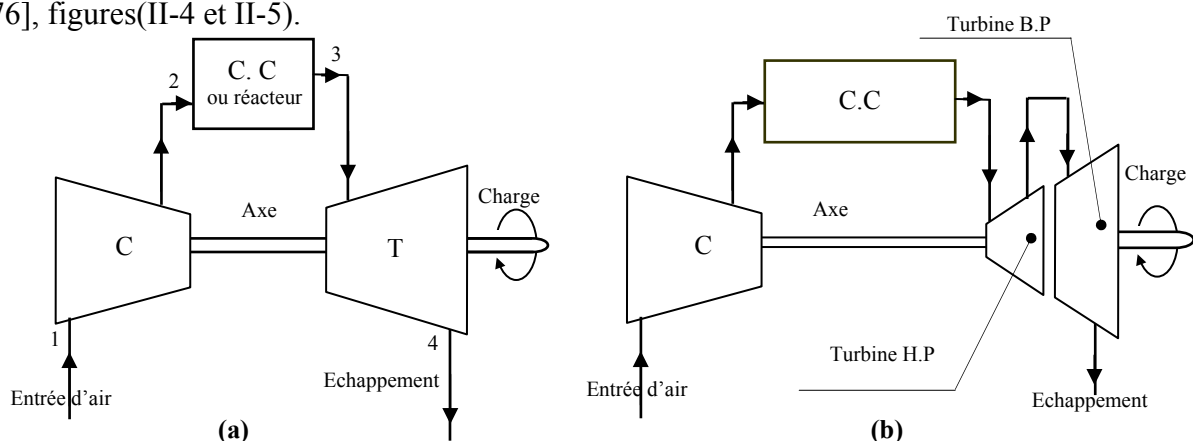
La vapeur produite est ensuite utilisée de deux manières :

- ✚ la centrale à cycle combiné où une turbine à vapeur complète la turbine à gaz pour actionner un alternateur, le rendement global atteint alors 55%
- ✚ la cogénération où la vapeur produite est utilisée dans un autre domaine (papeterie...)

On fabrique des turbines à gaz de puissances allant de quelques kilowatts à plusieurs centaines de mégawatts.

II.2- Configurations des cycles de turbine à gaz

Les gaz chauds provenant d'une chambre de combustion ou d'un réacteur refroidi par gaz peuvent être employés directement comme fluide de fonctionnement primaire, c.-à-d., par l'extension par une turbine à gaz, ou indirectement, en chauffant un fluide secondaire agissant en tant que fluide de fonctionnement. Pour chacun des cas, le cycle direct ou indirect, nous pouvons également prendre un cycle ouvert ou fermé, suivant les combinaisons possibles [15, 76], figures(II-4 et II-5).

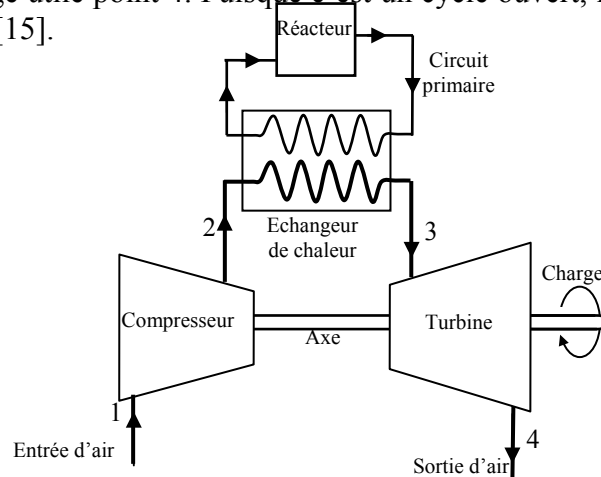


Figure(II-4) : Turbine à gaz à cycle ouvert direct, (a) d'un axe simple, et (b) deux axes.

II.2.1- Cycle ouvert direct

Le cycle ouvert direct est montré schématiquement sur la figure(II-4). L'air entre dans un compresseur au point 1, où il est comprimé puis dirigé dans la chambre de combustion 2 ou le réacteur, où il reçoit la chaleur à la pression constante (idéalement) et sort chaud au

point 3. La détente s'effectue au niveau de la turbine qui assure l'entraînement du compresseur et de la charge utile point 4. Puisque c'est un cycle ouvert, l'air est le seul fluide de fonctionnement utilisé [15].



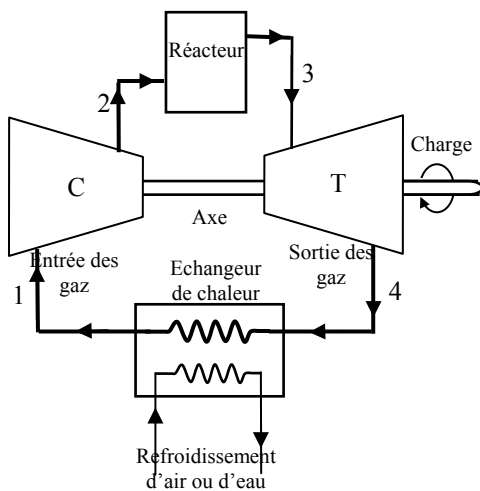
Figure(II-5) : *Cycle ouvert indirect de turbine à gaz.*

II.2.2- Cycle ouvert indirect

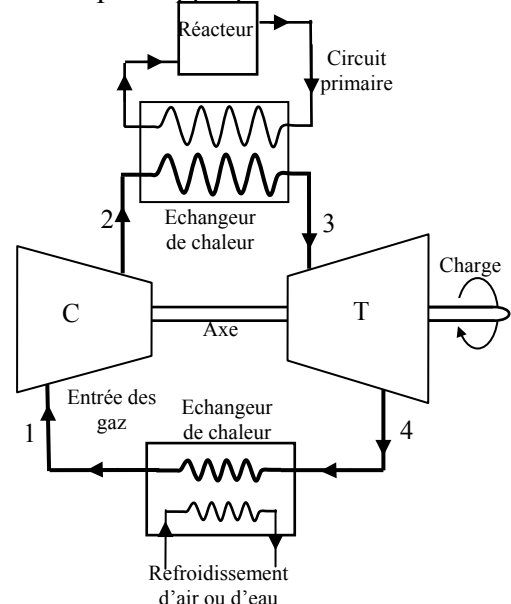
Les éléments du cycle ouvert indirect figure(II-5) sont semblables à ceux du cycle ouvert direct sauf qu'ici l'air est un fluide secondaire qui reçoit sa chaleur d'un liquide réfrigérant primaire dans un échangeur de chaleur. Ce cycle convient pour des usages où les soucis environnementaux empêchent l'air de recevoir la chaleur directement, comme d'un réacteur nucléaire où les dégagements de radioactivité peuvent aller à l'atmosphère. L'utilisation de réacteur nucléaire est cependant, mieux servie par un cycle fermé.

II.2.3- Cycle fermé direct

Dans le cycle fermé direct (figure(II-6)) le liquide réfrigérant de gaz est chauffé dans le réacteur, détendu dans la turbine, refroidit dans un échangeur de chaleur, et comprimé de nouveau au réacteur. Dans ce cycle un gaz autre que l'air peut être employé. Aucun effluent des gaz radioactifs ne passe dans l'atmosphère en fonctionnement normal. Les cycles fermés permettent la pressurisation du fluide de fonctionnement avec la réduction conséquente de la taille des machines rotatives. Le fluide de fonctionnement le plus approprié est dans ce cas l'hélium.



Figure(II-6) : *Cycle d'une turbine à gaz fermé direct.*



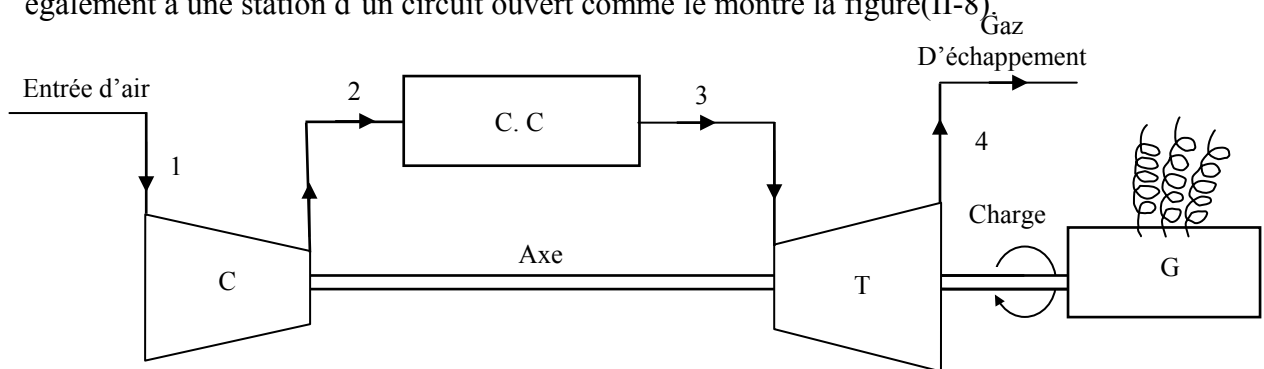
Figure(II-7) : *Cycle d'une turbine à gaz fermé indirect.*

II.2.4- Cycle fermé indirect

Le cycle fermé indirect combine le cycle ouvert indirect et le cycle fermé direct parce que le réacteur est séparé du fluide de fonctionnement par un échangeur de chaleur, tandis que le gaz fonctionnant rejette la chaleur à l'atmosphère par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur (figure(II-7)). Le liquide réfrigérant primaire peut être l'eau, un métal liquide ou un gaz tel que l'hélium.

II.3- Cycles de puissance de turbine à gaz

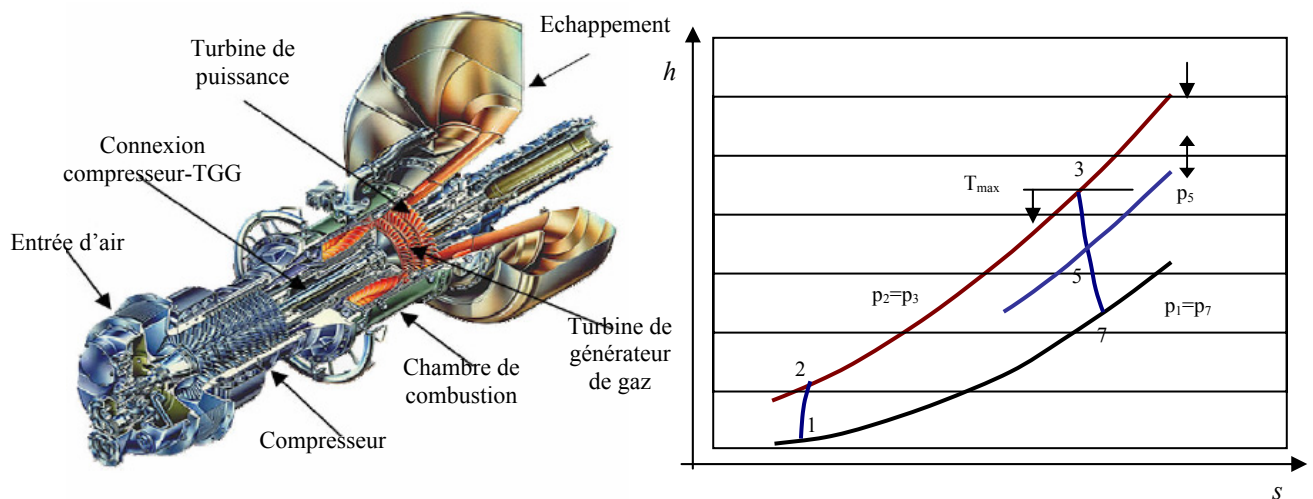
Les centrales de turbines à gaz peuvent travailler avec un cycle à pression constante (cycle de Joule ou de Brayton) ou un cycle à volume constant (cycle d'Atkinson) [82-84]. Pour un but d'analyse théorique du cycle, on suppose que la centrale à turbine à gaz fonctionne avec un circuit fermé, bien que dans la pratique le cycle de Joule soit utilisé également à une station d'un circuit ouvert comme le montre la figure(II-8).



Figure(II-8) : Schéma simple d'un circuit ouvert d'une centrale de turbine à gaz.

II.4- Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de Brayton montré dans un diagramme h-s comme l'indique la figure(II-9).



Figure(II-9) : Diagramme h-s d'un cycle de Brayton.

L'air est comprimé dans le compresseur de la TAG de la position 1 à la position 2. La chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle de 2 à 3. Les gaz chauds alors se détendent. Dans une turbine à un seul arbre, la détente s'effectue de 3 à 7, alors que dans un moteur à deux arbres, les gaz se détendent de 3 à 5 dans la turbine de générateur de gaz et

après de 5 à 7 dans la turbine de puissance. La différence entre les travaux spécifiques de détente 3-7 et de compression 1-2 constitue le travail utile de la turbine, la majeure partie du travail de la détente 3-7 est employée pour fournir le travail 1-2 de compression.

Dans un moteur à deux arbres, les distances de 1 à 2 et de 3 à 5 doivent être approximativement égales, parce que le travail du compresseur doit être fourni par la turbine de générateur de gaz. La ligne 5-7 décrit le travail net de la turbine de puissance.

II.4.1- Cycle idéal de Joule

Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1 - 2) et la détente (3 - 4) se produisent dans le compresseur et la turbine sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2 - 3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4 - 1) se produisent à pression constante.

Dans la figure(II-8) les gaz à la sortie de la turbine sont perdus dans l'atmosphère; donc le processus 4 - 1 ne se produit pas au sein de l'unité. D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit [63-66] :

1- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur et les passages reliant les équipements sont négligeables.

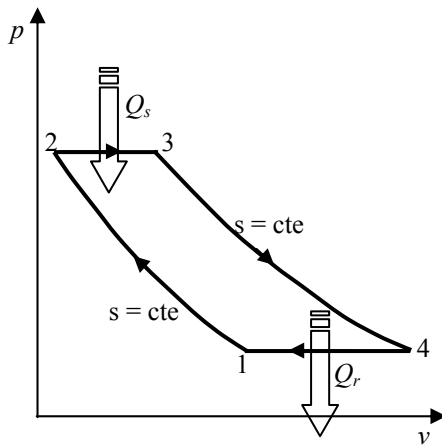
2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait.

3- L'efficacité des échangeurs de chaleur est 100%.

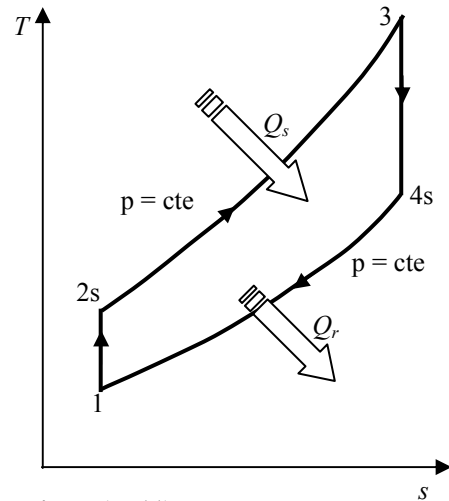
Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur les figures(II-10 et II-11) respectivement.

Le travail spécifique de sortie :

$$w_{Ut} = c_p (T_3 - T_{2s}) - c_p (T_{4s} - T_1) \quad (II-1)$$



Figure(II-10) : Diagrammes p-v d'un cycle idéal de Joule.



Figure(II-11) : Diagrammes T-s d'un cycle idéal de Joule.

Le rendement thermique du cycle de Joule est donnée par :

$$\eta_{Joule} = 1 - \frac{(T_{4s} - T_1)}{(T_3 - T_{2s})} \quad (II-2)$$

Les rapports de températures dans les processus isentropiques sont donnés par :

$$t = \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (II-3)$$

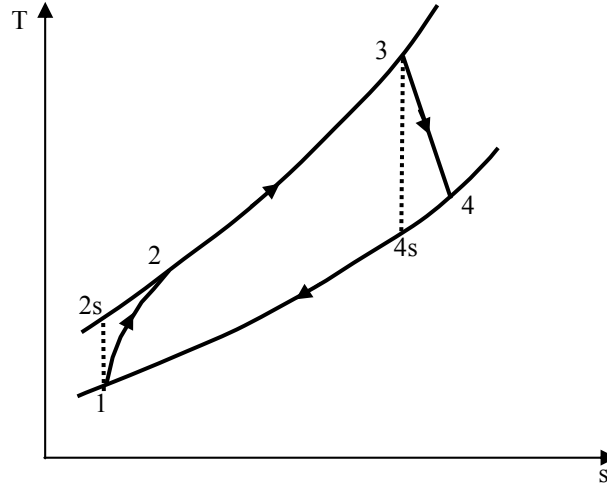
Donc :

$$\eta_{Joule} = 1 - \frac{1}{t} = 1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{II-4})$$

L'équation(II-4) prouve que le rendement du cycle idéal de Joule augmente avec le taux de compression (τ) et est indépendant de la température.

II.4.2- Cycle réel de Joule

Dans le cycle réel à pression constante le travail dans le compresseur et la turbine est adiabatique au lieu d'isentropique comme montré à la figure(II-12).



Figure(II-12) : *Diagramme T-s pour un cycle réel sans pertes de pression.*

Par conséquent Les rendements de compresseur et de turbine sont d'après [65-66] :

$$\eta_C = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_4} \quad (\text{II-5})$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{II-6})$$

En l'absence des pertes de pression les rapports idéaux de pression et de température pour le compresseur et la turbine sont les même qu'avant, c.-à-d. l'équation(II-3) est encore applicable. Les valeurs réelles du travail de turbine et du compresseur sont indiquées par :

$$w_T = c_p (T_3 - T_4) = c_p (T_3 - T_{4s}) \eta_T = \eta_T \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3} \right) \quad (\text{II-7})$$

Soit le rapport des températures extrêmes du cycle :

$$\beta = \frac{T_3}{T_1} \quad (\text{II-8})$$

$$w_T = \beta \cdot \eta_T \cdot c_p \cdot T_1 \left(1 - \frac{1}{t} \right) \quad (\text{II-9})$$

$$w_C = c_p (T_2 - T_1) = \frac{c_p}{\eta_C} (T_{2s} - T_1) \quad (\text{II-10})$$

$$w_c = \frac{c_p}{\eta_c} T_1 (t - 1) \quad (\text{II-11})$$

Le travail net est donné par :

$$w_{ut} = w_T - w_c = \beta \eta_T c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{t}\right) - \frac{c_p}{\eta_c} T_1 (t - 1) \quad (\text{II-12})$$

$$w_{ut} = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \left\{ \beta \eta_T \eta_c \left(1 - \frac{1}{t}\right) - (t - 1) \right\} \quad (\text{II-13})$$

Pour $\alpha = \beta \eta_T \eta_c \quad (\text{II-14})$

$$w_{ut} = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{t}\right) (\alpha - t) \quad (\text{II-15})$$

La chaleur spécifique fournie dans la chambre de combustion est exprimée par :

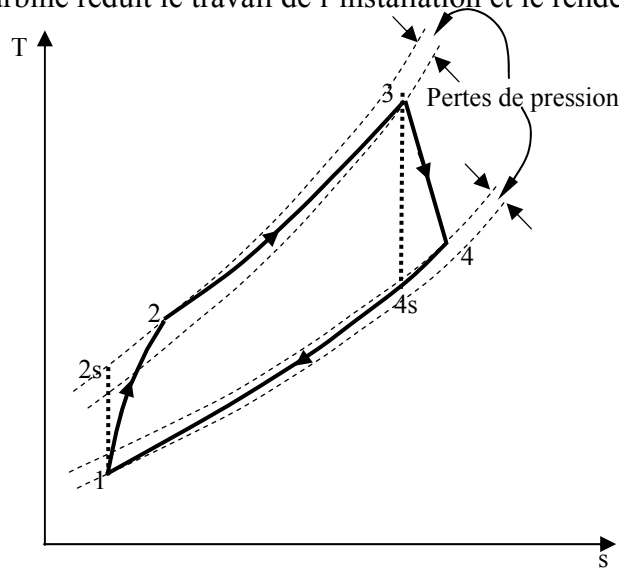
$$Q_s = c_p (T_3 - T_2) \quad (\text{II-16})$$

$$Q_s = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \{ (\beta - 1) \eta_c - (t - 1) \} \quad (\text{II-17})$$

Le rapport des équations (II-15 et II-17), nous donne le rendement thermique réel de l'installation :

$$\eta_{Th} = \frac{\left(1 - \frac{1}{t}\right) (\alpha - t)}{(\beta - 1) \eta_c - (t - 1)} \quad (\text{II-18})$$

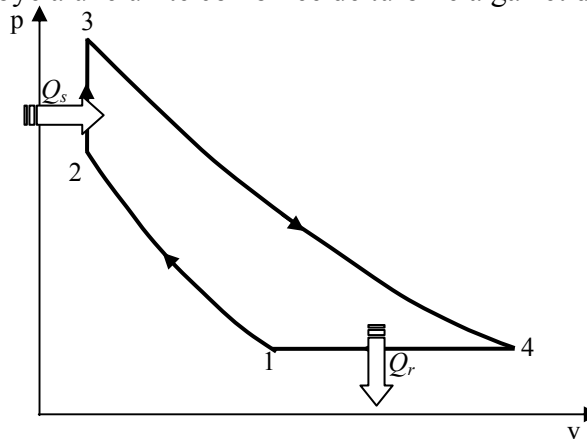
Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure (II-13), les pressions, durant les processus (2-3) et (4-1), ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes de pression dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique.



Figure(II-13) : *Diagramme T-s pour un cycle réel avec pertes de pression.*

II.4.3- Cycle d'Atkinson

La figure(II-14) montre le diagramme p-v d'un cycle à volume constant connu sous le nom de cycle d'Atkinson [15-18]. Egalement les processus de compression et de détente sont isentropiques dans ce cycle. L'addition de la chaleur a lieu à volume constant et son rejet à pression constante. Les difficultés pratiques de réaliser l'addition de la chaleur à volume constant et le déplacement intermédiaire de l'écoulement dans l'installation ont été certe les obstacles majeurs dans son développement. Pour quelques applications industrielles, ce cycle a été profitablement employé à une unité combinée de turbine à gaz et de turbine à vapeur.



Figure(II-14) : Cycle à volume constant d'Atkinson.

La plupart des centrales modernes de turbine à gaz utilisent un certain nombre de variations du cycle de combustion à pression constante (cycle de Brayton).

II.5- Excursion rapide dans l'aérodynamique

Toute turbine à gaz se compose de plusieurs turbomachines. Selon le modèle de conception de la turbine à gaz, la section turbine peut consister en un générateur de gaz fonctionnant avec le même arbre que le compresseur d'air, et d'une turbine de puissance sur un arbre séparé.

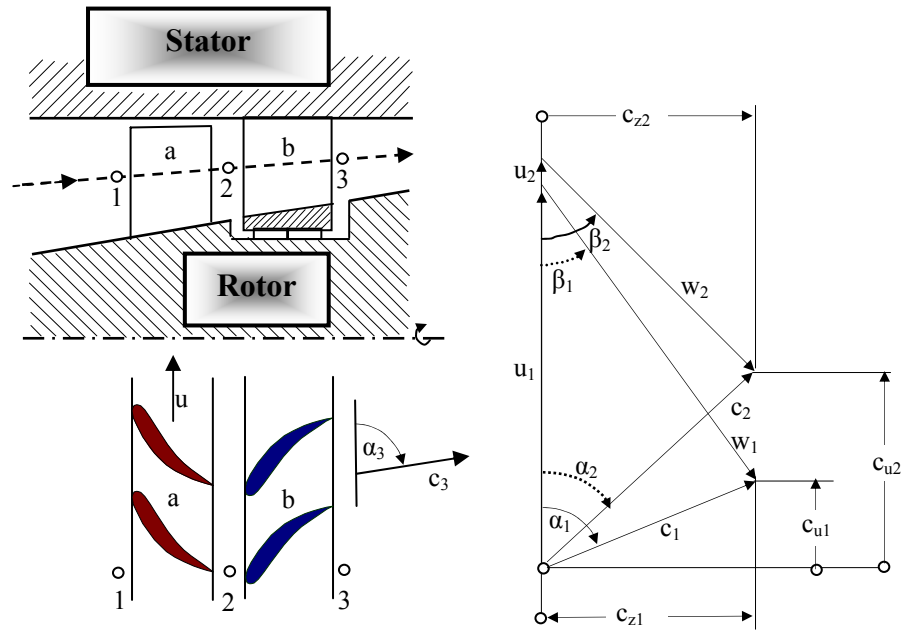
Le rôle du compresseur est de ramener l'air d'amont de la machine de la pression ambiante à une pression élevée. Pour effectuer ce processus, un travail est nécessaire, c.-à-d., le compresseur donne une puissance mécanique à l'air. Les mêmes relations qui sont appliquées au compresseur peuvent également être appliquées à la turbine, sauf que la turbine extrait le travail des gaz de combustion. Le transfert d'énergie est accompli avec la rotation du rotor d'aubes, alors que les aubes du stator permettent la conversion d'une partie de l'énergie cinétique du débit des gaz en pression ou vice versa.

La loi fondamentale décrivant la conversion de l'énergie mécanique avec la pression dans une turbomachine est la loi d'Euler. La loi d'Euler relie les propriétés thermodynamiques (principales) aux propriétés aérodynamiques figure(II-15) :

$$\Delta h = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (\text{II-19})$$

Où, pour les machines à écoulement axial, où les vitesses d'entraînement u sont à peu près identiques pour l'amont et à la sortie d'un étage :

$$\Delta h = u (c_{u2} - c_{u1}) \quad (\text{II-20})$$



Figure(II-15) : Vitesses à un étage du compresseur.

Cette corrélation exprime le fait que la force sur l'aube tournante dans le sens de rotation est proportionnelle à la déviation du flux dans le sens tangentiel, c.-à-d. :

$$F_u = \dot{m} (c_{u1} - c_{u2}) \quad (\text{II-21})$$

Et par conséquent la puissance engendrée par le couple et la vitesse de rotation :

$$P = \Omega r . F_u = \Omega r . \dot{m} (c_{u1} - c_{u2}) = \dot{m} . [u (c_{u1} - c_{u2})] = \dot{m} . \Delta h \quad (\text{II-22})$$

Une canalisation inter-aubage tournante du compresseur (étage) transmet l'énergie sur le fluide (air) en augmentant le moment angulaire du fluide (couple).

II.5.1- Nombre de Mach

Le comportement aérodynamique d'une turbine ou d'un compresseur est influencé considérablement par le nombre de Mach de l'écoulement. La même turbine ou compresseur indiquera des différences significatives de fonctionnement (gamme du débit entre le col et l'étranglement), le taux de compression et le rendement.

Le nombre de Mach augmente avec l'augmentation de la vitesse débitante et de la diminution de la température. Il dépend également de la composition du gaz, caractérisée par le rapport des chaleurs spécifiques et la constante du gaz. Pour caractériser le niveau aérodynamique d'une turbomachine, le nombre de Mach M_n est fréquemment utilisé. M_n ne se rapporte pas à une vitesse de gaz, mais à la vitesse tangentielle u d'un composant, par exemple un bout d'aube situé au diamètre D :

$$M_n = \frac{u}{\sqrt{\gamma . R . T}} = \frac{2 . \pi . D . N}{\sqrt{\gamma . R . T}} \quad (\text{II-23})$$

Ceci indique que le nombre de Mach du composant augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation N et du diamètre de roue. Les conséquences pour le fonctionnement de la turbine à gaz sont telles que :

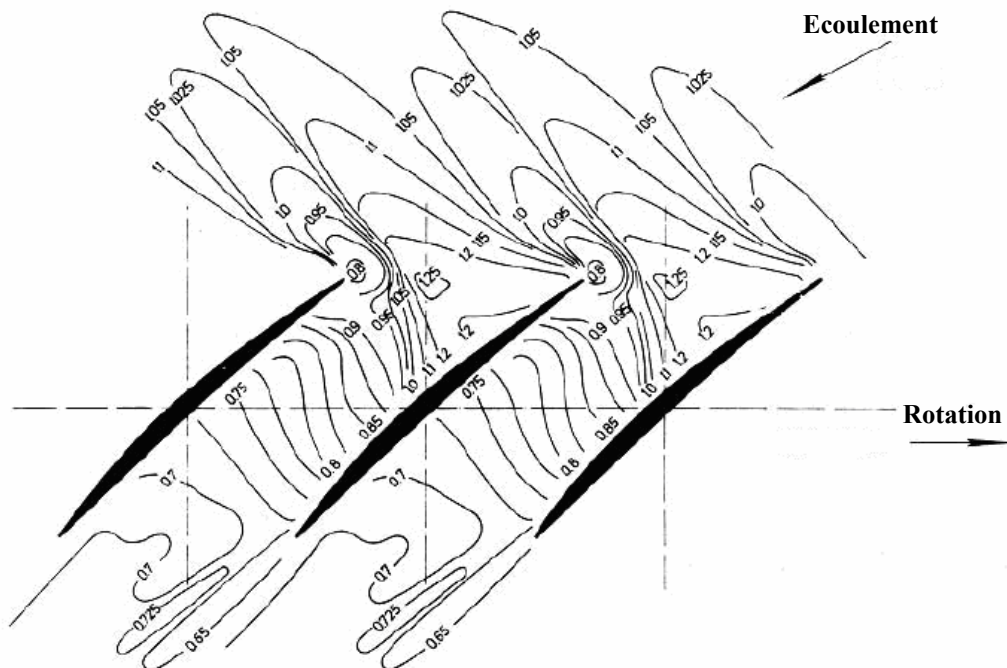
- Le nombre de Mach du compresseur dépend de sa vitesse, de la température ambiante, et de l'humidité relative.
- Le nombre de Mach de la turbine du générateur de gaz dépend de sa vitesse, de la température d'allumage, et de la composition de gaz d'échappement (ainsi, la charge, le carburant, et l'humidité relative).
- Le nombre de Mach de la turbine de puissance dépend de sa vitesse, de la température d'amont de turbine de puissance, et de la composition de gaz d'échappement.

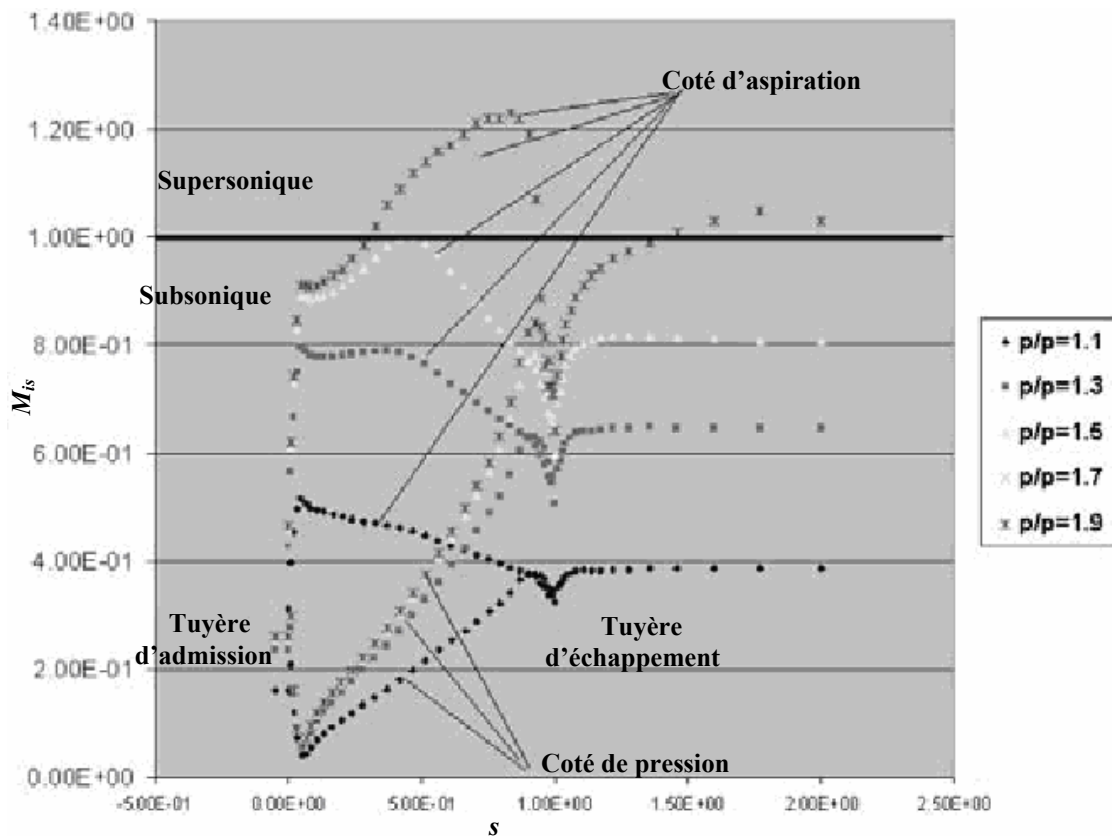
Pour une géométrie donnée, le diamètre de référence sera toujours le même. Ainsi, le nombre de Mach de la machine peut être défini également en termes de vitesse, par exemple, la vitesse corrigée du générateur de gaz est obtenue :

$$N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{T / T_{Ref}}} \quad (\text{II-24})$$

Bien que N_{corr} ne soit pas sans dimensions, c'est une méthode conventionnelle d'écriture le nombre de Mach du composant de la machine.

Dans une turbine à gaz moderne, les premiers étages du compresseur sont transsoniques, ce qui signifie que la vitesse relative de l'écoulement dans le rotor est plus élevée que la vitesse du son, alors que l'écoulement quitte le rotor avec une vitesse en dessous de la vitesse du son (figure(II-16)). Habituellement des vitesses en amont des étages de turbine sont subsoniques, mais les vitesses dans les canaux inter-aubages peuvent être localement supersoniques (figure(II-17)).

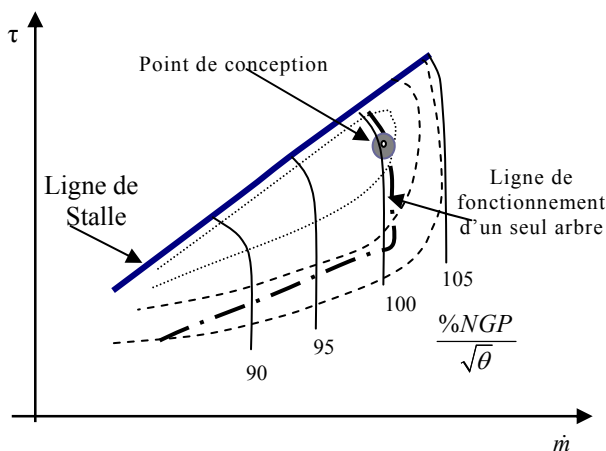




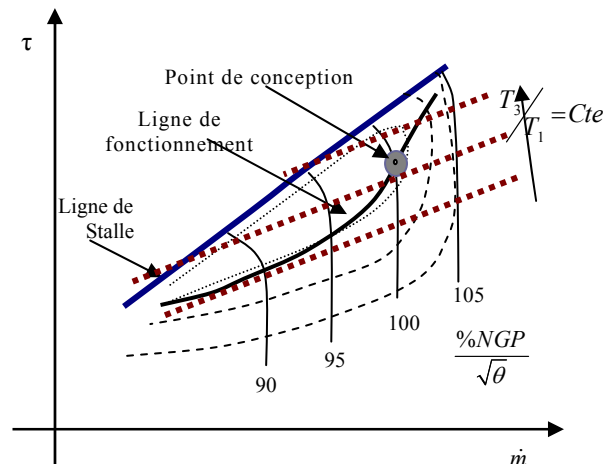
Figure(II-17) : Distribution de vitesse dans la tuyère de turbine avec différents taux de compression.

Dès que la vitesse maximale locale de l'écoulement dépassera 1 Mach à un taux de compression de 1.5 dans cet exemple, le débit d'écoulement à l'entrée ne peut plus être augmenté [85].

Le diagramme de performances indique une sensibilité significative aux changements du nombre de Mach. Il y a une dépendance intense des pertes de charge, l'augmentation ou la diminution d'enthalpie, et la gamme du débit pour une aube d'une roue donnée sur les caractéristiques du nombre de Mach. Les figures(II-18 et II-19) indiquent le rétrécissement de la gamme de fonctionnement avec une augmentation du nombre de Mach, pour deux compresseurs typiques [63-66, 85].



Figure(II-18) : Performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnant d'un moteur à un seul d'arbre.



Figure(II-19) : Performances d'un compresseur typique avec les lignes de fonctionnant d'un moteur à deux arbres.

Pour des tuyères de turbine, un des effets liés au nombre de Mach est la limite au débit maximal qui peut passer à travers la tuyère. Au delà d'un certain taux de compression, le débit réel $\dot{m}$ qui peut passer par la tuyère ne peut plus être augmenté en augmentant le taux de compression. Un accroissement du taux de compression peut entraîner des vitesses plus élevées en aval du col, mais l'acheminement du débit ne peut plus être augmenté.

Puisque chaque turbine à gaz se compose de plusieurs composants aérodynamiques, le nombre de Mach de chacun de ces composants devrait être maintenu constant afin de réaliser une condition de fonctionnement semblable pour la machine globale.

La condition du maintien du nombre de Mach sensiblement identique pour le compresseur et la turbine du générateur de gaz peut être exprimée par :

$$\frac{N_{GP,op1}}{\sqrt{T_{1,op1}}} = \frac{N_{GP,op2}}{\sqrt{T_{1,op2}}} \quad (II-25)$$

Et pour la température d'allumage est :

$$\frac{T_{3,op1}}{T_{1,op1}} = \frac{T_{3,op2}}{T_{1,op2}} \quad (II-26)$$

Dans ce cas, le fait que le débit volumique traversant la section turbine est déterminé par la géométrie de la tuyère (donc imposé) les principaux coefficients d'écoulement pour le compresseur et la turbine restent sensiblement identiques.

Cette approche ne tient pas compte des effets comme les variations du nombre de Reynolds, les changements dans les dégagements de chaleur, les changements des caractéristiques de gaz, ou les effets des charges accessoires considérés [85].

II.5.2- Nombre de Reynolds

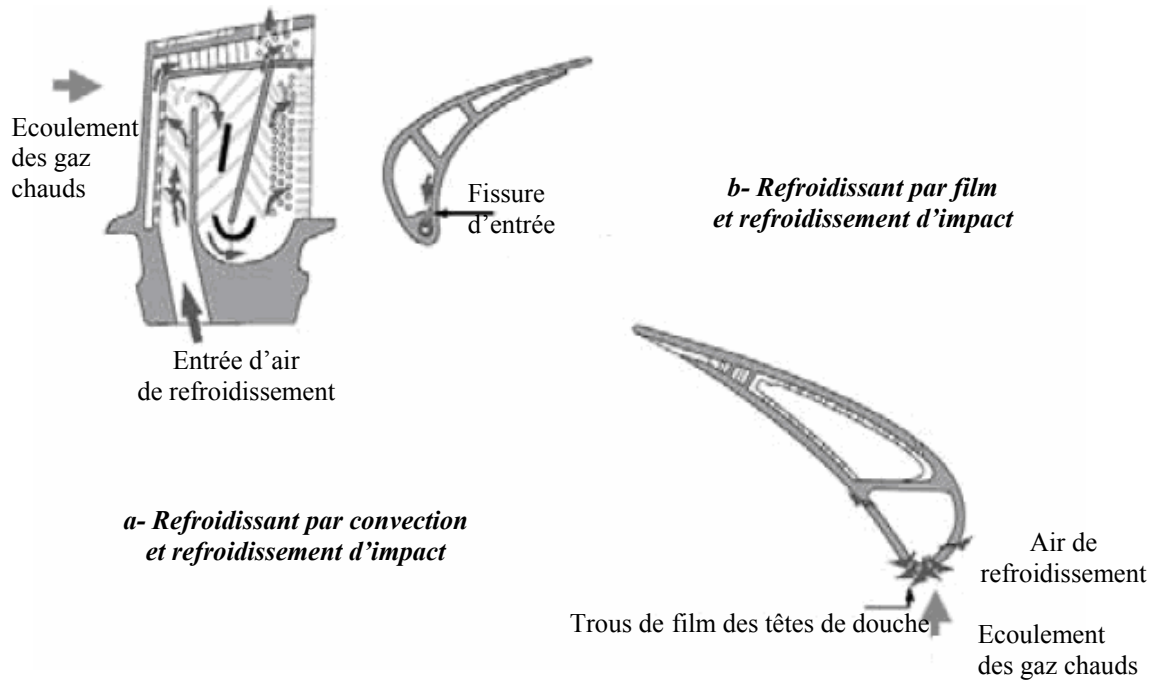
Tandis que le nombre de Mach explique essentiellement les effets de la compressibilité du gaz lors du fonctionnement, le nombre de Reynolds décrit l'importance relative des effets de frottement. Dans les turbines à gaz industrielles, où ni les températures de fonctionnement changent ni les pressions d'utilisation changent aussi nettement que dans le fonctionnement des moteurs d'avion, les effets de variations du nombre de Reynolds ne sont pas typiquement très prononcés. Un changement de la température ambiante de -17°C au 37°C fait changer le nombre de Reynolds du premier étage du compresseur d'environ 40 %. Les nombres de Reynolds de fonctionnement typiques des aubes du compresseur et des aubes de turbine sont au-dessus des niveaux où l'effet de changement du nombre de Reynolds est significatif [85].

II.5.3- Refroidissement des aubes

La température dans la section chaude des turbines à gaz exige un refroidissement des tuyères et des aubes (aussi bien que le refroidissement pour le recouvrement de chambre de combustion). De l'air pressurisé du compresseur est apporté vers les aubes et les tuyères internes. Dans quelques types de conceptions, la vapeur est employée pour le refroidissement au lieu d'air. Il y a un certain nombre de manières différentes du refroidissement qui est présenté dans la figure(II-20).

Dans le but d'évacuer autant que possible de la chaleur sur la surface de l'aube, l'air est injecté avec pression à l'intérieur de celle-ci. A cet effet, des filets sont employés pour

augmenter la turbulence et ainsi le transfert thermique (refroidissant par convection), et des jets d'air sont soufflés à travers de petits trous pour chevaucher les parois internes d'aube (refroidissement impact). Une autre conception apporte l'air froid de l'intérieur de l'aube à travers de petits trous à la surface externe de l'aube, qui produit une couche mince d'air plus froide entre la surface de l'aube et le gaz chaud (film de refroidissement). La quantité d'air utilisée affecte la performance de la turbine à gaz, parce qu'une partie du travail est perdue pour comprimer l'air de refroidissement.



Figure(II-20) : Types de refroidissement des aubes :
Refroidissant par convection et impact (Gauche) et refroidissement par film (Droit).

II.5.4- Combustion

La chambre de combustion de la turbine à gaz est l'endroit où le carburant est injecté dans l'air comprimé par le compresseur entraînant la combustion et l'augmentation de la température des gaz :

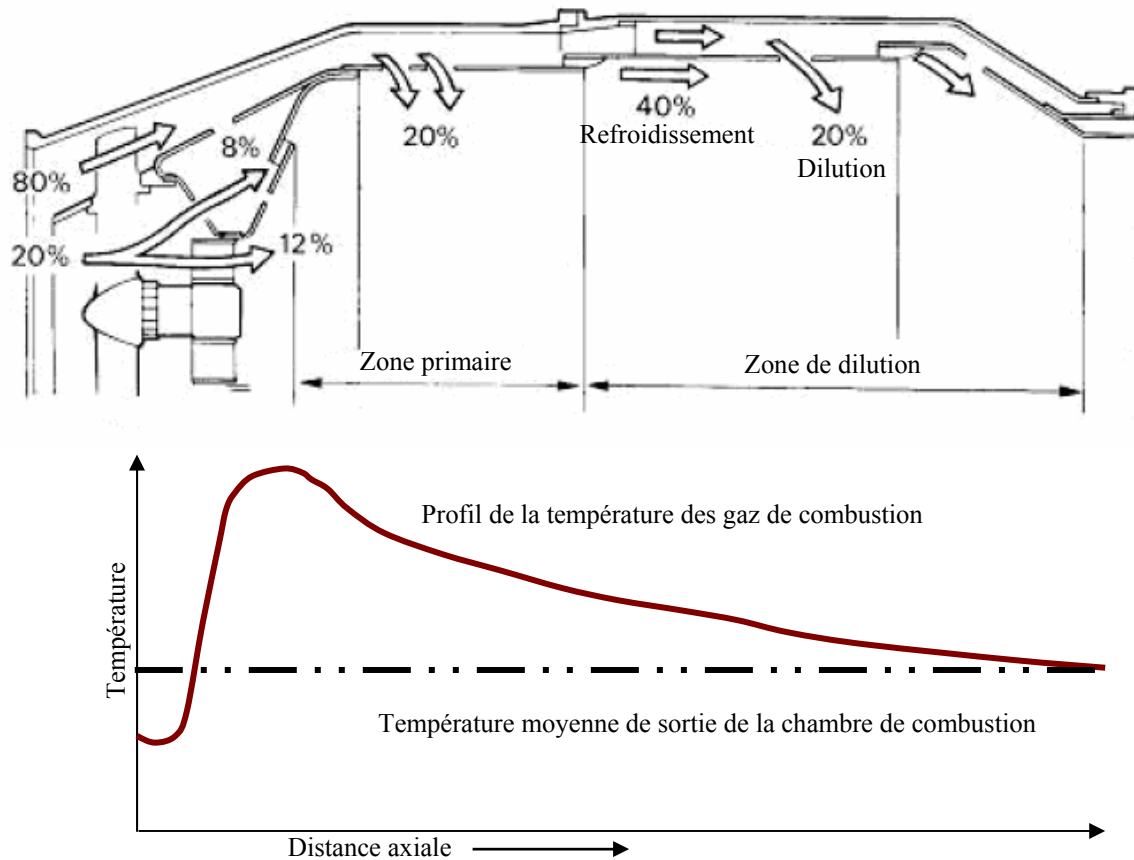
$$\bar{c}_{pg} (T_3 - T_2) = \left(\frac{E_f \cdot \dot{m}_f}{\dot{m}} \right) \quad (\text{II-27})$$

La capacité de chaleur $\bar{c}_{pg}$ dans l'équation ci-dessus est une capacité de chaleur moyenne appropriée. Les chambres de combustion modernes convertissent l'énergie emmagasinée dans le carburant presque totalement en chaleur (les rendements de combustion typiques pour les chambres de combustion des moteurs à gaz naturel se situent environ de 99.9 %).

Il est évident que les produits de la combustion incomplète, à savoir l'oxyde de carbone (CO) et les hydrocarbures non brûlés (UHC), seront rejetés vers l'extérieur.

Une partie d'air comprimé participe directement dans la combustion, alors que le reste est mélangé plus tard dans le jet de gaz pour le refroidissement. Le profil de la température dans une chambre de combustion typique est montré sur la figure(II-21). Les températures

locales sont plus élevées dans la zone de flamme. Le refroidissement du recouvrement de la chambre de combustion et l'addition ultérieure d'air réduisent la température de gaz de sortie de chambre de combustion à une température acceptable. L'écoulement subit également une perte de pression due au frottement et au mélange.



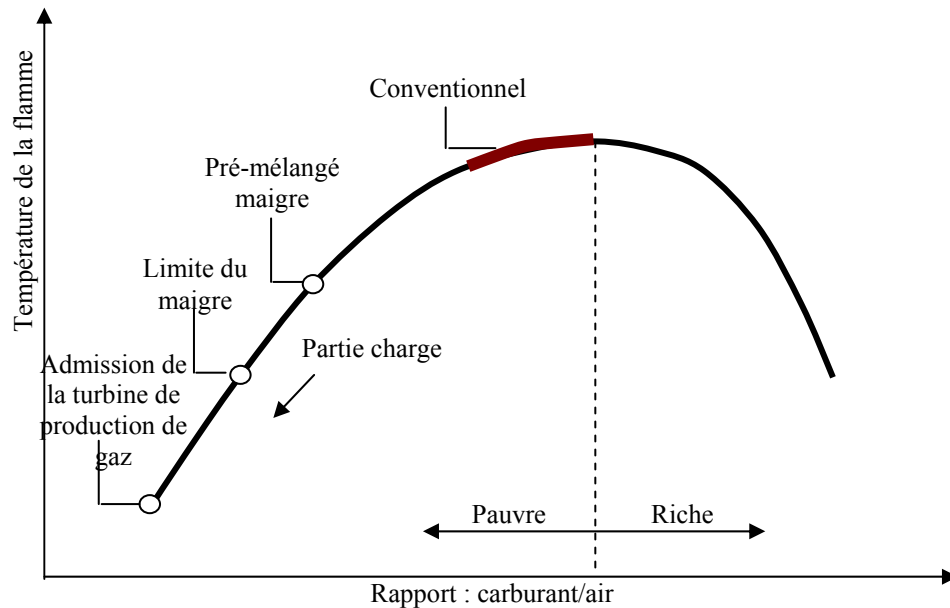
Figure(II-21) : Profil de la température axiale dans la chambre de combustion.

II.5.5- Faible émission des NOx secs

L'idée générale derrière une faible émission des NOx secs (DLN) d'une chambre de combustion en service est de produire un carburant prémélangé d'air avant d'entrer dans la chambre de combustion [84-87]. Le carburant prémélangé est responsable d'une basse température de flamme, produisant ainsi des taux inférieurs d'oxyde d'azote NOx (figure(II-22)). Puisque le mélange est très pauvre, assez près de la limite d'extinction, le rapport f doit être maintenu constant dans des limites assez étroites. C'est également nécessaire à une autre contrainte : les températures de combustion inférieures tendent à mener à une quantité plus élevée de produits liés à la combustion incomplète, telle que le CO et UHC. La nécessité de contrôler le rapport f est directement lié aux différentes performances de la partie charge lorsqu'on compare les turbines à gaz à chambre de combustion conventionnelle aux moteurs de DLN.

Dans certains niveaux de la section charge, habituellement les moteurs de DLN purgent une certaine quantité d'air de la sortie du compresseur directement dans le canal d'échappement. Tandis que le débit d'air d'un moteur quelconque à deux arbres est réduit à la partie charge, la réduction du débit d'air pour un moteur à combustion conventionnel est plus grande que pour un moteur de DLN.

Cependant, les niveaux d'émissions de NOx des moteurs de DLN sont toujours plus bas que pour des moteurs avec la combustion conventionnelle.

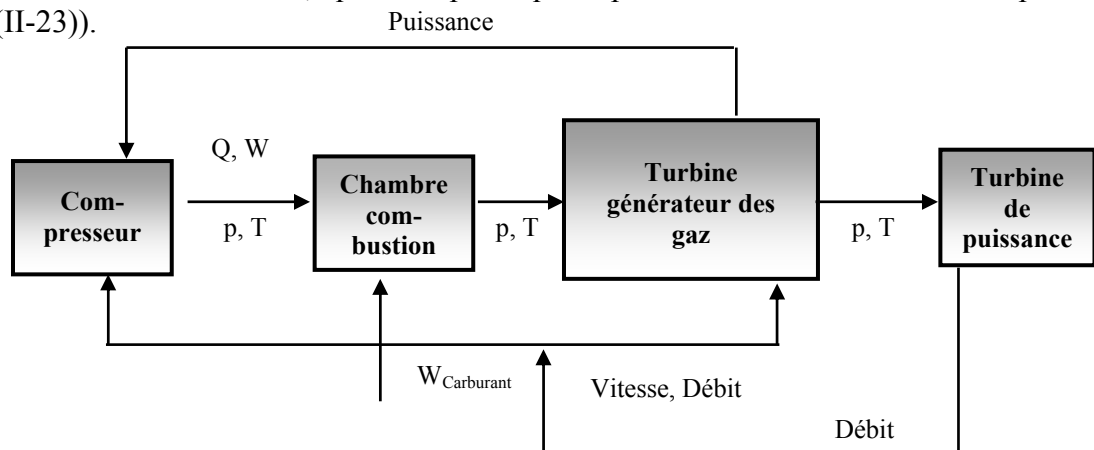


Figure(II-22) : *Température de flamme en fonction du rapport Carburant-à-Air.*

Il n'y a aucune évidence que le taux de compression influence sur le taux de production de NOx dans des systèmes de DLN. Il pourrait y avoir quelques compromis nécessaires pour des moteurs avec les températures d'allumage élevées concernant l'utilisation d'air de refroidissement. Mais c'est un effet secondaire, parce que la température de sortie de chambre de combustion et la température de flamme ne sont pas directement reliées. Quelques moteurs aerodérivatives, qui tendent à avoir des taux de compression élevés, ont de l'espace limité pour le système de combustion, pourraient ainsi être dans une position défavorable. Ce n'est pas principalement dû au haut taux de compression, mais plutôt à la conception particulière du moteur. Un facteur limiteur d'abaisser des émissions de NOx est souvent conduit par le début des oscillations de la chambre de combustion. Encore, il n'y a aucune évidence que les fenêtres de régulation qui permettent le fonctionnement sans oscillations sont influencées par la pression ou la température d'allumage. Elles semblent plutôt bien dépendre davantage de la conception particulière du moteur.

II.6- Interaction des composants d'une TAG

Quand le compresseur, la turbine de générateur de gaz, et la turbine de puissance sont combinés dans une turbine à gaz, le fonctionnement de chaque composant subit certaines contraintes de fonctionnement, qui sont provoquées par l'interaction entre les composants (figure(II-23)).



Figure(II-23) : *Interaction entre les composants d'une turbine à gaz.*

Par exemple, le compresseur comprime une certaine masse d'air d'écoulement, qui quitte le compresseur avec une pression nécessaire pour forcer la masse à traverser la section turbine. D'autre part, la turbine de générateur de gaz doit produire une puissance suffisante pour entraîner le générateur. La puissance produite par la turbine est liée à la température d'allumage, et celle-ci a un effet sur la pression de débit nécessaire du compresseur.

Les composants sont conçus pour un fonctionnement global à leurs rendements plus élevés à un point de conception optimal, mais le fonctionnement des composants l'un à l'autre doit également être considéré au point de conception. Les contraintes et les conditions sont différentes pour le cas d'un seul arbre et à deux arbres, par conséquent elles sont traitées séparément.

II.6.1- Turbines à gaz à un seul arbre

Un moteur d'axe simple se compose d'un compresseur d'air, d'une chambre de combustion et d'une turbine. Le compresseur produit de l'air à une haute pression, qui est introduit dans la chambre de combustion où le carburant est brûlé. Les produits et les gaz de combustion laissent la chambre de combustion à la pression et à la température élevées. Ces gaz sont détendus dans la turbine de générateur de gaz qui fournit la puissance à l'entraînement du compresseur d'air. La puissance restante est utilisée comme moyen d'entraînement la charge. La plupart des turbines à un seul arbre sont utilisées pour entraîner les générateurs électriques aux vitesses constantes. Le fonctionnement des composants exige les conditions suivantes :

- Vitesse du compresseur = vitesse de la turbine du générateur de gaz
- débit massique traversant la turbine = débit massique traversant le compresseur – le débit massique de purge + débit massique du carburant.
- Puissance du compresseur < puissance de la turbine.

Des diagrammes typiques de compresseur et de turbine sont montrés sur les figures(II-6 et II-7), respectivement.

Le fait que le fonctionnement de la turbine à gaz s'effectue avec une vitesse moyenne constante pour n'importe quel point de fonctionnement du compresseur de moteur se trouve sur une ligne de vitesse simple (pour des conditions ambiantes données). Des augmentations de charge sont initiées par l'augmentation du débit de carburant, qui augmente la température d'allumage. Etant donné que la première tuyère de la turbine est habituellement saturée (choking), le point de fonctionnement du compresseur se déplace à un taux de compression plus élevé pour compenser la densité réduite (de la température plus élevée d'allumage). Les points de fonctionnement possibles du compresseur dépendent du fonctionnement de charge sont également montrés dans les diagrammes du compresseur (figures(II-18 et II-19)).

Dans le cas du moteur à axe simple entraînant un générateur, la diminution de la puissance de sortie est due aux changements minutieux du débit massique du compresseur et à une certaine réduction du taux de compression de compresseur.

II.6.2- Turbines à gaz à deux arbres

Une turbine à gaz à deux axes (figure(II-1b)) se compose d'un compresseur d'air, d'une chambre de combustion, d'une turbine de générateur de gaz et d'une turbine de puissance. Le compresseur d'air produit de l'air à une haute pression, qui est introduit dans la chambre de combustion où le carburant est brûlé. Les produits de combustion et l'excès d'air quittent la chambre de combustion et se détendent dans la turbine de générateur de gaz, qui a un rôle unique de fournir la puissance du compresseur d'air. Après avoir quitté la turbine de générateur de gaz, le gaz ayant encore une haute pression et température se détend dans la

turbine de puissance reliée à l'équipement à entraîner. On doit noter que la turbine de puissance ainsi que l'équipement entraîné peuvent fonctionner à une vitesse indépendante de celle du générateur de gaz.

La vitesse du générateur de gaz est contrôlée par la quantité de combustible injectée dans la chambre de combustion. Les deux contraintes de fonctionnement sont la température d'allumage et la vitesse maximale du générateur de gaz. Si le débit du combustible est augmenté, la température d'allumage et vitesse de générateur de gaz augmentent, jusqu'à ce qu'une des deux limites de fonctionnement soit atteinte. Des ailettes variables du stator du compresseur sont fréquemment utilisées, afin de contrôler le flux d'air, optimisant ainsi la vitesse du générateur de gaz. Dans le moteur à deux axes, le débit d'air est contrôlé par les capacités d'écoulement de gaz du générateur de gaz et des tuyères de la turbine de puissance.

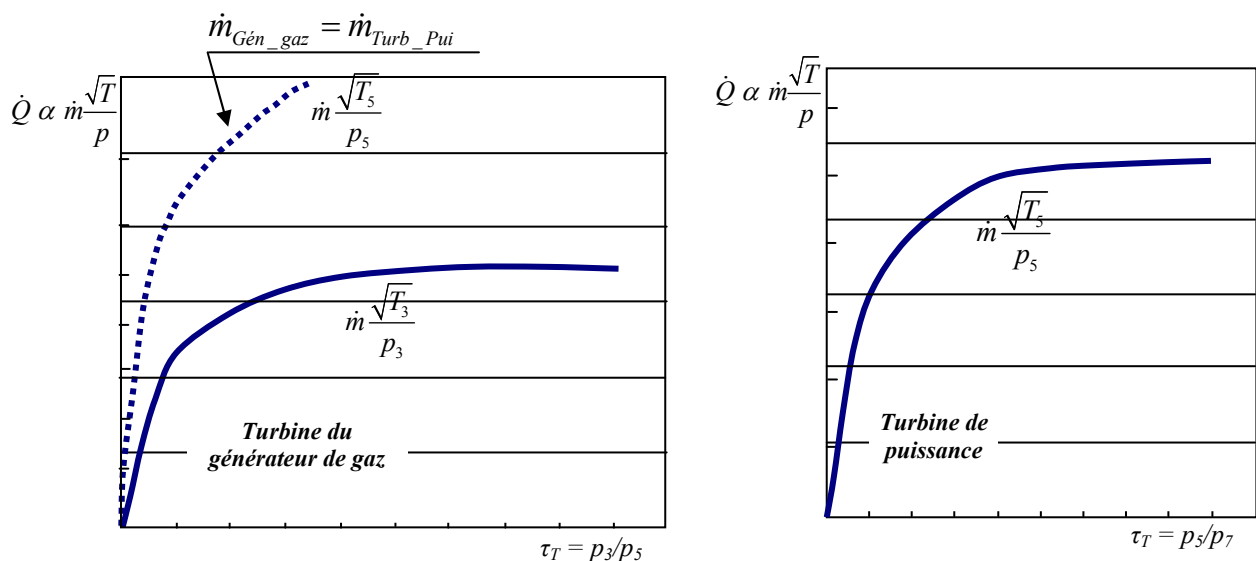
L'augmentation de la vitesse et de la température du générateur de gaz fournissent à la turbine de puissance un gaz à une énergie plus élevée, qui permet à celle-ci de produire plus de puissance. Si la puissance de la turbine est plus grande que la puissance absorbée par la charge, le système accélère jusqu'à ce que l'équilibre soit atteint.

Le fonctionnement des composants exige les conditions suivantes :

- Vitesse de rotation du compresseur = vitesse de rotation de la turbine du générateur de gaz
- Débit massique traversant la turbine = débit massique traversant le compresseur – débit massique des pertes (refroidissement) + débit massique du carburant.
- Puissance du compresseur = puissance de la turbine de générateur de gaz – puissance des pertes mécanique.

Des diagrammes typiques du compresseur et de la turbine sont montrés respectivement sur les figures(II-19 et II-24). Le générateur du gaz pour un moteur à deux axes s'adapte pour différentes conditions de charge (et, en conséquence, au débit du combustible différent) en changeant les deux paramètres : la vitesse de rotation et la température d'allumage du cycle. Notez que les points de fonctionnement du compresseur sont différents entre moteur d'un axe simple et un moteur à deux axes.

Le moteur à deux axes fonctionne avec la turbine de générateur de gaz et la turbine de puissance en série. Le taux de compression de détente de turbine de puissance p_5/p_a est ainsi lié au taux de compression de compresseur p_2/p_a par :



Figure(II-24) : Carte schématique de performance de turbine pour deux turbines.
(Générateur de gaz et turbine de puissance) en série.

$$\frac{p_5}{p_a} = \frac{p_2}{p_a} \frac{p_3}{p_2} \frac{p_5}{p_3} \quad (\text{II-28})$$

Le taux de compression maximum possible p_5/p_a est contrôlé par la capacité du flux $\dot{Q}_5$ de la turbine de puissance. En particulier si la turbine de puissance est saturée «choked», il est nécessaire de fonctionner la turbine de générateur de gaz à un point fixe (figure(II-24)). Dans plusieurs cas, les deux composants : la tuyère du premier étage de la turbine du générateur de gaz et la tuyère de la turbine de puissance fonctionnent près des conditions d'étranglement de l'écoulement (choked flow conditions). Dans ce cas, l'écoulement réel $\dot{Q}_3$ qui traverse la tuyère de la turbine du générateur de gaz est pratiquement constant. Le débit massique dépend alors seulement de la pression p_3 , de la température d'allumage T_3 , la composition du gaz (qui détermine la chaleur spécifique des gaz à la sortie de la chambre de combustion, ainsi que l'augmentation du volume pendant la détente), et la géométrie de la tuyère, qui détermine la section du passage d'écoulement.

La variation des paramètres ci-dessus entraîne les conséquences suivantes :

- L'augmentation de la température d'allumage (sans changement de la vitesse de rotation ou de géométrie) conduit à un débit massique plus bas.
- L'augmentation de la vitesse de rotation du générateur de gaz, de ce fait la croissance du p_2 et du p_3 , tiendra compte d'un plus grand débit massique de l'écoulement.
- Le taux de compression, la vitesse, et la température d'allumage sont tous liés, et ne peuvent pas être changés indépendamment les uns des autres. La géométrie de la turbine détermine les deux débits d'écoulement $\dot{Q}_3$ et $\dot{Q}_5$, aussi bien que le rendement de la turbine du générateur de gaz. La géométrie et la vitesse du compresseur sont déterminées par le flux d'air.
- Avec les ailettes de guidage d'admission variable le flux d'air peut être changé sans changer la vitesse de générateur de gaz, de ce fait en fixant une nouvelle T_3 et un taux de compression du compresseur p_2/p_1 différent. La relation entre τ et T_3 demeure, cependant, inchangeable. Seuls les paramètres d'écoulement de turbine déterminent le comportement du générateur de gaz, pas l'arrangement du réglage d'ailettes de guidage d'admission.

Le moteur à deux arbres à une turbine de puissance n'est pas mécaniquement couplé avec l'axe du générateur de gaz. Les performances globales de la turbine à gaz sont optimales pour une température ambiante de fonctionnement donnée. Si la puissance utile de la turbine de puissance doit être augmentée, la soupape de commande du carburant doit s'ouvrir pour injecter plus du carburant dans la chambre de combustion. Ceci conduit à une augmentation de la vitesse du générateur de gaz et de la température maximale du cycle, de ce fait une augmentation de la puissance disponible de la turbine à gaz.

En raison des contraintes mécaniques, les deux paramètres : la vitesse du générateur de gaz et la température d'allumage ont des limites supérieures qui ne peuvent pas être dépassées sans endommager le moteur ou réduire sa durée de vie.

II.6.3- Comparaison entre les TAG à un arbre et à deux arbres

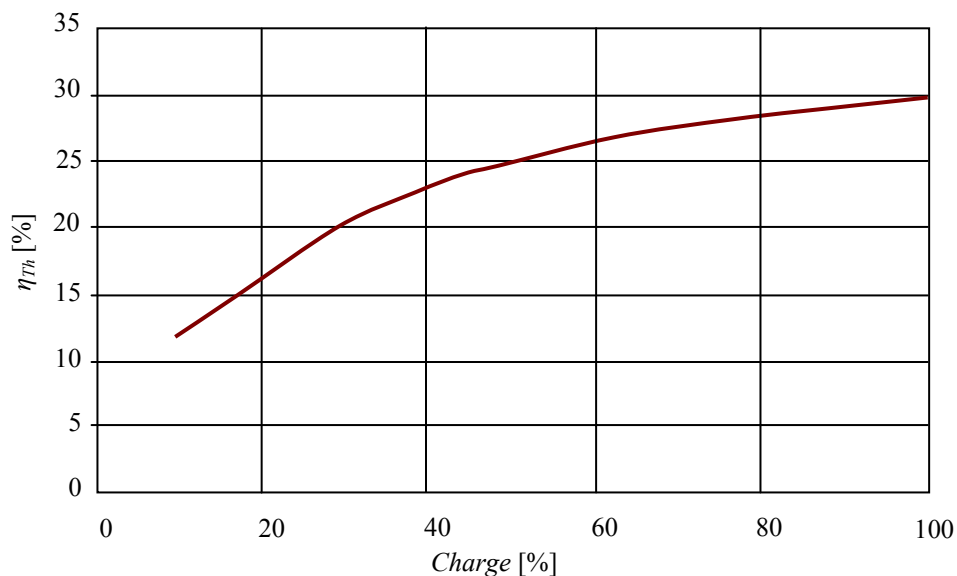
Le choix d'employer une centrale d'axe simple ou à deux axes est déterminé par les caractéristiques de la charge motrice. Si la vitesse de charge est constante, comme dans le cas d'un générateur électrique, une unité d'axe simple est souvent indiquée. Si la charge doit être

conduite avec des vitesses variables (compresseurs, pompes), un moteur à deux arbres est avantageux.

Les caractéristiques du couple sont différentes, et la variation du couple avec la vitesse de sortie à une puissance donnée peut déterminer le moteur convenable pour certaines applications. Le compresseur d'un moteur d'axe simple est destiné pour tourner à un certain multiple de la vitesse de charge, fixé par le rapport de vitesse de transmission, de sorte qu'une réduction de vitesse de charge implique une réduction de vitesse de compresseur. Ceci a comme conséquence une baisse du débit massique par conséquent du rendement et du couple. Ce type de turbine est d'utilisation limitée pour l'entraînement mécanique. L'unité à deux axes, ayant une turbine de puissance libre possède la caractéristique de couple très favorable. Pour un débit de combustible constant, et la vitesse du générateur de gaz constante, la turbine de puissance libre peut fournir une puissance relativement constante pour une large gamme de vitesse. C'est dû au fait que le compresseur peut assurer un débit constant à une vitesse donnée, indépendamment de la vitesse de la turbine libre. En outre, pour des conditions de fonctionnement du générateur de gaz fixes, la réduction de la vitesse de sortie est comme une conséquence d'une augmentation du couple.

II.6.4- Charge

Toute turbine à gaz subit une réduction du rendement avec la baisse de la charge (figure(II-25)). La réduction du rendement est différente d'une conception à une autre. En particulier, les moteurs de DLN montrent différents rendements de partie charge par rapport à ceux de combustion conventionnel. Le comportement de la partie charge d'axe simple et à deux axes, de la combustion standard, et de concepts de bas secs NOx sont fondamentalement différents. C'est dû à la configuration aérodynamique différente et aux conditions de garder un rapport minimal du f pour des moteurs conventionnels.



Figure(II-25) : Rendement des turbines à gaz industrielles typiques en fonction de la charge.

Pour un moteur d'axe simple, qui doit fonctionner à une vitesse constante du générateur de gaz (pour garder la fréquence du générateur constante), ceci signifie que la température d'allumage sera changée avec la charge. Un capteur maintiendra la vitesse constante et augmentera le débit du combustible avec l'augmentation de la charge, augmentant ainsi la température d'allumage, jusqu'à ce que la limite de contrôle soit atteinte. En raison de la vitesse constante, le flux d'air à travers le moteur ne changera pas considérablement entre le chargement complet et la charge partielle. Ceci signifie que le rapport carburant-air baisse

d'une manière significative à la charge partielle et la température de sortie de la chambre de combustion baisse de la manière significative du chargement complet au chargement partiel. Par conséquent, la plupart des moteurs de NOx secs bas d'axe simple utilisent des ailettes du stator variable sur le compresseur du moteur pour changer le flux d'air, et gardant ainsi le rapport carburant-air relativement constant.

Pour un moteur à deux axes, la vitesse du générateur de gaz et la température d'allumage changent avec la charge. Une augmentation de charge à la turbine de puissance fera augmenter le débit du combustible. Comme le générateur de gaz n'est pas couplé mécaniquement avec la turbine de puissance, son accélération conduit à une augmentation du débit d'air, de la pression à la sortie du compresseur et du débit massique du fluide moteur. L'augmentation de la vitesse du générateur de gaz signifie que le compresseur fonctionne à un nombre de Mach plus élevé. En même temps le débit du combustible de combustible accru augmentera également la température d'allumage.

II.6.5- Vitesse de rotation de la turbine de puissance

Pour des conditions de fonctionnement fixées du générateur de gaz, il existe une vitesse optimale de la turbine de puissance à laquelle son rendement est maximal. Aérodynamiquement, ce point optimum est caractérisé par un certain débit d'écoulement réel $\dot{Q}_5$ au-dessus de la vitesse de rotation N_{PT} . Le débit volumétrique dépend de la température ambiante et de la charge.

II.7- Influence des technologies de contrôle d'émission

Toutes les technologies de contrôle d'émission qui emploient une combustion prémélangée exigent une gestion précise du rapport carburant-air dans la zone primaire de la chambre de combustion (c.-à-d. où la combustion initiale a lieu) aussi bien qu'une distribution précise des débits de refroidissement de recouvrement de la chambre de combustion (eau ou vapeur à injecter). Les déviations dans ces sections peuvent mener à l'augmentation de la production de NOx, les niveaux plus élevés de CO s'obtiennent à l'extinction de la flamme de combustion.

La combustion pré-mélangée réalise la réduction des émissions de NOx en abaissant la température de flamme déterminée par le rapport carburant-air dans la zone de combustion. Un rapport stœchiométrique (comme dans des chambres de combustion conventionnelles) mène aux températures élevées de flamme, alors qu'une déviation du rapport carburant-air peut abaisser la température de flamme d'une manière significative, et faire fonctionner la TAG près de la limite d'extinction.

Plusieurs approches pour contrôler le rapport carburant-air afin d'éviter l'extinction à la charge partielle ou aux situations transitoires.

Toutes ces approches peuvent avoir un effet sur les caractéristiques de performances de la partie charge de la turbine à gaz.

II.7.1- Ailettes d'admission et ailettes du stator variables

Beaucoup de turbines à gaz modernes utilisent des ailettes variables à l'admission et dans le stator du compresseur. Les palettes réglables permettent le changement des caractéristiques d'étages du compresseur. Ceci signifie que pour un taux de compression donné elles changent le passage du débit d'air du compresseur. Il est donc possible de changer le parcours du débit à travers le compresseur sans changer sa vitesse. Il y a trois applications importantes :

1. Pendant le démarrage de la TAG, il est possible de maintenir le compresseur depuis le fonctionnement dans la montée subite.
2. Le flux d'air peut être contrôlé pour maintenir un rapport carburant-air constant dans la chambre de combustion pour des applications de bas sec NOx sur les machines d'axe simples.
3. Dans la TAG à deux axes, le fonctionnement de la turbine de générateur de gaz peut être gardé à son rendement plus élevé.

II.7.2- Charges d'accessoire

Les charges d'accessoires sont dues au guidage mécanique de la pompe hydraulique de lubrification. La charge d'accessoire peut être traitée facilement dans un moteur d'axe simple par un moteur électrique est soustraite ainsi du rendement global de la turbine.

Dans une turbine à gaz à deux arbres, la charge d'accessoire est typiquement prise du générateur de gaz. Afin de satisfaire les conditions d'équilibre le générateur de gaz devra mettre en marche plus de charge. Ceci conduit à obtenir plus de puissance nette à des conditions au-dessous de la température maximale du cycle. Quand la température d'allumage est limitée, la puissance utile décroît rapidement sans la charge.

II.7.3- Contrôle de la température

Un des deux paramètres de fonctionnement d'une turbine à gaz est la température d'admission du rotor de la turbine (T_3). Il n'est pas possible de mesurer cette température directement [88]. Par conséquent, la température d'admission dans la turbine de puissance (T_5) est mesurée à la place de T_3 . Le rapport entre T_3 et T_5 est déterminé pendant le test d'essai de la centrale, où T_5 est mesuré et T_3 est déterminée à partir d'un bilan énergétique thermodynamique. Ce bilan énergétique exige la détermination précise de la puissance de sortie et du débit d'air, et peut donc être déterminé mieux pendant le test d'essai de la centrale à TAG.

Il doit être noté que les températures T_3 et T_5 ne sont pas distribuées uniformément radialement et longitudinale dans les plans de référence (c.-à-d., à la sortie de la chambre de combustion, à l'admission du rotor, à l'admission de la turbine de puissance). Mais le calcul des performances emploie une température thermodynamique moyenne.

II.8- Influence des conditions ambiantes

II.8.1- Température ambiante

Les variations de la température ambiante ont un impact sur la puissance de la charge totale et du rapport de chaleur, mais également sur les performances de la turbine de puissance. Les fabricants donnent les diagrammes typiques des performances qui décrivent ces rapports pour des conditions standard (ISO). Ces courbes sont le résultat de l'interaction entre les divers éléments mobiles et le système de contrôle.

Effets du changement de température ambiants sur les performances des TAG

- L'augmentation de la température ambiante baisse la masse volumique d'air d'admission, de ce fait une réduction du débit massique traversant la turbine, et cela conduit à une réduction du rendement à la sortie. A une vitesse constante, où le débit volumique reste approximativement invariable, le débit massique augmente avec la diminution de la température et vis versa.

- Le taux de compression, à une vitesse constante, devient plus petit avec l'augmentation de la température. Ceci peut être déterminé à partir du diagramme de Mollier, prouvant que plus la température d'admission est haute, plus du travail absorbé est exigé pour réaliser une certaine élévation de pression. Le travail accru doit être fourni par la turbine de générateur de gaz, et ainsi une puissance perdue de la turbine libre.

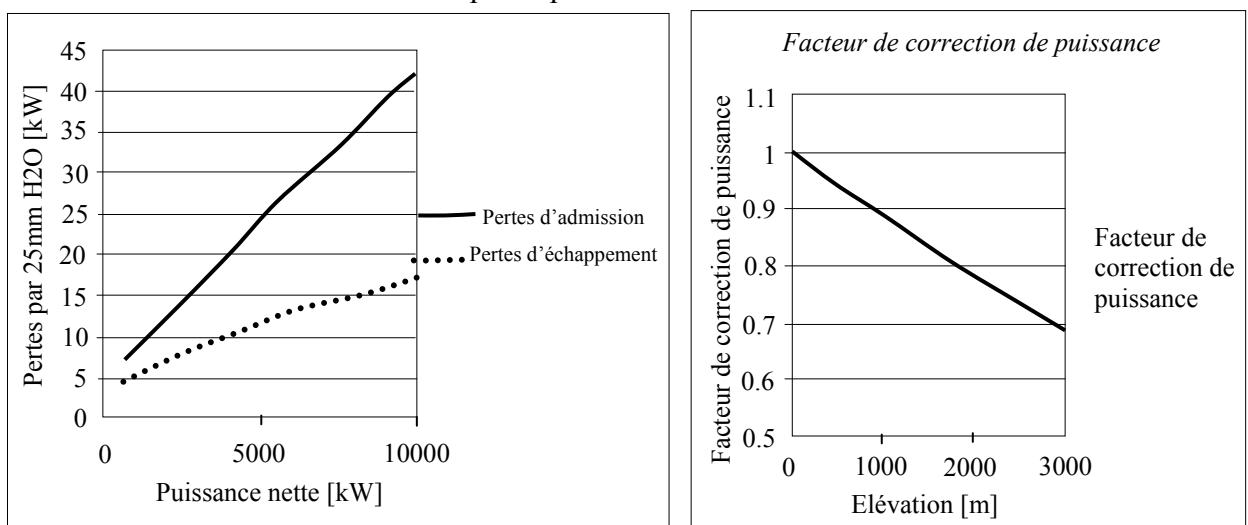
Le diagramme h-s (figure(II-9)) décrit le cycle de Brayton pour une turbine à gaz à deux axes. Les lignes 1-2 et 3-5 doivent être approximativement égales, parce que le travail du compresseur doit être fourni par la puissance de la turbine du générateur de gaz et la ligne 5-7 décrit la détente dans la turbine de puissance. A des températures ambiantes plus élevées, le point de départ 1 se déplace à une température plus élevée et ainsi la pression de sortie sera inférieure.

Le processus de combustion 2-3, avec une température plus élevée de sortie du compresseur et en considérant que la température d'allumage T_3 est limitée, on constate que moins de chaleur possible est donnée, c.-à-d., moins de carburant sera consommé. Le processus de la détente qui a lieu avec un taux de détente moins de ce de compression, ou une plus grande partie du travail disponible de la détente est employée dans la turbine de générateur de gaz, laissant moins du travail disponible pour la turbine de puissance.

L'effet des températures ambiantes élevées est une augmentation de la quantité de chaleur et une réduction de la puissance utile. L'impact de la température ambiante est habituellement moins prononcé pour la quantité de chaleur que pour la puissance utile, parce que l'impact des changements de la température ambiante est moins évident sur les rendements des composants que sur la puissance globale du cycle.

II.8.2- Pertes de pression à l'admission et à l'échappement

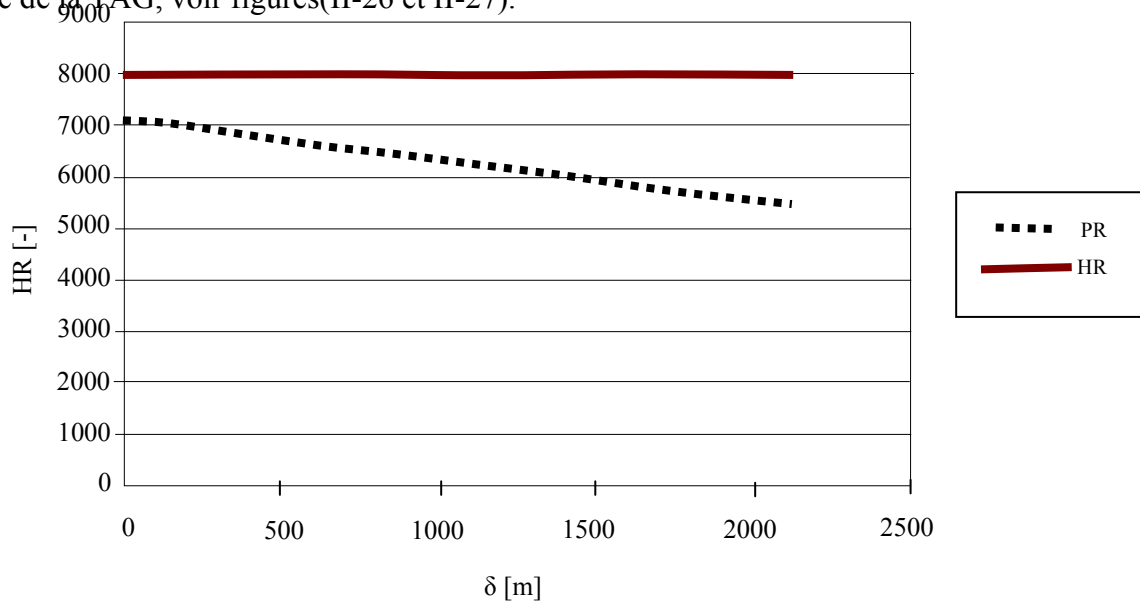
Le système d'admission se compose d'un ou plusieurs systèmes de filtration, d'un silencieux, d'une canalisation, d'un humidificateur, du refroidisseur par évaporation, et d'autres systèmes. Le dispositif d'échappement peut inclure un silencieux, une canalisation, et des systèmes de régénération de la chaleur de récupération. Tous ces systèmes causent des chutes de pression. Ces pertes inévitables de pression dans l'admission et le dispositif d'échappement causent une réduction dans la puissance et le rendement du cycle de la machine. La réduction de la puissance, peut être décrite par les courbes simples de correction, qui sont habituellement fournies par le fabricant de l'équipement représentées sur la figure(II-26) [85]. L'impact sur la quantité de chaleur est calculé en prenant le débit du combustible à des conditions ISO et en le divisant par la puissance réduite.



Figure(II-26) : Facteurs de correction pour des pertes d'admission, des pertes d'échappement et l'altitude d'emplacement.

II.8.3- Pression ambiante

L'altitude d'emplacement de l'équipement ou simplement le changement des conditions atmosphériques entraîne la réduction de la masse volumique d'air influe sur la puissance de sortie de la TAG, voir figures(II-26 et II-27).



Figure(II-27) : *Taux de puissance et de chaleur en fonction de l'altitude d'emplacement.*

L'impact est universel pour n'importe quelle TAG, si la pression ambiante est connue, la correction de performance peut être décrite d'après [85] par la relation :

$$\delta = \frac{p_{Amb} ["Hg]}{29.929 ["Hg]} \quad (II-29)$$

Si seulement l'altitude d'emplacement est connue, la pression ambiante aux conditions normales d'après [85] est :

$$p_{Amb} = p_{eleva} \cdot e^{\frac{elevation (ft)}{27200}} \quad (II-30)$$

II.8.4- Carburant

L'influence de la composition du carburant sur les performances des TAG est plutôt complexe, l'effet positif sur la performance est plutôt petit si le carburant est le gaz naturel. Le gaz carburant avec une grande quantité de composants inertes (tels que (CO₂) ou (N₂)) a un bas indice de Wobbe, alors que les substances avec une grande quantité des hydrocarbures plus lourds ont un indice de Wobbe élevé.

Cet indice est utilisé dans les applications domestiques du gaz pour déterminer les pressions d'alimentation à appliquer à un injecteur pour conserver la puissance pour des pressions variables.

Généralement les moteurs fourniront légèrement plus de puissance si l'indice de Wobbe est réduit :

$$I_w = \frac{PCI}{\sqrt{S_G}} \quad (II-31)$$

Avec PCI est le pouvoir calorifique inférieur du carburant,
S_G : est la pesanteur spécifique du gaz.

La pression du gaz carburant dans l'injecteur doit être suffisante pour surmonter toutes les pertes de pression dans l'installation du carburant et dans la chambre de combustion.

Les turbines à gaz industrielles permettent le fonctionnement avec une grande variété de combustibles liquides et gazeux. Pour déterminer le carburant convenable au fonctionnement d'une installation, divers paramètres physiques du carburant proposé doivent être déterminés : valeur calorifique, point de condensation, coefficient de Joule-Thompson, indice de Wobbe, et autres.

Les gaz carburants des turbines à gaz sont les gaz du combustible ou les mélanges combustibles et des gaz inertes avec une variété de compositions couvrant une gamme de valeurs calorifiques et de densités. Les composants du combustible peuvent être du méthane et d'autres hydrocarbures moléculaire à faible poids, hydrogène et oxyde de carbone. Les principaux composants inertes sont l'azote, le dioxyde carbonique CO_2 , et la vapeur d'eau.

Les combustibles gazeux peuvent varier leurs qualités par l'ajout des contaminants dans leur composition :

- Solides.
- L'eau.
- Gaz lourds présenté comme liquides.
- Huile typique d'huiles de compresseur.
- Sulfure d'hydrogène (H_2S),
- Hydrogène (H_2),
- Oxyde de carbone (CO).
- Dioxyde carbonique (CO_2),
- Siloxane.

D'autres facteurs qui affectent la turbine ou la durée de vie et les performances du système de combustion tels que la valeur calorifique inférieure (PCI), la pesanteur spécifique (S_G), la température de carburant, et la température ambiante.

II.8.5- Humidité relative

L'impact sur les performances de la TAG sera mieux décrit par la teneur en eau d'air. Puisque la concentration d'eau dans l'air pour la même humidité relative augmente avec l'augmentation de la température, les effets sur les performances de la machine sont négligeables pour de basses températures ambiantes. Ces effets sont assez petits dans la gamme d'humidité de 1 à 2 % si les températures vont jusqu'à 38°C . Comme la teneur en eau change les propriétés thermodynamiques de l'air (telles que la densité et la capacité calorifique), elle cause les changements de performances des TAG.

II.9- Courbes typiques des TAG

Les performances d'une turbine à gaz changent d'une manière significative d'une conception à une autre, le procédé pour déterminer les performances de ces machines pour un point de fonctionnement indiqué est d'employer les diagrammes de performances du fabricant.

Les courbes typiques de performance des TAG, pour les moteurs d'axe simple et pour les moteurs à deux axes, sont montrées dans la référence [85]. Généralement ces courbes peuvent être employées pour déterminer le chargement complet de la TAG obtenu à une température ambiante fixe et à une vitesse donnée de la turbine de puissance. Ces courbes

montrent également le débit du combustible et des gaz d'échappement en fonction de la charge. Dans le but du diagnostique, les diagrammes permettent également la détermination de la pression à la sortie du compresseur, de la température de contrôle (typiquement la température d'admission de turbine de puissance ou la température d'échappement), et de la vitesse prévue du générateur de gaz pour n'importe quel point de fonctionnement.

II.10- Dégradation des performances des TAG

Toute machine en fonctionnement dépend considérablement de son niveau d'utilisation et de la durée de vie de ces composants. De nos jours limiter les effets de l'usure et de corrosion et la recherche pour prédire les performances d'une TAG sont des questions d'actualité. Les mécanismes qui causent la dégradation de la machine sont :

- Changements des surfaces des aubes dues à l'érosion ou à l'encrassement, et l'effet sur l'aérodynamique d'aube.
- Changements de la géométrie des joints et des dégagements, et l'effet sur les écoulements parasites.
- Changements dans le système de combustion.

II.11- Protection contre les dégradations

La dégradation des moteurs à combustion interne ne peut pas être entièrement évitée, néanmoins certaines précautions peuvent clairement ralentir les effets vers le bas. Ces précautions incluent le choix et l'entretien soigneux de l'équipement de filtration d'air, et le traitement du carburant, de la vapeur, ou de l'eau qui sont injectés dans le processus de combustion. Il faut inclure également le respect des recommandations des fabricants concernant l'arrêt et la remise en marche des machines. Pour cela il est recommandé de ne pas faire subir à l'équipement une montée brusque et subite en puissance après un arrêt prolongé. Quant à l'injection de vapeur, il est à noter que les conditions pour des limites de contaminants pour une turbine à gaz sont, en raison des températures de processus plus élevées, plus rigoureuses que pour une turbine à vapeur.

Les conditions d'emplacement et d'environnement qui dictent les contaminants aéroportés, leur taille, la concentration et la composition ont besoin d'être considéré dans le choix de la filtration d'air. Les conditions atmosphériques, telles que l'humidité, précipitation, brume, brouillard, la poussière, la vapeur, les échappements industriels, affecteront principalement le compresseur de moteur. La qualité du carburant affectera la section chaude. La propreté du gaz de processus, les particules entraînées affectera les performances de l'équipement entraîné.

Conclusion

Dans ce chapitre, le principe de fonctionnement et les différentes configurations d'une turbine à gaz ont été exposés. Pour cela les deux types de cycle de Joule, idéal et réel, et la description des équations des différents processus du cycle ont été présentés.

En outre on a passé en revue les effets des changements de la température de l'air ambiant, de la pression atmosphérique, des pertes de charge à l'admission et à l'échappement, de l'humidité relative, des charges accessoires, des différents constituants du carburant utilisé sur les performances de la machine.

Les matières présentées visent à justifier les actions futures à mener pour améliorer les performances des TAG utilisées dans l'industrie des hydrocarbures.

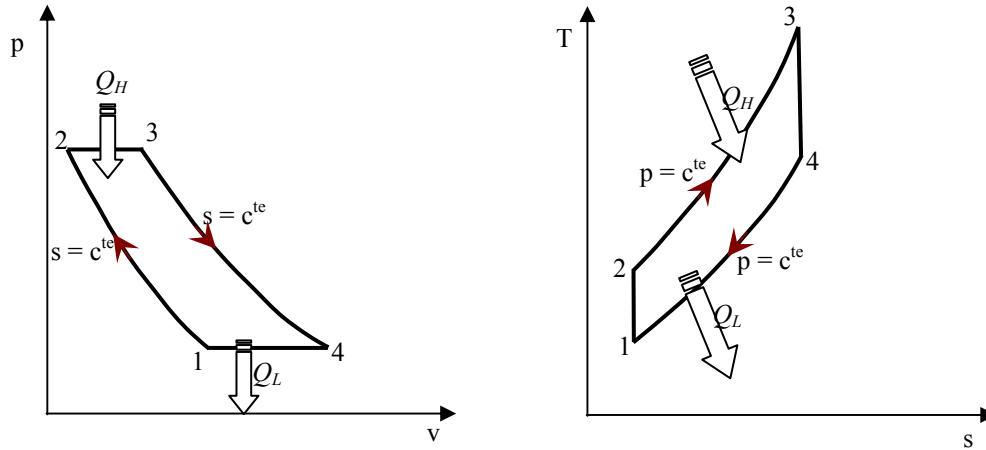
Chapitre-III : Méthodes d'amélioration du cycle d'une TAG

Introduction

L'utilisation des TAG dans les centrales thermique et 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 le cycle sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [1-14].

III.1- Cycle idéal de Brayton

Le cycle idéal de travail d'une turbine à gaz est le cycle de Brayton, il se compose de deux adiabatiques réversibles (isentropique) et de deux processus à pression constante (figure(III-1)). Le gaz est comprimé isentropiquement du point 1 à 2, le chauffage à la pression constante de 2 à 3, et alors une détente isentropique dans la turbine du point 3 à 4. Le refroidissement se produit du point 4 au point 1, dans un échangeur de chaleur (cycle fermé) ou à l'atmosphère (cycle ouvert).



Figure(III-1) : Diagrammes p-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.

La puissance développée dans la turbine, avec une variation relativement négligeable de l'énergie cinétique du gaz, P_T , est égale à la chute d'enthalpie, est exprimée par :

$$|P_T| = \dot{H}_3 - \dot{H}_4 = \dot{m} (h_3 - h_4) \quad (\text{III-1})$$

Dans le cas où la chaleur spécifique est en fonction de la température, cette équation peut être réécrite sous la forme :

$$|P_T| = \dot{m} \int_{T_3}^{T_4} c_p(T) dT \quad (\text{III-2})$$

Et le taux de détente à travers la turbine est donné par :

$$\tau_T = \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{III-3})$$

Ce qui est lié au rapport de température absolue à travers la turbine par :

$$\frac{T_3}{T_4} = \tau_T^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{III-4})$$

Où k est le rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant :

$$\begin{cases} k = \frac{c_p}{c_v} \\ c_p - c_v = R \end{cases} \quad (\text{III-5})$$

La combinaison des équations (III-3) et (III-4) et en remplaçant dans (III-1) :

$$|P_T| = \dot{m} c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (\text{III-6})$$

Le taux de compression à travers le compresseur est donné aussi par :

$$\tau_C = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{III-7})$$

Et :

$$\frac{T_2}{T_1} = \tau_C^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{III-8})$$

La puissance du compresseur serait également indiquée par :

$$P_C = \dot{m}_a (h_2 - h_1) = \dot{m}_a c_p T_2 \left(1 - \frac{1}{\tau_C^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (\text{III-9})$$

Supposons que $\tau_C = \tau_T = \tau$, c'est-à-dire, aucune perte de pression dans le cycle, une condition commune dans le cas idéal, le travail net du cycle est donné par :

$$P_{Ut} = |P_T| - P_C = \left[\dot{m} c_p (T_3 - T_2) \right] \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (\text{III-10})$$

La première expression entre parenthèses du côté droit de l'équation (III-10) est évidemment la chaleur amenée par la combustion :

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) \quad (\text{III-11})$$

La deuxième expression doit alors être le rendement thermique du cycle qui est une fonction de τ et de k :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \quad (\text{III-12})$$

Bien que les équations ci-dessus concernent les gaz dont la chaleur spécifique est constante, les tendances qu'elles prévoient s'appliquent à tous les gaz. Le rendement thermique du cycle est une fonction de τ et de k , est proportionnel avec τ , et indépendant des températures T_1 et T_3 du cycle, le travail spécifique peut être déterminé en réécrivant l'équation(III-10) en termes de T_1 et T_3 , en utilisant l'équation(III-4) :

$$w_{Ut} = c_p \left[T_1 \left(1 - \tau^{\frac{k-1}{k}} \right) + T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \quad (\text{III-13})$$

L'examen des équations(III-8 et III-13) permet d'écrire ce qui suit :
Pour n'importe quel gaz, une augmentation de τ de sa valeur plus basse de 1.0 (où le travail est zéro) diminue un terme d'équation(III-13) et augmente l'autre. Le travail net passe ainsi par un maximum pour une valeur optimale de τ .

Le taux de compression optimum peut être évalué pour le cycle idéal en différenciant le travail utile de l'équation(III-13) par rapport à τ et en égalisant la dérivée à zéro. Ceci donne une valeur de T_2 exprimée par :

$$T_2 = \sqrt{T_1 \cdot T_3} \quad (\text{III-14a})$$

Et pour le même taux de compression et de détente, on aura alors :

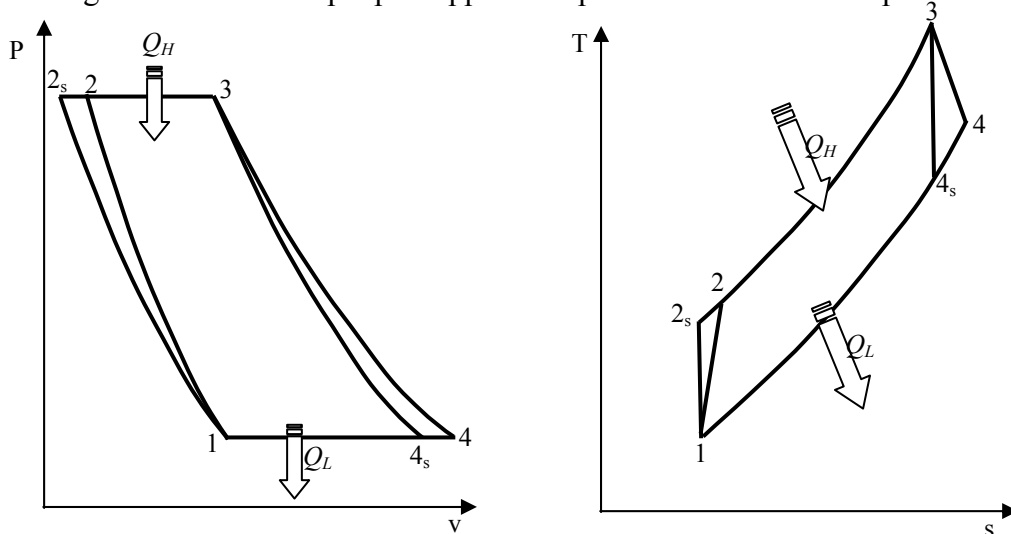
$$(T_2 = T_4)_{opt} = \sqrt{T_1 \cdot T_3} \quad (\text{III-14b})$$

Et :

$$\tau_{opt} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (\text{III-14c})$$

III.2- Cycle non-idéal de Brayton

Le cycle de Brayton compte tenu du frottement du fluide est représenté sur les diagrammes p-v et T-s à la figure(III-2), par 1-2-3-4. Les processus de compression et de détente en présence du frottement du fluide sont représentés par les lignes 1-2 et 3-4, on constate une augmentation d'entropie par rapport aux processus idéaux correspondants.



Figure(III-2) : Diagrammes de P-v et T-s de cycle idéal et non-idéal de Brayton.

Les baisses de pression pendant l'addition de la chaleur (2 - 3) et le rejet de la chaleur (4-1) sont négligées dans cette analyse, on considère aussi que le taux de détente dans la turbine égal au taux de compression du compresseur comme précédemment.

Les processus de compression et de détente avec le frottement du fluide peuvent être assignés à des polytropiques, également caractérisées par des rendements adiabatiques ou isentropiques, comme suit :

Rendement polytropique du compresseur :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{III-15})$$

Si nous supposons que la chaleur spécifique est constante :

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{III-16})$$

Pour le rendement polytropique de la turbine nous avons :

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{III-17})$$

Et pour la chaleur spécifique constante, le rendement thermique sera :

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{III-18})$$

La puissance utile du cycle est exprimée par :

$$P_{Ut} = \dot{m} c_p \left[(T_3 - T_{4s}) \eta_T - \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} \right] \quad (\text{III-19})$$

Cette équation peut être écrite en fonction des températures extrêmes du cycle (T_1 et T_3) et des rendements du compresseur et de la turbine :

$$P_{Ut} = \dot{m} c_p T_1 \left[\left(\eta_T \frac{T_3}{T_1} - \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c} \right) \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \quad (\text{III-20})$$

La deuxième quantité entre parenthèses peut être identifiée au rendement du cycle idéal correspondant, c.-à-d., en ayant le même taux de compression et le même fluide. Comme dans le cas du cycle idéal, la puissance spécifique du cycle non-ideal, $\dot{W}_{Ut} / \dot{m}$, atteint une valeur maximale à un certain taux de compression et il est une fonction directe de la chaleur spécifique du gaz utilisé.

La chaleur supplémentaire dans le cycle, Q , est donnée par:

$$\dot{Q}_n = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) = \dot{m} c_p \left[(T_3 - T_1) - \left(T_1 \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (\text{III-21})$$

Le rendement du cycle non-idéal peut être obtenu en divisant l'équation(III-20) par l'équation(III-21).

$$\eta_{th,r\acute{e}el} = \frac{\left[\left(\eta_T \frac{T_3}{T_1} - \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c} \right) \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right]}{\left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \left(\frac{\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right) \right]} \quad (\text{III-22})$$

Bien que le rendement du cycle idéal soit indépendant des températures du cycle, à moins qu'elles peuvent affecter k , est en augmentation asymptotique avec le τ , le rendement du cycle réel est une fonction des températures du cycle. Les deux taux de compression optimums, pour la puissance utile et pour le rendement, ne sont pas identiques, et ceci rend nécessaire un arrangement dans la conception.

Un autre effet du cycle non-idéal est le frottement du fluide dans les échangeurs de chaleur, la tuyauterie, etc... Ces résultats entraînent une chute de pression entre 2 et 3 (figure(III-2)) et la pression en 4 est plus grande qu'en 1. En d'autres termes le taux de compression τ_c à travers le compresseur serait plus grand que le taux de détente à travers la turbine τ_T .

D'autres effets tels que les pertes mécaniques dues aux frottements de roulements et les auxiliaires, pertes de chaleur, formes des chambres de combustion et déviation d'air pour refroidir les aubes de turbine sont à signaler dans le cycle réel.

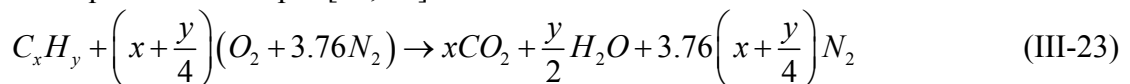
III.3- Combustion et émissions

III.3.1- Processus de combustion

La combustion est une réaction chimique pendant laquelle un carburant est oxydé et une grande quantité d'énergie est libérée [52]. Dans la littérature, on distingue la combustion complète et la combustion incomplète. Il est souvent utile d'étudier la combustion d'un carburant en supposant que la combustion est complète. Cependant, en traitant les processus réels de combustion on se rend compte qu'ils sont très souvent inachevés.

III.3.1.1- Processus d'une combustion complète

Un processus de combustion est complet si tout le carbone dans le carburant est complètement brûlé [54]. La forme générale de l'équation d'une combustion complète et stœchiométrique est donnée par [55, 84] :



Le coefficient stœchiométrique f_{Stoech} est défini par :

$$f_{Stoech} = x + \frac{y}{4} \quad (III-24)$$

La quantité d'air au-dessus de la quantité stœchiométrique s'appelle excès d'air. Il est également exprimé à l'aide du rapport d'équivalence ϕ_{eq} défini par :

$$\phi_{eq} = \frac{FA_{act}}{FA_{Stoech}} \quad (III-25)$$

Le rapport stœchiométrique carburant/air est défini :

$$FA_{Stoech} = \frac{M_f}{f_{Stoech} (M_{O_2} + 3.76M_{N_2})} \quad (III-26)$$

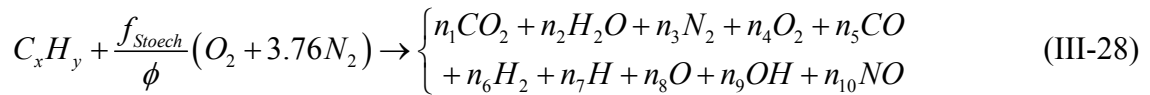
Le rapport réel carburant/air peut être trouvé de l'écoulement de la masse réel d'air et de carburant :

$$FA_{act} = \frac{\dot{m}_{f_{act}}}{\dot{m}_{a_{act}}} \quad (III-27)$$

III.3.1.2- Processus d'une combustion incomplète

La combustion est incomplète si les produits de combustion contiennent les composants suivants : C, H₂, CO, NO, ou OH.

La réaction chimique du processus s'effectue d'après [55,84] par :



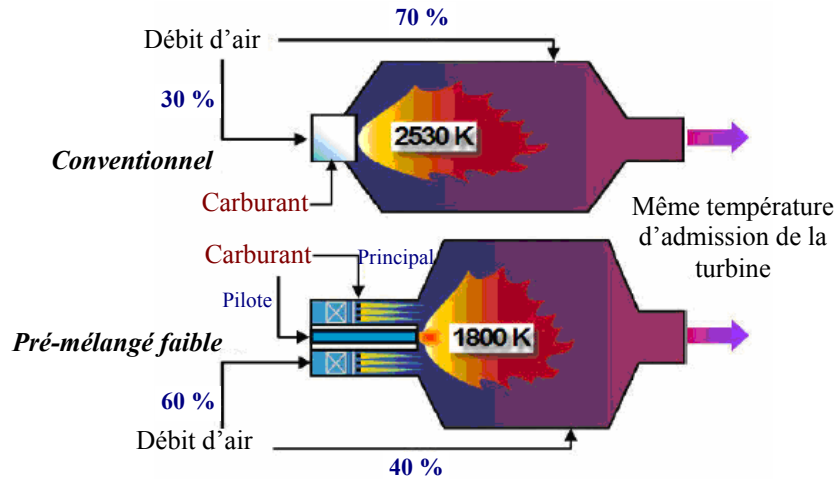
Pour trouver les produits n_1-n_{10} , à l'ensemble d'équations est appliqué un bilan de conservation de masse [82, 90] :

III.3.2- Brûleur de faibles secs NOx

La figure(III-3) montre un schéma d'une chambre de combustion conventionnelle et un pré-mélangé pauvre.

L'idée générale derrière une chambre de combustion à bas sec de NOx (DLN) est de produire un mélange pauvre du carburant et l'air complètement mélangé avant d'entrer dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. Le mélange pauvre crée une flamme de température relativement basse, qui produit des quantités inférieures de NOx. Puisque le mélange est très pauvre, donc près de la limite d'extinction de la flamme, le rapport carburant/air doit être maintenu constant dans des limites étroites. En comparant les turbines à gaz à chambres de combustion conventionnelles aux moteurs de DLN on constate.

Pour certains niveaux de la charge, les moteurs de DLN purgent habituellement une certaine quantité d'air de la sortie du compresseur directement dans le conduit d'échappement. Tandis que le flux d'air pour un moteur à deux axes est réduit à la partie charge, la réduction du flux d'air est plus grande pour un moteur à combustion conventionnel que pour un moteur de DLN [91].



Figure(III-3) : *Représentation d'un combusteur conventionnel et d'un combusteur pré-mélangé faible.*

Formation de NO_x dans une turbine à gaz

La combustion traditionnelle dans les turbines à gaz utilise une flamme de diffusion où du carburant est pulvérisé dans le centre d'un jet d'air. Des mélanges du carburant avec de l'air par une diffusion turbulente à eu lieu et l'avant de la flamme peut être considéré comme le lieu du mélange stœchiométrique où les températures atteignent les valeurs maximales. Les produits chauds de combustion sont refroidis par dilution avec l'excès d'air à des températures acceptables pour éviter la température limite des parois de la chambre de combustion et de l'aubage de turbine.

Le processus de combustion se compose de trois phases, la dissociation endothermique des molécules du carburant, suivie d'une formation rapide et exothermique de CO et de H₂O, et finalement de l'oxydation plus lente du CO ou de CO₂. Environ 80 % de l'énergie est libérée dans la deuxième phase pendant la formation de CO. La génération de CO₂ qui est plus lente peut exiger 75 % de la longueur de zone de combustion.

Des oxydes d'azote sont formés à une température élevée par la dissociation de la molécule O₂ et de l'action du radical O sur des molécules de l'azote. Dans la référence [53], ils ont montré qu'aux températures au-dessus de 1500 °C, NO_x a été formé de l'azote d'air atmosphérique participant au processus de combustion, le produit étant dénoté NO_x thermique. Ce produit est constitué à 95 % de NO, avec NO₂ qui compose l'équilibre plus un peu de N₂O.

Les réactions principales sont :



Le taux de formation de NO a été déterminé théoriquement par [52-53] et est décrit :

$$[NO] = K_1 \cdot [N_2] \cdot e^{\left(\frac{-K_2}{T}\right)} \cdot \sqrt{[O_2]} \cdot t
 \tag{III-30}$$

La quantité formée de NO est une fonction exponentielle de la température et est proportionnelle à la concentration de N₂, à la racine carrée de la concentration O₂ et au temps de séjour, t, à une température élevée.

D'autres autres corrélations sont disponibles pour prédire d'autres polluants tels que le CO, l'UHC, et la fumée mais elles tendent à être moins fiables; par conséquent, elles n'ont pas été employées. D'après [28, 92], l'émission de NO_x d'une turbine à gaz peut être prédite par la relation suivante :

$$NO_x = 3.32 * 10^{-6} e^{0.008 * T_c} \sqrt{P} \quad (\text{III-31})$$

Cette équation empirique est utilisée pour la prédiction de l'émission de NO_x de la turbine à gaz en termes de g/kWh. La forme de conversion d'unité de ppmv vers g/kg du carburant (EI), qui devrait être employé dans le calcul de l'émission de NO_x en termes de g/kWh, ne peut pas être entrepris à moins que le rapport d'équivalence soit connu; cependant, comme guide approximatif, 1 EI est environ équivalent au 12 ppmv [93].

III.3.3- Autre système paramétrique de surveillance d'émissions

Un papier intéressant sur le développement du système de surveillance paramétrique a été édité en 1997 par [94]. Le but de leur projet était de développer les algorithmes d'émission de CO et de NO_x pour de petites turbines à gaz stationnaires (< 20 MW) utilisées dans les stations de compression du gaz naturel.

Un certain nombre d'expressions semi-analytiques ont été développées pour déterminer les émissions de NO_x des turbines à gaz récapitulées dans le tableau suivant :

<i>Corrélation</i>	<i>Description</i>	<i>Référence</i>
Expressions de prédiction de NO _x sur des données expérimentales de flamme publiées.	$NO_x = 7.50 * 10^{-6} e^{8.28 * 10^{-3} * T}$	[95].
Une corrélation publiée en tenant compte de la pression.	$NO_x = 3.32 * 10^{-6} (e^{0.008 * T}) * p^{0.5}$	[96].
La nouvelle corrélation a été développée pour inclure les effets de la dégradation des composants.	$NO_x = 62 * p^{0.5} * FA^{1.4} e^{\left(\frac{-635}{T_4}\right)}$	[97].
L'équation trouvée a été très satisfaisante aux mesures des émissions de NO _x pour cinq machines industrielles différentes fonctionnant au gaz naturel dans la gamme de puissance de 1.5 à 34 MW.	$NO_x = 18.1 * p^{1.42} * \dot{m}_a^{0.3} * FA^{0.72}$	[98].
Modèles des corrélations de CO par Rizk.	$CO = \frac{0.18 * 10^{+9} * e^{\left(\frac{7800}{T_{pz}}\right)}}{P^2 (C_{Rizk}) \left(\frac{\Delta P}{P}\right)^{0.5}}$	[99].
Corrélation de CO proposée par Lefebvre.	$CO = \frac{86 * \dot{m}_a * T_{pz} * e^{-(0.00345 * T_{pz})}}{(V_c - C_{Lefebvre}) \left(\frac{\Delta P}{P}\right)^{0.5} * P^{1.5}}$	[93].

Tableau(III-1) : Corrélations de prédiction des émissions de NO_x et CO.

III.4- Amélioration du cycle de Brayton

Un moteur de turbine à gaz aéronautique doit rester léger et compact et il n'est pas possible d'ajouter d'une manière significative des composants afin d'améliorer ses performances. La turbine à gaz industrielle ne subit pas ces contraintes. En tenant compte de ces grands avantages, les chercheurs ont exploré un certain nombre de stratégies qui peuvent être appliquées afin d'obtenir des améliorations significatives des performances de ces machines [17].

Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées sur les centrales de turbines à gaz tels que les cycles combinés, la régénération, le refroidissement intermédiaire dans le compresseur, le réchauffage du gaz après la première détente et l'injection de masse. Généralement, l'objectif principal de ces investigations est d'obtenir un rendement plus élevé [19-51].

En règle générale, la puissance d'une TAG peut être relevée en augmentant la puissance de sortie de la turbine de détente ou en diminuant la puissance absorbée par le compresseur.

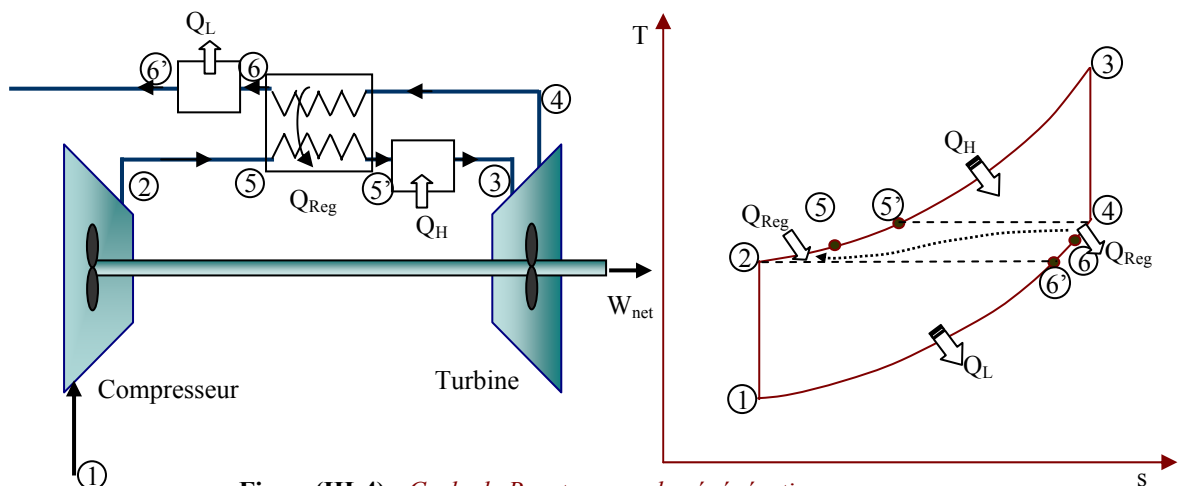
III.4.1- Régénération (cycle de récupération)

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Brayton, T_4 est souvent plus haute que T_2 (figure(III-4)). 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 appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur.

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présenté dans la chambre de combustion.

Pour un régénérateur idéal, la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 qui sera égale à T_6 .

Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle (diminutions de Q_L), on aura une augmentation du rendement thermique.



Figure(III-4) : Cycle de Brayton avec la régénération.

Le rendement thermique d'un cycle de Brayton avec régénération :

$$\eta_{Th} = \frac{|w_T| - w_C}{q_{in}} \quad (III-32)$$

Avec :

$$\begin{cases} q_{in} = C_p (T_3 - T_5) \\ w_T = C_p (T_3 - T_4) \end{cases} \quad (III-33a)$$

Pour un régénérateur idéal nous avons :

$$T_5 = T_4 \quad (III-33b)$$

Nous obtenons :

$$q_{in} = w_{turb} \quad (III-34)$$

Par conséquent,

$$\eta_{Th,Gen} = 1 - \frac{w_c}{w_t} = 1 - \frac{C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \frac{\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right)} \quad (III-35)$$

En utilisant des relations isentropiques, nous avons :

$$\begin{cases} \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \tau^{\frac{k-1}{k}} \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \tau^{\frac{k-1}{k}} \text{ ..} \\ \frac{T_4}{T_3} = \tau^{\frac{1-k}{k}} \end{cases} \quad (III-36)$$

Si nous remplaçons dans l'équation (III-35) :

$$\eta_{Th,Gen} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1}{1 - \tau^{\frac{1-k}{k}}} \quad (III-37)$$

Et finalement;

$$\eta_{Th,Gen} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \tau^{\frac{k-1}{k}} \quad (III-38)$$

En comparant ce rendement à celui d'un cycle simple de Brayton équation(III-12) :

La différence entre l'expression du rendement du cycle de Brayton avec la régénération et le cycle simple est la présence du rapport des températures extrêmes du cycle (T_1/T_3).

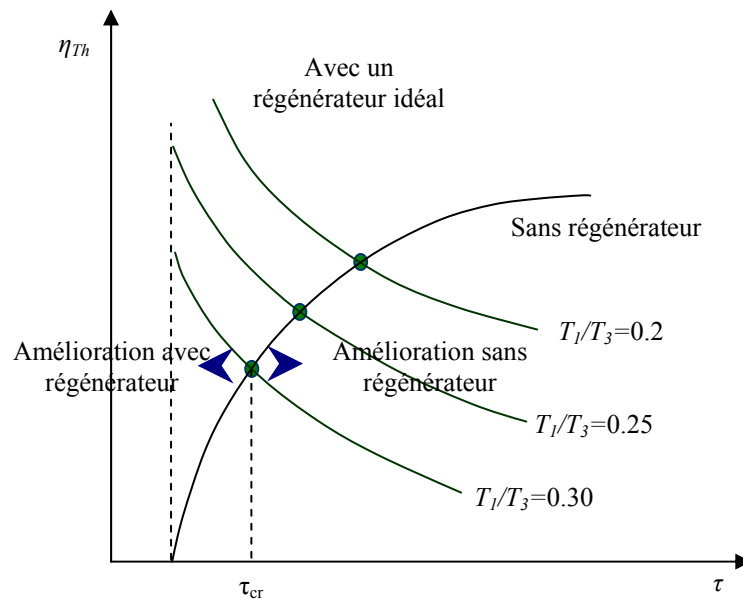
Par conséquent, pour un cycle de Brayton avec régénération, le rendement thermique dépend non seulement du taux de compression, mais également du rapport de température.

Un point important à noter qui est contraire à un cycle simple de Brayton, le rendement thermique du cycle avec régénération diminue avec l'augmentation du taux de compression.

* Pour $\tau = \text{Constant}$ $\eta_{Th} \uparrow$ avec $(T_1/T_3) \downarrow$

* Pour $(T_1/T_3) = \text{Constant}$ $\eta_{Th} \downarrow$ avec $\tau \uparrow$

Par conséquent, toutes les combinaisons des taux de compressions et de température causent une augmentation du rendement thermique. La figure(III-5) montre les limites d'utilisation de la régénération.



Figure(III-5) : Effets du taux de compression et du rapport de températures sur η_{Th} .

L'efficacité d'un régénérateur est définie par :

$$\varepsilon_R = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (\text{III-39})$$

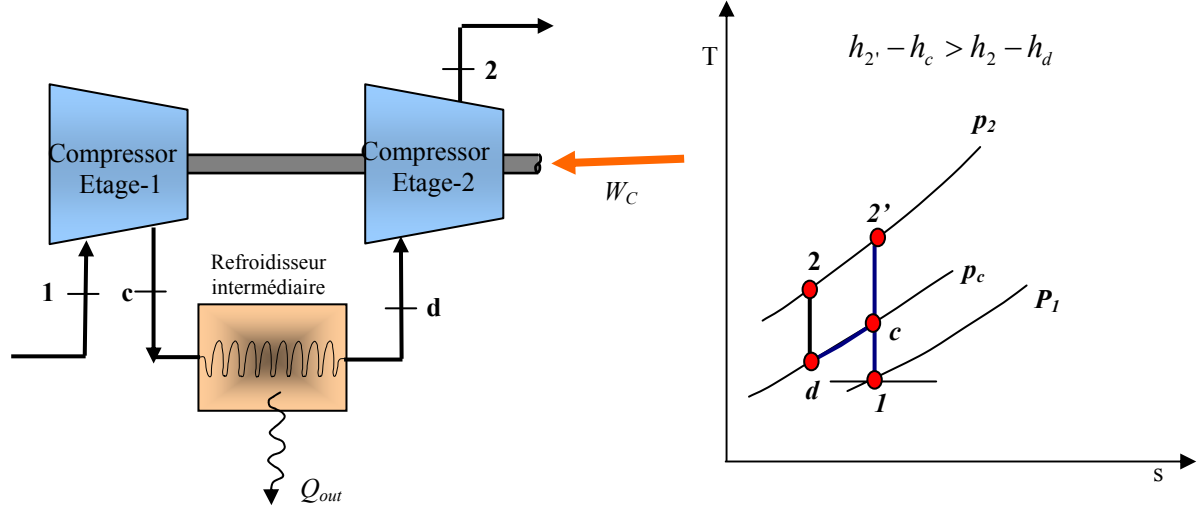
Un régénérateur ayant une efficacité élevée économisera évidemment une plus grande quantité de combustible puisqu'il préchauffera l'air à une combustion antérieure de la température plus élevée. Cependant, un régénérateur très efficace n'est pas justifié puisque le prix sera très élevé et il inclura des pertes significatives de pression.

Le choix est justifié à moins que l'épargne des coûts de carburant excède les étendues additionnelles impliquées.

L'efficacité de la plupart des régénérateurs utilisés dans la pratique est d'environ 85%.

III.4.2- Refroidissement intermédiaire du compresseur

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure(III-6) est un autre 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) et le rendement du cycle augmente.



Figure(III-6) : Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.

Rappelons que, $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$ ainsi, les isobares du diagramme T-s ci-dessous divergent :

La puissance absorbée par le compresseur sans refroidissement intermédiaire est :

$$\dot{W}_{C_Base} = [(h_{2'} - h_c) + (h_c - h_1)] \dot{m} \quad (\text{III-40})$$

La puissance totale absorbée par le compresseur avec refroidissement intermédiaire est :

$$\dot{W}_{C_Avec_Interc} = \dot{W}_{c,1} + \dot{W}_{c,2} = [(h_c - h_1) + (h_2 - h_d)] \dot{m} \quad (\text{III-41})$$

Puisque, $h_{2'} - h_c > h_2 - h_d$

On a donc :

$$\dot{W}_{C_Avec_Interc} < \dot{W}_{C_Base} \quad (\text{III-42})$$

Et puisque le travail de la turbine de détente ($h_3 - h_4$) est inchangé, on a donc :

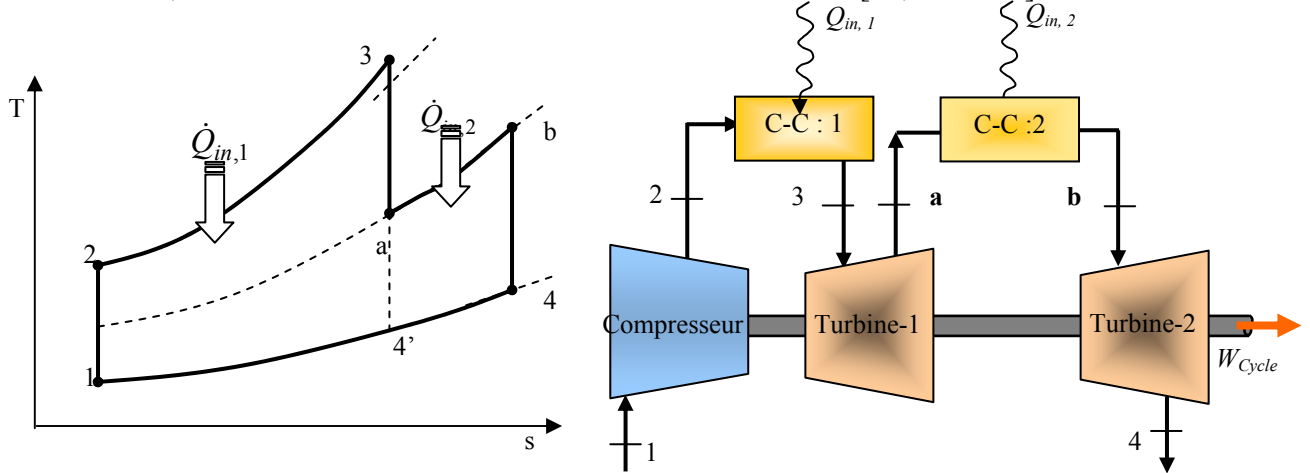
$$\dot{W}_{Cycle_Avec_Interc} > \dot{W}_{Cycle_Base} \quad (\text{III-43})$$

Une compression avec le refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de turbine.

III.4.3- Réchauffage inter-turbines de détente

Une chambre de combustion de réchauffage est un composant qui peut être ajouté à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ses performances. Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion additionnelle est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression comme il est indiqué à la figure(III-7). Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression (HPT), qui contient suffisamment d'oxygène, décrit une chambre de combustion de réchauffage, et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire [66].

Les recherches antérieures sur le réchauffage des cycles idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement thermodynamique comparée à un cycle simple [33]. En outre, ces investigations prouvent que le travail spécifique utile maximum dans les cycles de réchauffe est obtenu si les taux de détente pour les turbines à haute et à basse pression sont supposés égaux. Dans le cas contraire le rendement n'est pas maximum et le taux de compression le plus bas pour la turbine à haute pression augmente le rendement, mais ceci mène à une réduction du travail à la sortie [34, 100-101].



Figure(III-7) : Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.

Pour cela la turbine de détente est coupée en deux, et une deuxième chambre de combustion est disposée où de la chaleur additionnelle peut être ajoutée.

Rappelons que : $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$ ainsi, les isobares sur le diagramme T-s sont divergentes comme la figure(III-7).

On a :

$$h_b - h_4 > h_a - h_{a'} \quad (III-44)$$

Le travail utile de la turbine sans le réchauffage est :

$$\dot{W}_{Cycle_Base} = [(h_3 - h_a) + (h_a - h_{a'})] \dot{m} \quad (III-45)$$

Le travail net de la turbine avec le réchauffage est :

$$\dot{W}_{\substack{\text{turbine} \\ \text{avec réchauffe}}} = \dot{W}_{T,1} + \dot{W}_{T,2} = \left[(h_3 - h_a) + (h_b - h_4) \right] \dot{m} \quad (\text{III-46a})$$

A partir de l'équation(III-44), on donc :

$$\dot{W}_{\substack{\text{turbine} \\ \text{avec réchauffe}}} > \dot{W}_{\text{cycle_Base}} \quad (\text{III-46b})$$

Puisque le travail du compresseur : $h_2 - h_1$ est inchangé par le réchauffage :

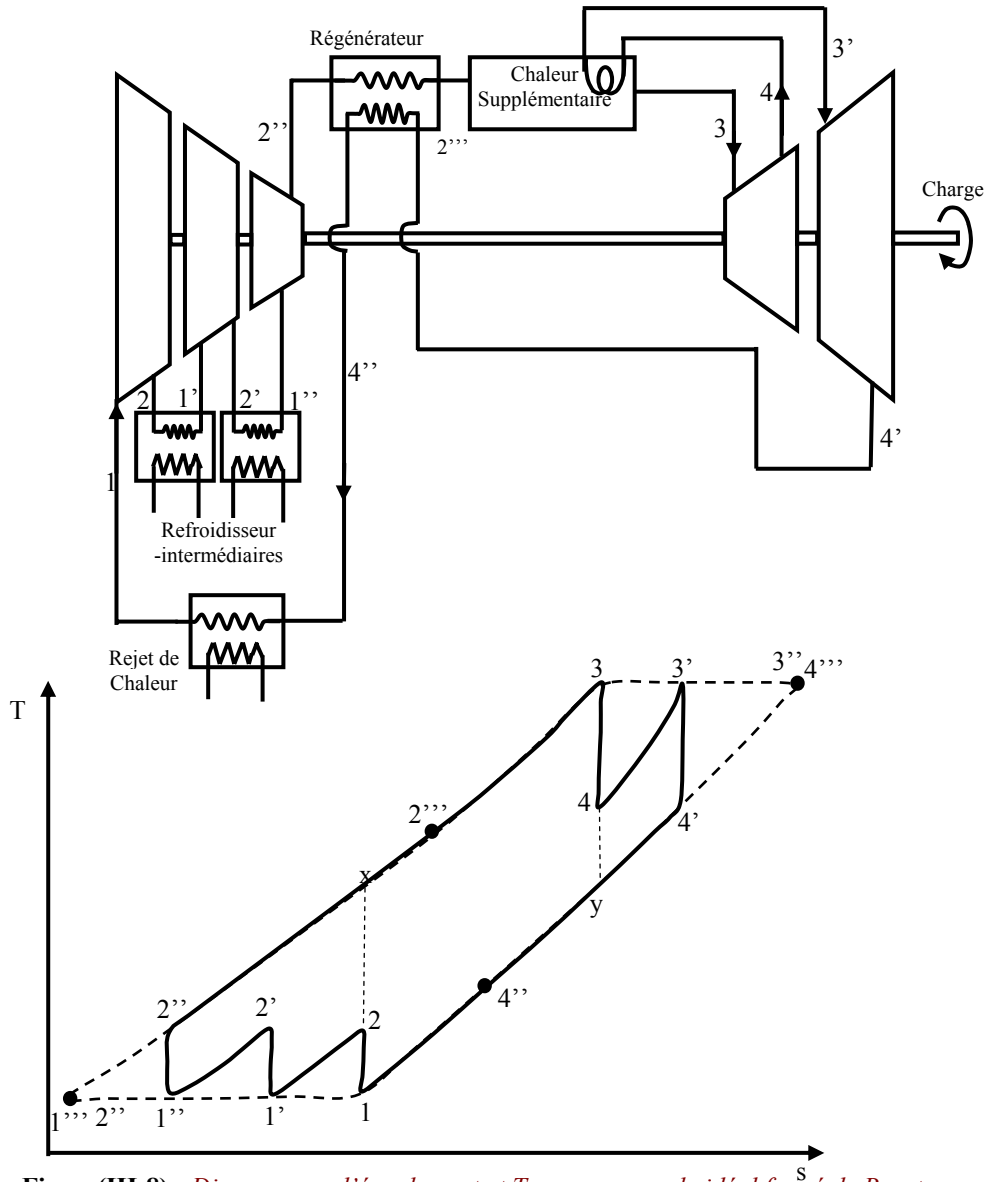
$$\dot{W}_{\substack{\text{Cycle} \\ \text{avec / réchauffe}}} > \dot{W}_{\substack{\text{Cycle} \\ \text{Base}}} \quad (\text{III-47})$$

Le rendement d'un cycle de réchauffage n'est pas nécessairement plus haut quand la chaleur additionnelle $\dot{Q}_{in,2}$ est ajoutée entre les états a et b . l'étude comparative est portée au tableau(III-2).

<i>Avantage</i>	<i>Inconvénient</i>
Est appliquée à des TAG ayant de basses températures d'admission de turbine, par exemple 1000 °C	Faible amélioration relative à la méthode de STIG.
Dans les cycles réels de réchauffage, pour n'importe quelle température donnée d'admission, de taux de compression et de détente, le travail net spécifique maximum est réalisé quand les taux de détente pour le HPT et le LPT sont presque identiques.	Faible réductions de production de NOx.
Combinaison du réchauffage et de la régénération donne une augmentation significative du rendement thermique du cycle.	

Tableau(III-2) : *Avantages et inconvénients de réchauffage de la turbine.*

Un cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération combiné est montré sur la figure(III-8).



Figure(III-8) : Diagrammes d'écoulement et T-s pour un cycle idéal fermé de Brayton avec refroidissement de deux étages : une surchauffe et l'autre de régénération.

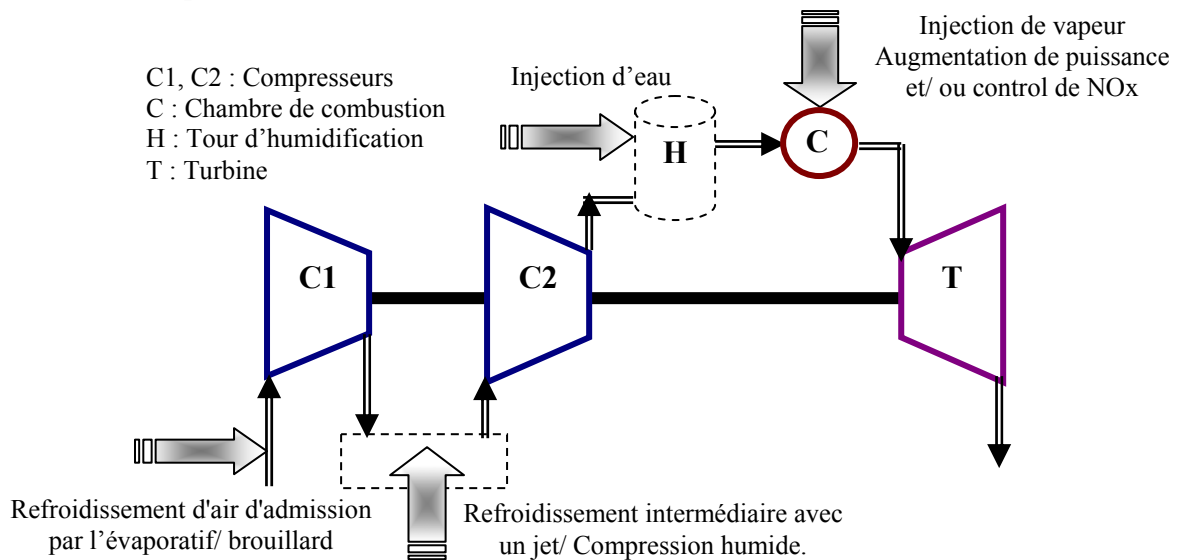
Les équations générales pour le travail et la quantité de chaleur spécifiques pour un cycle combiné dans le cas où la chaleur spécifique est constante sont données d'après [16] :

$$\frac{\dot{W}_n}{\dot{m} c_p} = T_3 \eta_T (n_T + 1) \left(1 - \frac{1}{\tau_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) - T_1 \frac{(n_C + 1)}{\eta_C} \left(\tau_C^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{III-48})$$

$$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{m} c_p} = T_3 \left\{ (n_T + 1) - (n_T + \varepsilon_R) \left[1 - \eta_C \left(1 - \frac{1}{\tau_C^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \right\} - T_1 (1 - \varepsilon_R) \left[1 + \frac{1}{\eta_C} \left(\tau_C^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (\text{III-49})$$

III.4.4- Injection de masse de fluide dans le circuit de TAG

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances [39-51, 102-106]. Par exemple, de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NO_x (oxydes d'azote) dans le processus de combustion [52-58]. Les points d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz peuvent être soit à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentés sur la figure(III-9).



Figure(III-9) : *Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une TAG.*

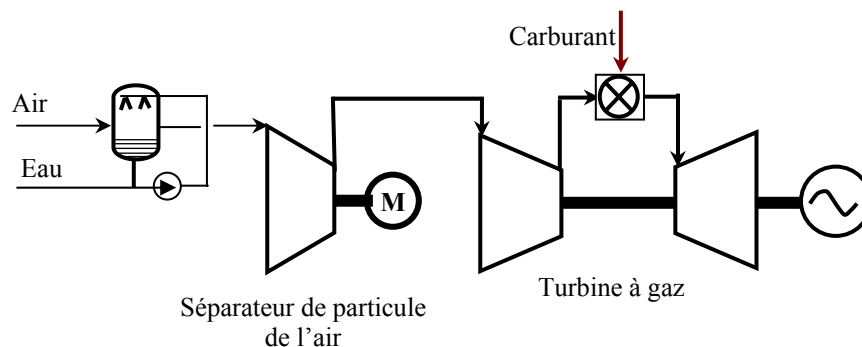
L'effet positif de l'injection de vapeur ou d'eau sur les performances d'une turbine à gaz est bien connu. L'injection de l'eau a été employée pour l'augmentation de puissance dans des moteurs d'avion depuis les années 50, et dans des turbines à gaz industrielles depuis les années 60 [107]. L'injection augmente le débit massique et la chaleur spécifique du fluide de fonctionnement, qui donne une puissance additionnelle au cycle. Cette méthode consiste aussi en une diminution de la formation de NO_x dans la chambre de combustion et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine.

L'injection de vapeur est plus efficace que l'injection d'eau, puisque la vapeur produite dans le HRSG est introduite dans la turbine, de ce fait améliorant le rétablissement de la chaleur. Un tel cycle est souvent nommé cycle de STIG (turbine à gaz d'injection de vapeur). La vapeur à haute pression peut être injectée dans la chambre de combustion, comme la vapeur à une pression intermédiaire et à basse pression est souvent injectée dans le premier étages de turbine à gaz, suivant les indications de la figure(III-9) [108]. Il y a plusieurs turbines à gaz particulièrement conçues avec l'injection de vapeur, telle que General Electric LM2500 et les séries de LM5000 STIG, l'Allison 501-K, ou le Ruston TB5000 [109, 110]. Le cycle de STIG est économique et performant est valable dans la gamme de puissance au-dessous de 150 MW comparé à d'autres cycles combinés [111,112].

III.4.4.1- Cycles avec injection d'eau à l'amont du compresseur

L'injection de l'eau pour le refroidissement d'air d'admission du compresseur est une méthode établie pour l'augmentation de puissance lors des journées chaudes. Quand la température ambiante est haute, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite en raison de la diminution du débit massique d'air fourni par le compresseur [113].

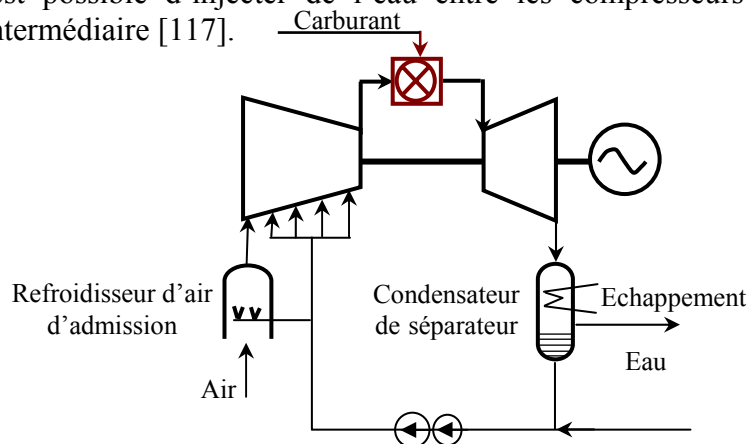
Avec la suralimentation, la pression d'admission dans le système peut être augmentée et cela a comme conséquence une puissance additionnelle développée dans la turbine à gaz. L'utilisation d'un séparateur de particules tournant peut donner deux objectifs ; comme filtre à air d'admission, et comme suralimentation (figure(III-10)). Le séparateur tournant permet une séparation efficace des particules solides et liquides du diamètre 0.1 millimètre et celles les plus grandes des molécules du gaz [108]. Pour une production importante de puissance, il est préférable d'ajouter un refroidisseur évaporatif à l'amont du filtre. Les avantages du refroidissement d'air pour l'augmentation de puissance sont décrits par plusieurs auteurs [111].



Figure(III-10) : *Suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidisseur d'évaporation.*

III.4.4.2- Cycles avec injection d'eau dans le compresseur

Dans les systèmes de survaporisation, plus d'eau que celle qui est nécessaire pour la saturation est injectée et les gouttelettes de l'eau entrent dans le compresseur où elles s'évaporent pour donner un effet d'un refroidissement intermédiaire figure(III-11). L'eau injectée peut être froide [114] ou chaude [115]. L'eau peut également être ajoutée sans interruption à l'intérieur du compresseur pour refroidir l'air [115, 116]. Pour les turbines à gaz multi-arbres, il est possible d'injecter de l'eau entre les compresseurs pour réaliser un refroidissement intermédiaire [117].



Figure(III-11) : *Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur.*

III.4.4.3- Cycles avec injection d'eau à l'aval du compresseur

L'eau peut être injectée après le compresseur dans un évaporateur entraîné par l'énergie des gaz d'échappement pour améliorer le rendement du cycle. Cette augmentation de puissance par un débit massique supplémentaire est le principe de base de tous les cycles avec l'injection d'eau ou de vapeur. Différentes configurations de cycle avec injection d'eau à plusieurs endroits et modes de récupération de l'énergie des gaz chauds ont été suggérées par [118-121].

La principale difficulté reste toutefois la nécessité de soumettre l'eau injectée à un traitement préalable, et une installation de traitement entraîne un accroissement des investissements. Les turbines à gaz fonctionnant selon ce principe sont récapitulées dans le tableau(III-3).

<i>Turbine à gaz avec injection d'eau ou de vapeur</i>	<i>Description</i>	<i>Référence</i>
Refroidissement de l'air d'admission / brouillard : 1. refroidissement moyen d'évaporatif, 2. refroidissement du jet jusqu'à la saturation, 3. jet de refroidissement jusqu'à la sursaturation.	L'air est refroidi à l'admission du compresseur par l'humidification pour augmenter le rendement et la puissance quand la température ambiante est haute.	[114] [115]
Compression humide.	L'eau est injectée entre les étages du compresseur pour le refroidissement intermédiaire de l'air, de ce fait réduisant le travail de compression.	[115] [116]
Refroidissement intermédiaire par jet	L'eau est injectée entre basse et haute pression de compresseurs pour refroidir l'air et pour réduire le travail de compression.	[117]
L'injection de l'eau dans un post après-refroidisseur combiné avec la récupération.	L'eau est injectée après le compresseur pour réduire la température du fluide moteur et pour augmenter la quantité de la chaleur récupéré du gaz d'échappement de turbine à gaz, soulevant de ce fait le rendement et la puissance de sortie.	[118-119]
Turbine à gaz d'évaporative (EvGT) ou turbine à air humide (HAT).	L'eau est ajoutée à l'air comprimé dans une tour d'humidification pour relever le rendement et la puissance de sortie.	[117;120-121]
Injection de vapeur (cycle de STIG ou cycle de Cheng).	1. La vapeur produite à l'aide des gaz d'échappement de turbine à gaz est injectée avant, dans, ou après la chambre de combustion pour augmenter le rendement et la puissance de sortie. 2. L'eau ou la vapeur est injectée dans la chambre de combustion pour diminuer la température et de ce fait réduire la formation de NOx.	[122-125]

Tableau(III-3) : Processus de turbine à gaz avec le mélange de l'air-eau en tant que fluide moteur.

III.4.4.4- Cycles avec injection de vapeur à l'amont, dans et à l'aval de la chambre de combustion

La vapeur produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement peut être injectée, par exemple avant la chambre de combustion, dans la chambre de combustion, après la chambre de combustion, ou entre les turbines (s'il y a plusieurs détenteurs). L'augmentation du débit massique du fluide moteur à travers la détente relève le rendement et la puissance utile de la turbine à gaz. Les deux noms commerciaux les plus connus de la turbine à gaz injectée par la vapeur sont le cycle de Cheng et le cycle de STIG [122]. Différentes variations de cycle pour améliorer les performances des TAG ont été proposées [123-124]. Comparé au cycle évaporatif d'une turbine à gaz, le point d'ébullition dans la chaudière du cycle vapeur-injectée est déterminé par la pression totale dans le cycle.

L'injection d'eau ou de vapeur dans la chambre de combustion est employé initialement pour réduire l'émission de NOx, particulièrement avant l'introduction de brûleurs à bas NOx secs dans le début des années 90 [125]. La formation de NOx est fortement dépendante de la température et l'eau ou la vapeur réduit la température de combustion. Dans les turbines à gaz où le fluide moteur est humidifié, la génération de NOx est réduite dans une certaine mesure.

Les constructeurs signalent que, pour permettre l'injection de vapeur dans la chambre de combustion, il est nécessaire de la produire sous une pression de l'ordre de 12 à 16 bars, donc supérieure à celle qui règne au refoulement du compresseur [102]. Il est à noter qu'un accroissement du rapport du débit d'eau au débit d'air, (ou débit vapeur au débit d'air), peut rendre nécessaire une modification de brûleur, et même de la chambre de combustion et de la turbine. En effet, d'une part, l'injection du diluant entraîne un accroissement du rapport du diluant au débit d'air, d'autre part, elle a pour effet une modification aussi bien du débit-masse que des propriétés thermodynamiques du fluide moteur traversant la turbine.

Conclusion

Les recherches antérieures sur les effets de l'injection d'eau ou de vapeur sur les performances des TAG montrent toutes que le rendement de la machine augmente. On sent même un vrai engouement depuis la remontée des prix des Hydrocarbures durant la décennie écoulée. L'objectif principal initial de notre travail était de contribuer par une solution technologique à rendre les TAG industrielles utilisées dans le domaine des Hydrocarbures, dans le sud du Sahara algérien insensibles à l'augmentation de la température de l'air ambiant par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Nous avons ciblé l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion car celle-ci apporte une augmentation sensible du rendement et une baisse des NOx rejetés à l'atmosphère. La généralisation de la méthode à l'ensemble des machines de même type entraînera un gain de puissance et un moyen de lutte contre la pollution par les rejets.

A cet effet, un programme de calcul et d'analyse des effets des conditions ambiantes sur les performances d'une turbine à gaz a été réalisé. La modélisation du programme est étendue à l'étude de l'influence de l'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG (GE MS5002) largement utilisée dans le domaine des Hydrocarbures.

Chapitre-IV : Etude & modélisation thermodynamique du cycle de STIG

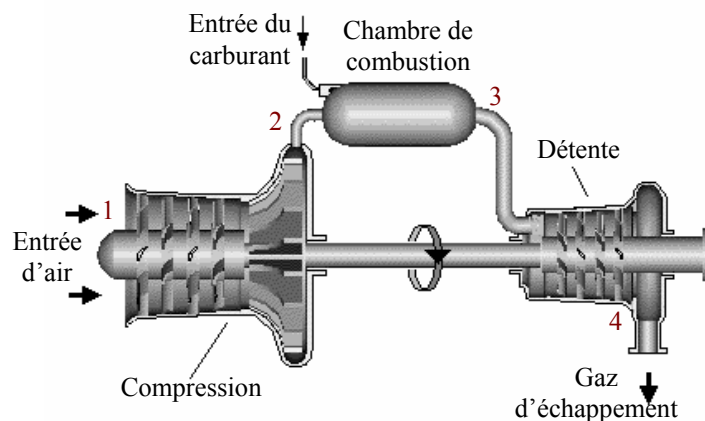
Introduction

Dans ce chapitre on va étudier et modéliser le cycle d'une turbine à gaz à un seul arbre dans les deux cas de fonctionnement sans et avec injection de vapeur d'eau. Cette étude est effectuée en deux cas à l'état sec et en présence d'humidité.

IV.1- Analyse thermodynamique d'un cycle simple

IV.1.1- Description générale

Les centrales à turbine à gaz sont des systèmes thermodynamiques qui emploient le carburant et l'air pour produire un transfert positif de travail. L'unité de turbine à gaz fonctionne sur un cycle ouvert avec seulement un circuit de fluide moteur. Un diagramme schématique pour un cycle simple d'une turbine à gaz à un seul arbre est montré sur la figure(IV-1). Les conditions standards employées par l'industrie des turbines à gaz sont : $t_{Amb} = 15^\circ\text{C}$, $p_{Amb} = 1.013 \text{ bar}$ et l'humidité relative du climat est 60%, qui sont établies par l'organisme international de normalisation (ISO).



Figure(IV-1) : Schéma d'un cycle simple.

IV.1.2- Cycle de Brayton

Le cycle thermodynamique sur lequel les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton, comme indiqué à la figure(II-13) du deuxième chapitre.

Généralement le cycle de Brayton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs : le taux de compression et la température de combustion.

Actuellement toutes les tuyères de détente du premier étage sont refroidies pour garder les températures dans les limites de fonctionnement de la matière employée. Les deux types de fluide de refroidissement utilisés sont l'air et la vapeur d'eau [102,127].

IV.1.3- Analyse de la compression

Les équations suivantes peuvent être écrites, en supposant l'air comme un gaz idéal et en employant le rendement polytropique (rendement infinitésimal d'étage) [66, 128-129].

Pour un changement d'état de compression dans une turbomachine l'équation d'énergie du flux stationnaire peut être écrite :

$$d\dot{Q} - d\dot{W} = \dot{m} \left[dh + \frac{1}{2} d(c^2) + g dz \right] \quad (\text{IV-1})$$

D'après la deuxième loi de la thermodynamique :

$$d\dot{Q} = \dot{m} T ds = \dot{m} \left[dh - \frac{1}{\rho} dp \right] \quad (\text{IV-2a})$$

Pour un processus réversible adiabatique :

$$\begin{cases} T ds = 0 = dh - \frac{1}{\rho} dp \\ ds = c_{pa} \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \end{cases} \quad (\text{IV-2b})$$

En utilisant le rendement isentropique pour calculer la température à la sortie du compresseur, l'équation (IV-2b) devient :

$$c_{pa} \frac{dT}{T} = \frac{R}{\eta_c} \frac{dp}{p} \quad (\text{IV-2c})$$

Le travail infinitésimal d'une turbomachine est donnée par :

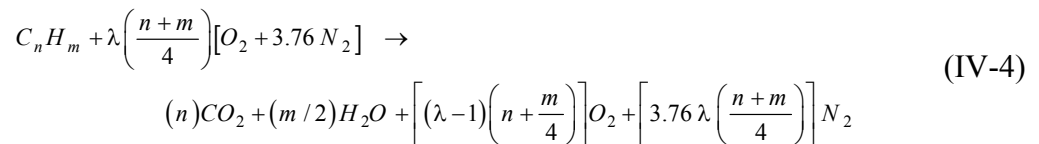
$$d\dot{W} = -\dot{m} \left[dh + \frac{1}{2} d(c^2) + g dz \right] \quad (\text{IV-2d})$$

En négligeant les énergies potentielle et cinétique de l'écoulement (car le compresseur est axiale), le travail spécifique global du compresseur produit entre l'état initial 1 et l'état final 2 est :

$$w_c = \int_{T_1}^{T_2} c_{pa}(T) dT \quad (\text{IV-3})$$

IV.1.4- Analyse de la combustion

La réaction chimique de combustion peut être écrite en utilisant une formule générale $C_n H_m$ pour le carburant hydrocarbure et un coefficient d'excès d'air $\lambda \left(\frac{n+m}{4} \right)$:



La première loi de la thermodynamique pour un processus de combustion adiabatique est :

$$\sum_{i=1}^n (n_i h_i)_{\text{Réactifs}} = \sum_{i=1}^n (n_i h_i)_{\text{Produits}} \quad (\text{IV-5})$$

Où :

$$h = h_f^\circ + \int_{298}^T \bar{c}_p dT \quad (\text{IV-6})$$

IV.1.5- Analyse de la détente

D'abord, nous considérons la turbine non-refroidie, c.-à-d. aucun fluide réfrigérant n'est extrait à partir du compresseur. Par analogie au compresseur, on emploie le rendement isentropique de la turbine de détente pour déterminer la température de sortie par la relation :

$$c_{pg}(T) \cdot \frac{dT}{T} = \eta_T \cdot R \cdot \frac{dp}{p} \quad (\text{IV-7})$$

L'intégration de l'équation de l'état 3 à l'état 4 :

$$\int_{T_3}^{T_4} c_{pg}(T) \cdot \frac{dT}{T} = \eta_T \cdot R \cdot \int_{p_3}^{p_4} \frac{dp}{p} \quad (\text{IV-8})$$

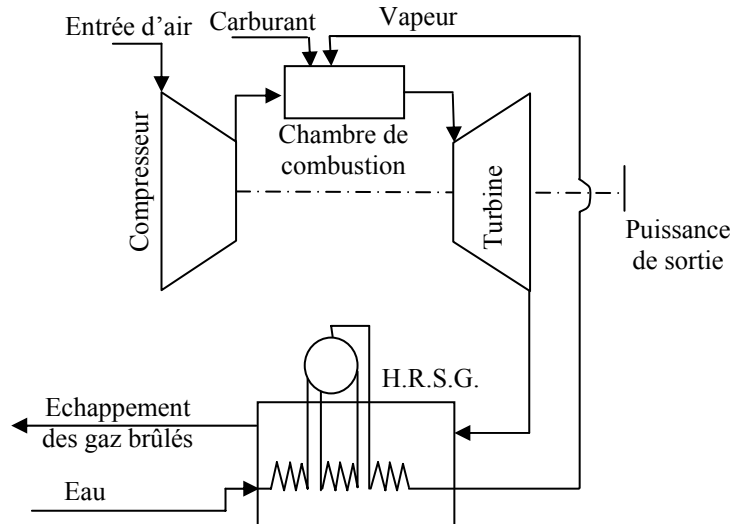
La pression d'admission de la turbine peut être calculée en diminuant la chute de pression de la chambre de combustion de la pression à la sortie du compresseur et le travail spécifique de la turbine de détente s'exprime par :

$$w_T = (1+f) \int_{T_3}^{T_4} c_{pg}(T) dT \quad (\text{IV-9})$$

IV.2- Analyse thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur (cycle STIG)

IV.2.1- Cycle proposé

La figure(IV-2) représente l'arrangement d'un cycle injecté par la vapeur d'eau. De l'air est refoulé en aval du compresseur à une pression p_2 .



Figure(IV-2) : Cycle d'une turbine à gaz injectée par la vapeur.

La combustion s'effectue dans la chambre de combustion où le carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de vapeur d'eau, produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement dans HRSR [74,124]. Les propriétés thermodynamique de la

vapeur d'eau sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion par des corrélations récapitulées dans l'annexe-C éditées par [130-133]. Le débit du mélange des gaz de combustion et de la quantité de vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation progressive de la puissance délivrée par la turbine. L'énergie des gaz d'échappement, à la sortie de la turbine, est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation afin d'obtenir la vapeur surchauffée au niveau d'un récupérateur.

IV.2.2- Analyse de la compression

Les équations suivantes peuvent être écrites, en supposant l'air comme un gaz idéal et en employant le rendement polytropique (rendement infinitésimal d'étage), pour un comportement réel du compresseur.

IV.2.3- Analyse de la combustion

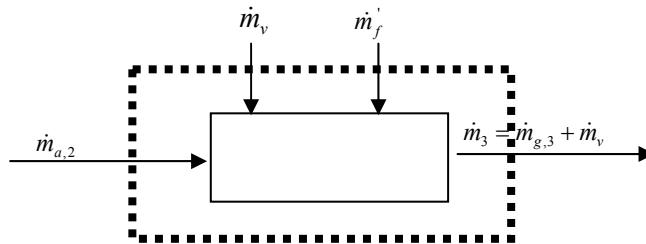
Afin de rendre la turbine à gaz insensible à la variation de la température ambiante, la méthode d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été appliquée. Cette opération ne se réalisera que lorsque les paramètres d'entrées du compresseur dépassent les valeurs des conditions standards de la machine.

$$C_n H_m + \lambda \left(\frac{n+m}{4} \right) [O_2 + 3.76 N_2] + (vap) H_2O \quad (IV-10)$$

$$\rightarrow (n) CO_2 + \left[(\lambda - 1) \left(n + \frac{m}{4} \right) \right] O_2 + \left[3.76 \lambda \left(\frac{n+m}{4} \right) \right] N_2 + (m/2 + vap) H_2O$$

Le calcul des nouveaux processus s'effectue à partir d'un bilan thermique appliqué au régime stationnaire d'un volume élémentaire de la chambre de combustion présenté sur la figure(IV-3).

$$\dot{m}_a * h_{2,a} + \eta_{CC} * \dot{m}_f' * PCI + \dot{m}_v * h_{v,t_{inj}} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f') * h_{3,g} + \dot{m}_v * h_{v,t_{CC}} \quad (IV-11)$$



Figure(IV-3) : Volume de contrôle de la chambre de combustion.
(Application du bilan thermique).

Quand la vapeur est injectée juste à l'amont de la chambre de combustion, les caractéristiques principales de la TAG qui changent sont celles des deux processus de combustion et de détente.

Le débit massique du carburant, dans le cas sans injection, est donné par :

$$\dot{m}_f = \frac{P_{const}}{PCI * \eta_{const}} \quad (IV-12)$$

Avec :

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}, \quad vap = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \quad (IV-13)$$

Pour maintenir la température à la sortie de la chambre de combustion constante, en présence de vapeur d'eau (dont les paramètres d'injection t_{inj} , p_{inj}), il est nécessaire d'ajouter encore plus de carburant.

$$f' = \frac{(h_{3,g} - h_{2,a}) + vap * (h_{3,v} - h_{t_{inj},v})}{\eta_{CC} * PCI - h_{3,g}} \quad (IV-14)$$

Avec :

$$f' = \frac{\dot{m}'_f}{\dot{m}_a} \quad (IV-15)$$

La relation entre la quantité de vapeur injectée et le rendement thermodynamique est exprimée par :

$$vap = \frac{(\eta'_{The} * A_1 - C_1) * \alpha + (B_1 - C_1) * \gamma}{\gamma * D_1 - (\eta'_{The} * A_1 - C_1) * \beta} \quad (IV-16)$$

Avec :

$$\begin{cases} \alpha = h_{3,g} - h_{2,a} \\ \beta = h_{3,v} - h_{t_{inj},v} \\ \gamma = \eta_{CC} * PCI - h_{3,g} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} A_1 = PCI / \eta_{mec} \\ B_1 = w_C / \eta_{mec} \\ C_1 = h_{3,g} - h_{4,g} \\ D_1 = h_{3,v} - h_{4,v} \end{cases} \quad (IV-17)$$

Comme le débit de vapeur est très petit comparé au flux d'air, nous pouvons négliger l'augmentation de pression dans la chambre de combustion quand la vapeur est injectée. Le compresseur détermine la pression dans la chambre de combustion.

IV.2.4- Analyse de la détente

IV.2.4.1- Puissance fournie par la turbine

La puissance développée par la turbine est donnée par :

$$P'_T = (\dot{m}_a + \dot{m}'_f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v * (h_{v,t_{CC}} - h_{v,t_4}) \quad (IV-18)$$

IV.2.4.2- Puissance utile

La puissance utile représente la différence entre l'énergie produite par la turbine et celle absorbée par le compresseur. La forme de base simplifiée peut être écrite par :

$$P'_{Ut} = (\dot{m}_a + \dot{m}'_f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v * (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4}) - \dot{m}_a * (h_{a,t_2} - h_{a,t_1}) \quad (IV-19)$$

IV.3- Etude de l'humidité

La concentration en eau dans l'atmosphère pour la même humidité relative augmente avec l'augmentation de la température, les effets sur les performances des moteurs à combustion internes sont négligeables pour les faibles variations de températures ambiantes [7, 64, 84 et 89]. Puisque la teneur en eau change les propriétés thermodynamiques de l'air, elle cause ainsi des variations non négligeables de performances des moteurs.

IV.3.1- Humidité relative

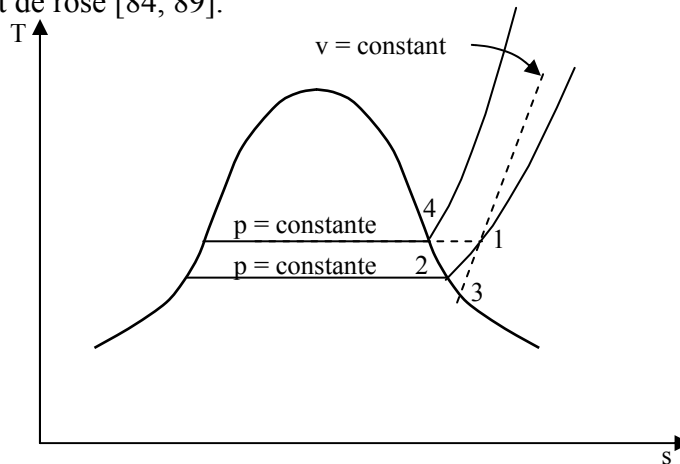
L'humidité relative ϕ est définie comme le rapport de la fraction molaire de la vapeur dans le mélange, à la fraction molaire de la vapeur dans un mélange saturé à la même température et à une même pression totale [7, 64, 84 et 89]. Puisque la vapeur est considérée comme un gaz parfait, la définition peut s'écrire comme le rapport de la pression partielle de la vapeur p_v , telle qu'elle existe dans le mélange, à la pression de saturation de la vapeur p_{sat} à la même température :

$$\phi = \frac{p_v}{p_{sat}} \quad (\text{IV-20})$$

Le point de rosé d'un mélange gaz-vapeur est la température à laquelle la vapeur se condense ou gèle lorsqu'elle est refroidie à pression constante. Cela est illustré dans le diagramme représenté sur la figure(IV-4), l'humidité relative serait alors :

$$\phi = \frac{p_1}{p_4} \quad (\text{IV-21})$$

Supposons que la température du mélange gazeux et la pression partielle de la vapeur dans le mélange sont telles que la vapeur est initialement surchauffée à l'état 1. Si le mélange est refroidi à pression constante, la pression partielle de la vapeur demeure constante jusqu'à ce que le point 2 soit atteint et, alors, la condensation commence. La température à l'état 2 est la température du point de rosé [84, 89].



Figure(IV-4) : Diagramme T-s illustrant la définition du point de rosé.

Puisque nous considérons la vapeur comme un gaz parfait, l'humidité relative peut aussi être définie en termes de volume massique ou de masse volumique :

$$\phi = \frac{p_v}{p_{sat}} = \frac{\rho_v}{\rho_{sat}} = \frac{v_{sat}}{v_v} \quad (\text{IV-22})$$

IV.3.2- Humidité absolue

L'humidité absolue ω d'un mélange air-vapeur d'eau est définie comme le rapport de la masse m_v de la vapeur d'eau à la masse m_a de l'air sec. L'expression «air sec» est utilisée pour insister sur le fait qu'il s'agit de l'air seulement et non pas d'un mélange d'air et de vapeur d'eau [7, 64, 84 et 89].

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{IV-23})$$

Puisque nous considérons la vapeur et le mélange comme des gaz parfaits, une expression très utile de l'humidité absolue peut être établie en termes de pressions partielles et de masses moléculaires :

$$m_v = \frac{p_v V}{R_v T} = \frac{p_v V M_v}{R T} \quad (\text{IV-24})$$

Et :

$$m_a = \frac{p_a V}{R_a T} = \frac{p_a V M_a}{R T} \quad (\text{IV-25})$$

Alors :

$$\omega = \frac{p_v V / R_v T}{p_a V / R_a T} = \frac{R_a p_v}{R_v p_a} = \frac{M_v P_v}{M_a P_a} \quad (\text{IV-26})$$

Pour un mélange air-vapeur d'eau, cela se réduit à :

$$\omega = 0.622 * \frac{p_v}{p_a} \quad (\text{IV-27})$$

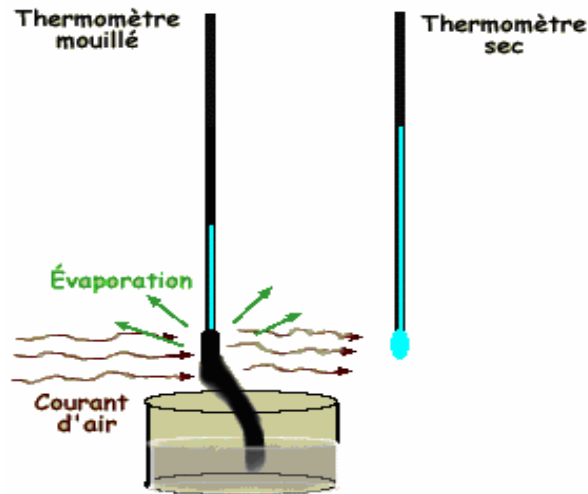
Le degré de saturation est défini comme le rapport entre l'humidité absolue réel et l'humidité absolue d'un mélange saturé à la même température et à la même pression totale.

Une expression entre l'humidité relative ϕ et l'humidité absolue ω peut être établie à partir des équations précédentes par :

$$\phi = \frac{\omega p_a}{0.622 p_{sat}} \quad (\text{IV-28})$$

IV.3.3- Mesure de l'humidité - Psychromètre

On mesure l'humidité relative de l'air à l'aide de deux thermomètres, un thermomètre ordinaire (sec) et un thermomètre dont le bulbe est entouré d'un coton imbibé d'eau (mouillé). L'eau dans laquelle trempe le coton est à la température de l'air ambiant (figure(IV-5)). Ce système de deux thermomètres se nomme «psychromètre» [7, 64, 84 et 89].

Figure(IV-5) : *Psychromètre.*

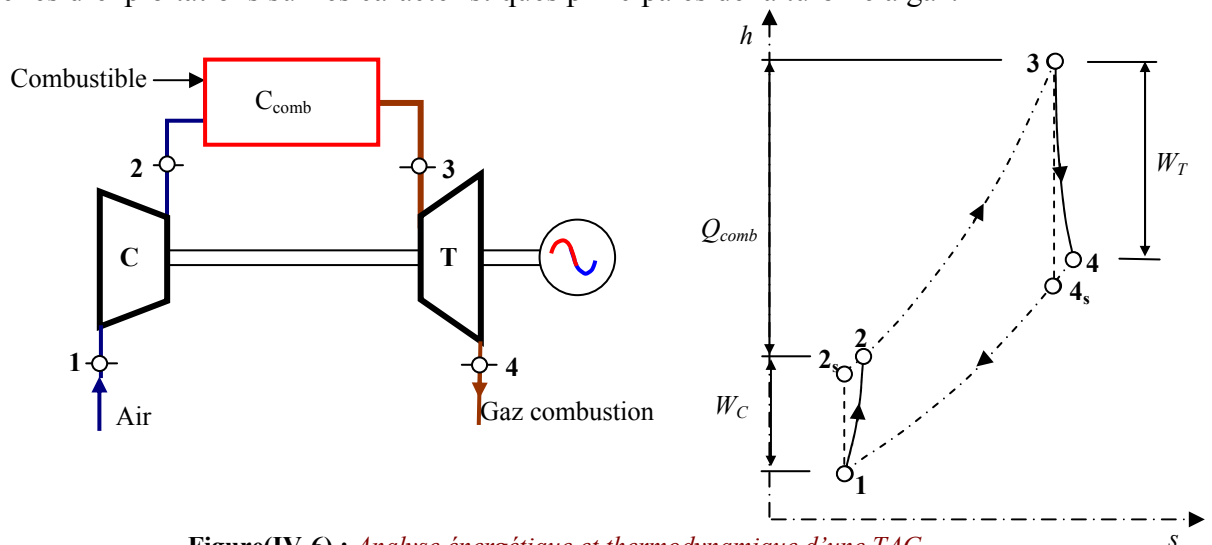
Lorsqu'un courant d'air passe autour des deux thermomètres, le thermomètre sec indique la température de l'air.

Le thermomètre mouillé indique normalement une température plus basse que celle du thermomètre sec. C'est que de l'eau s'évapore du coton imbibé et on sait que l'évaporation produit un refroidissement (voir l'évaporation). Plus l'air est sec, plus il y a d'eau qui s'évapore du coton et plus la température du thermomètre mouillé est basse. La différence de température entre les deux thermomètres est donc d'autant plus grande que l'air est sec.

Au contraire, si l'air est très humide, peu d'eau s'évaporera du coton et la température du thermomètre mouillé diminuera moins. Lorsque l'air est saturé (100 % d'humidité relative), il n'y a pas d'évaporation et le thermomètre mouillé indique la même température que le thermomètre sec.

IV.4- Modélisation thermodynamiques de la TAG

Le calcul thermodynamique des différents processus est basé sur les propriétés thermodynamiques réelles des fluides utilisés. La détermination des paramètres d'exploitation de l'ensemble turbo-compresseur (schématisé à la figure(IV-6)) se fait en tenant compte des conditions de travail in-situ. Autrement dit, nous allons étudier l'influence des conditions réelles d'exploitations sur les caractéristiques principales de la turbine à gaz.

Figure(IV-6) : *Analyse énergétique et thermodynamique d'une TAG.*

IV.4.1- Performances d'un cycle simple de la TAG

Dans ce cas les caractéristiques principales de la TAG sont déterminées sans injection de vapeur d'eau, pour différentes valeurs, de température ambiante (0 à 50°C), de taux de compression, de pertes de charge dans le filtre, d'altitude de fonctionnement et d'humidité.

IV.4.1.1- Caractéristiques principales de la TAG à l'état sec

a- Chaleur spécifique à pression constante de l'air

La chaleur spécifique est déterminée en fonction de la température et la pression (voir l'annexe-A).

$$c_{p_a} = c_{p_a}(\tau, T) \quad (IV-29)$$

b- Travail adiabatique du compresseur

Le travail adiabatique du compresseur est exprimé par :

$$w_c(\tau, T_{Amb}) = c_{p_a}(\tau, T_2) * T_2 - c_{p_a}(p_{Amb}, T_{Amb}) * T_{Amb} \quad (IV-30)$$

Avec :

$$\frac{T_2(\tau, T_{Amb})}{T_{Amb}} = \left(\frac{p_2}{p_{Amb}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (IV-31)$$

Avec :

$$\begin{cases} \gamma_a(p, T) = \frac{c_{p_a}(p, T)}{c_{p_a}(p, T) - R_a} \\ \tau = \frac{p_2}{p_1} \end{cases} \quad (IV-32)$$

La détermination de $T_2(\tau, T_{Amb})$ et $c_{p_a}(\tau, T_2)$ se fait par une méthode itérative (en utilisant une fonction appropriée qui vérifie les conditions de la convergence du théorème de pointe).

c- Travail indiqué du compresseur

Le travail indiqué relatif du compresseur est donné par :

$$w_{iC}(\tau, T_{Amb}) = \frac{w_c(\tau, T_{Amb})}{\eta_{iC}} \quad (IV-33)$$

Avec : η_{iC} : rendement indiqué relatif du compresseur on le prend égal : $\eta_{iC} \approx 0.90$

d- Travail spécifique réel du compresseur

Le travail spécifique du compresseur est donné par :

$$w_{eC}(\tau, T_{Amb}) = \frac{w_{iC}(\tau, T_{Amb})}{\eta_{mécC}} \quad (IV-34)$$

Avec : η_{mec} : rendement mécanique relatif du compresseur . $\eta_{mec} \approx 0.97$

e- Travail adiabatique de la turbine de détente

Le travail adiabatique de la turbine de détente est exprimé par :

$$w_T(\tau, T_{Amb}) = c_{p_a}(p_3, T_3) * T_3 - c_{p_g}(p_4, T_4) * T_4 \quad (IV-35)$$

La chaleur spécifique des gaz d'échappement est déterminée en fonction de la température et de la pression (voir l'annexe-A).

Avec:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (IV-36)$$

Soit :

$$\begin{cases} \gamma_g(p, T) = \frac{c_{p_g}(p, T)}{c_{p_g}(p, T) - R_g} \\ \tau = \frac{p_3}{p_4} \end{cases} \quad (IV-37)$$

La détermination de $T_4(\tau, T_{Amb})$ et $c_{p_g}(p_4, T_4)$ se fait par une méthode itérative (en utilisant une fonction appropriée qui vérifie les conditions de la convergence du théorème de pointe).

f- Travail indiqué de la turbine de détente

$$w_{iT}(\tau, T_{Amb}) = \eta_{iT} * w_T(\tau, T_{Amb}) \quad (IV-38)$$

Avec : η_{iT} : rendement indiqué relatif de la turbine. $\eta_{iC} \approx 0.88$

g- Travail réel spécifique de la turbine de détente

$$w_{eT}(\tau, T_{Amb}) = \eta_{mecT} * w_{iT}(\tau, T_{Amb}) \quad (IV-39)$$

Avec : η_{mecT} : rendement mécanique relatif de la turbine. $\eta_{mecT} \approx 0.98$

h- Quantité de chaleur spécifique fournie par la chambre de combustion

$$Q(\tau, T_{Amb}) = \bar{c}_{pg} * (T_3 - T_2) \quad (IV-40)$$

Avec :

$$\bar{c}_{pg}(\tau, T_{Amb}) = \frac{1}{(T_3 - T_2)} \int_{T_2}^{T_3} c_{pg}(T) * dT \quad (IV-41)$$

i- Débit théorique de l'air pour la combustion d'un Kg de combustible

$$L_0 = \lambda_k * PCI$$

Avec :

λ_k : Caractéristique qui est en fonction de l'unité de mesure du pouvoir calorifique.

Dans notre cas: $\lambda_k = 1.43 * 10^{-03}$

PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible (gaz naturel dans notre cas).

j- Coefficient d'excès d'air

$$\alpha = \frac{PCI}{L_0} * \frac{\eta_{CC}}{Q(\tau, T_{Amb})} \quad (IV-42)$$

Avec : L_0 : débit massique spécifique théorique d'air.

η_{CC} : Rendement de la chambre de combustion. $\eta_{CC} \approx 0.95$

k- Débit massique du combustible

Le rendement est défini pour des conditions de référence en termes d'air entrant (température, excès). Il est corrigé si les conditions opératoires pour l'air entrant diffèrent de l'état de référence, soit en température, soit en excès ou le taux du compresseur utilisé.

Pour des conditions : $T = T_{Iso}$, $p = p_{Iso}$ et $\tau = \tau_{Const}$

$$\dot{m}_{Cmb}(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) = \frac{P_{Const}}{PCI * \eta_{Const}} \quad (IV-43)$$

l- Rendement thermodynamique

$$\eta_{The} = L_0 * \alpha * \left(\frac{w_{eT}(\tau, T_{Amb}) - w_{eC}(\tau, T_{Amb})}{PCI} \right) \quad (IV-44)$$

m- Débit de l'air sec comprimé par le compresseur

$$\dot{m}_a(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) = \alpha * L_0 * \dot{m}_{Comb}(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) \quad (IV-45)$$

n- Débit massique du générateur de gaz à travers la turbine de détente

$$\dot{m}_T(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) = \dot{m}_a(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) + \dot{m}_{Comb}(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) \quad (IV-46)$$

o- Débit massique de l'air total comprimé par le compresseur

Le débit massique d'air global en tenant compte des fuites à travers les systèmes d'étanchéités dans le trajet de l'air, en tenant compte du coefficient du débit C_f et ainsi que le débit massique d'air nécessaire pour le refroidissement de la turbine :

$$\dot{m}_{a_Tot}(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) = \dot{m}_a(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) + C_f * \dot{m}_a(\tau_{Const}, T_{Iso}, p_{Iso}) \quad (IV-47)$$

En utilisant une méthode linéaire pour déterminer la distribution des deux débits air et le carburant selon le taux de compression (τ) et la température ambiante (T_{Amb}) :

$$\dot{m}_{a_Tot} = f_1(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) \text{ et } \dot{m}_T = f_2(\tau, T_{Amb}, p_{Amb})$$

Avec : $C_f \approx 2.0\%$

p- Puissance absorbée par le compresseur

$$P_C(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) = \dot{m}_{a_Tot}(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) * w_{eC}(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) \quad (IV-48)$$

q- Puissance fournie par la turbine de détente

$$P_T(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) = \dot{m}_T(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) * w_{eT}(\tau, T_{Amb}) \quad (IV-49)$$

r- Puissance utile disponible

$$P_{Ut_Disp}(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) = P_T(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) - P_C(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) \quad (IV-50)$$

s- Puissance développée par la chambre de combustion

$$P_{CC}(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) = \bar{c}_{pg}(\tau, T_{Amb}) * \dot{m}_T(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) * (T_3 - T_2) \quad (IV-51)$$

t- Rendement thermique global

$$\eta_{Th_gb}(\tau, T_{Amb}, p) = \frac{P_{Ut_Disp}(\tau, T_{Amb}, p_{Amb})}{\dot{m}_{Comb}(\tau, T_{Amb}, p_{Amb}) * PCI} \quad (IV-52)$$

IV.4.1.2- Caractéristiques principales de la TAG en présence d'humidité

Pour une pression à l'amont du compresseur de la TAG fixe ($p = p_{Iso}$), la modélisation des performances à l'état humide est similaire celle de l'état sec, la variable température ambiante (t_{Amb}) transformée à température humide (t_{a_hum}) voir (l'annexe-B).

$$t_{a_hum} = g_1(t_{a_sec}, \phi) \quad (IV-53)$$

Et le débit du fluide moteur traversant la machine devient :

$$\begin{cases} \dot{m}_{a_hum}(\tau, T_{a_hum}, \phi) = \dot{m}_{a_Tot}(\tau, T_{a_hum})(1 + \omega) \\ \dot{m}_{T_h}(\tau, T_{a_hum}, \phi) = \dot{m}_T(\tau, T_{a_hum})(1 + \omega) \end{cases} \quad (IV-54)$$

a- Puissance absorbée par le compresseur

$$P_C(\tau, T_{a_hum}, \phi) = \dot{m}_{a_Tot}(\tau, T_{a_hum}, \phi) * w_{eC}(\tau, T_{a_hum}, \phi) \quad (IV-55)$$

b- Puissance fournie par la turbine de détente

$$P_T(\tau, T_{a_hum}, \phi) = \dot{m}_{T_h}(\tau, T_{a_hum}, \phi) * w_{eT}(\tau, T_{a_hum}) \quad (IV-56)$$

c- Puissance utile

$$P_{Ut_Disp}(\tau, T_{a_hum}, \phi) = P_T(\tau, T_{a_hum}, \phi) - P_C(\tau, T_{a_hum}, \phi) \quad (IV-57)$$

d- Puissance développée par la chambre de combustion

$$P_{CC}(\tau, T_{a_hum}, \phi) = \bar{c}_{pg}(\tau, T_{a_hum}) * \dot{m}_T(\tau, T_{a_hum}, \phi) * (T_3 - T_2) \quad (IV-58)$$

e- Rendement thermique global

$$\eta_{Th_gb}(\tau, T_{a_hum}, \phi) = \frac{P_{Ut_Disp}(\tau, T_{a_hum}, \phi)}{\dot{m}_{Comb}(\tau, T_{a_hum}, \phi) * PCI} \quad (IV-59)$$

IV.4.2- Performances du cycle STIG

Dans le but de valider nos résultats par rapport à ceux de la littérature, l'influence de l'injection de vapeur d'eau sur les caractéristiques principales de la TAG a été étudiée. A cet effet, les quantités de vapeur à injecter compte tenu des augmentations de température ambiante par rapport aux conditions de référence pour maintenir stable le rendement de la TAG ont été bien évaluées.

IV.4.2.1- Effets de l'injection de vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG

Pour des conditions de référence données (T_{Iso} , p_{Iso} et ϕ_{Iso}) les caractéristiques de la TAG avec l'injection de vapeur sont exprimées par :

a- Puissance fournie par la turbine de détente

D'après les équations (IV-14) et (IV-18), la puissance délivrée par la turbine de détente est donnée par :

$$P_T(\tau, T_{Amb}, vap) = (\dot{m}_a + \dot{m}_f') * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v * (h_{v,t_{CC}} - h_{v,t_4}) \quad (IV-60)$$

b- Puissance utile

$$P_{Ut_Disp}(\tau, T_{Amb}, vap) = P_T(\tau, T_{Amb}, vap) - P_C(\tau, T_{Amb}) \quad (IV-61)$$

c- Rendement thermique global

D'après les équations (IV-16) et (IV-17), le rendement thermique est exprimé par :

$$\eta_{The}(\tau, vap) = \frac{[-B_1 * \gamma + (\alpha + vap * \beta + \gamma) * C_1 + vap * \gamma * D_1] * \eta_{mec}}{PCI * (vap * \beta + \alpha)} \quad (IV-62)$$

Avec :

$$\begin{cases} \alpha = h_{3,g} - h_{2,a} \\ \beta = h_{3,v} - h_{t_{inj},v} \\ \gamma = \eta_{CC} * PCI - h_{3,g} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} A_1 = (\eta_{The} * PCI) / \eta_{mec} \\ B_1 = w_C(\tau, vap) / \eta_{mec} \\ C_1 = h_{3,g} - h_{4,g} \\ D_1 = h_{3,v} - h_{4,v} \end{cases} \quad (IV-63)$$

IV.4.2.2- Amélioration des caractéristiques principales de la TAG par l'injection de vapeur

Dans le but de stabiliser le rendement de la TAG lorsque la température de l'air ambiant dépasse celle de référence, les quantités convenables de vapeur d'eau à injecter ont été évaluées.

a- Rapport débit vapeur-débit air

D'après les équations (IV-16) et (IV-17), la quantité de vapeur d'eau nécessaire à un fonctionnement similaire à celui de référence, lorsque la température ambiante varie jusqu'à 50°C, est exprimée par :

$$\begin{aligned} vap(\tau, T_{Amb}) = & \frac{\left[\left(w_C(\tau, T_{Amb}) / \eta_{mec} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (\eta_{CC} * PCI - h_{3,g})}{(\eta_{CC} * PCI - h_{3,g}) * (h_{3,v} - h_{4,v}) - \left[\eta_{The}^{Iso} * \left(PCI / \eta_{mec} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (h_{3,v} - h_{t_{inj},v})} \quad (IV-64) \\ & + \frac{\left[\eta_{The}^{Iso} * \left(PCI / \eta_{mec} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (h_{3,g} - h_{2,a})}{(\eta_{CC} * PCI - h_{3,g}) * (h_{3,v} - h_{4,v}) - \left[\eta_{The}^{Iso} * \left(PCI / \eta_{mec} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (h_{3,v} - h_{t_{inj},v})} \end{aligned}$$

La détermination de ce rapport s'obtient par un processus itératif à l'aide de l'équation(IV-14).

b- Caractéristiques principales de la TAG

Les expressions de calcul de la puissance délivrée par la turbine de détente, la puissance utile et le rendement global sont similaires à celles du § IV-4-2-1.

Conclusion

Une modélisation basée sur les relations analytiques des différents processus d'une installation à turbine à gaz dans les deux cas : cycle simple sans injection de vapeur (un fonctionnement à l'état sec et état humide) et un cycle avec injection de vapeur (cycle de STIG) a été présentée.

Chapitre-V : Description du programme de calcul «ImprovSTIG»

Introduction

Dans cette partie, nous avons établi un programme de calcul des différents processus d'une turbine à gaz industrielle dont les caractéristiques sont définies dans les références [59-62], en utilisant le langage Fortran. Ce programme permet l'analyse paramétrique des performances d'un cycle simple sans injection et avec injection de vapeur d'eau. Ce programme est basé sur les relations analytiques des différentes parties de la machine considérée en introduisant la table thermodynamique récente de l'eau et de vapeur [131]. Les calculs ont été réalisés avec des gammes de taux de compression, de pression atmosphérique, d'humidités et de températures ambiantes variables.

V.1- Données d'exploitation de la turbine à gaz

Le détail sur les différents paramètres et les hypothèses de bases considérées est donné dans le tableau(V-1), d'après [59-62].

P_{Const}	18000 kW	t_{Amb}	0 / 50 °C
η_{Th_Const}	23 %	η_{CC}	95 %
t_{CC}	900 °C	η_G	96 %
PCI (GN)	45119 kJ/kg	η_T	88 %
C_f	1.02	η_{mec}	95 %
η_C	90 %	$\Delta p_{Gén}$	1,25 %
p_{Amb}	1,0132 bar	Δp_{CC}	4 %
τ	7.3761	Δp_{Adm}	1 %

Tableau(V-1) : Caractéristiques de la turbine à gaz GE MS5002.

V.2- Présentation du Programme

Le programme de calcul global est constitué de trois modules. Le premier consiste en l'analyse des effets des conditions atmosphériques sur les performances d'une turbine à gaz en se basant sur les propriétés thermodynamiques réelles de l'air. Le deuxième sert à déterminer les effets de l'injection de vapeur d'eau sur les performances de la turbine à gaz (STIG cycle), en tenant compte des conditions standards fixes et sans dépasser une marge donnée du débit de la vapeur, pour éviter les problèmes de saturation et le choking. Une fois les paramètres de fonctionnement optimaux connus, le calcul des performances de l'installation est revu en injectant des quantités convenables de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion afin d'améliorer les performances de l'équipement considéré. Le dernier module sert à compenser la baisse de performances engendrée par les conditions climatiques rudes, par l'injection de quantités de vapeur appropriées. La description de ces modules est la suivante.

V.2.1- Algorithme

Le programme de calcul est constitué par des blocks suivants :

Program Main :

- Lecture des données (caractéristiques de la turbine à gaz, données du climat,.....)
- Choix du type d'analyse (effets des conditions ambiantes, effets d'injection de vapeur d'eau ou amélioration des performances de la turbine à gaz considérée) et cela à l'état sec ou en présence d'humidité.
- Stockage des résultats.

Module Cond_Amb :

Calcul du cycle thermodynamique de la turbine à gaz qui comporte les deux cas sec et dans une gamme d'humidité.

- processus de la compression (la température à la sortie du compresseur, le travail spécifique du compresseur).
- processus de la combustion (détermination du débit d'air nécessaire à la combustion).
- processus de la détente (la température à la sortie de la turbine, le travail spécifique fourni par la turbine).
- puissance utile et rendement thermique de la turbine à gaz.

Module Effet_vap_perf :

Calcul du cycle thermodynamique de la turbine à gaz à la température standard (T_{iso}) s'effectue en deux cas sec et en présence d'humide fixe et cela avec une gamme de quantité de vapeur d'eau injectée à l'amont de la chambre de combustion.

- Processus de la compression sans injection de vapeur.
- Processus de la combustion en présence de la vapeur.
- processus de la détente en présence de vapeur.
- puissance utile et rendement thermique de la turbine à gaz.

Module Improv_STIG :

Calcul du cycle thermodynamique de la turbine à gaz s'effectue en deux cas sec et en présence d'humide fixe. Dans ce cas l'injection de vapeur commence lorsque la température ambiante devient supérieure à celle de référence.

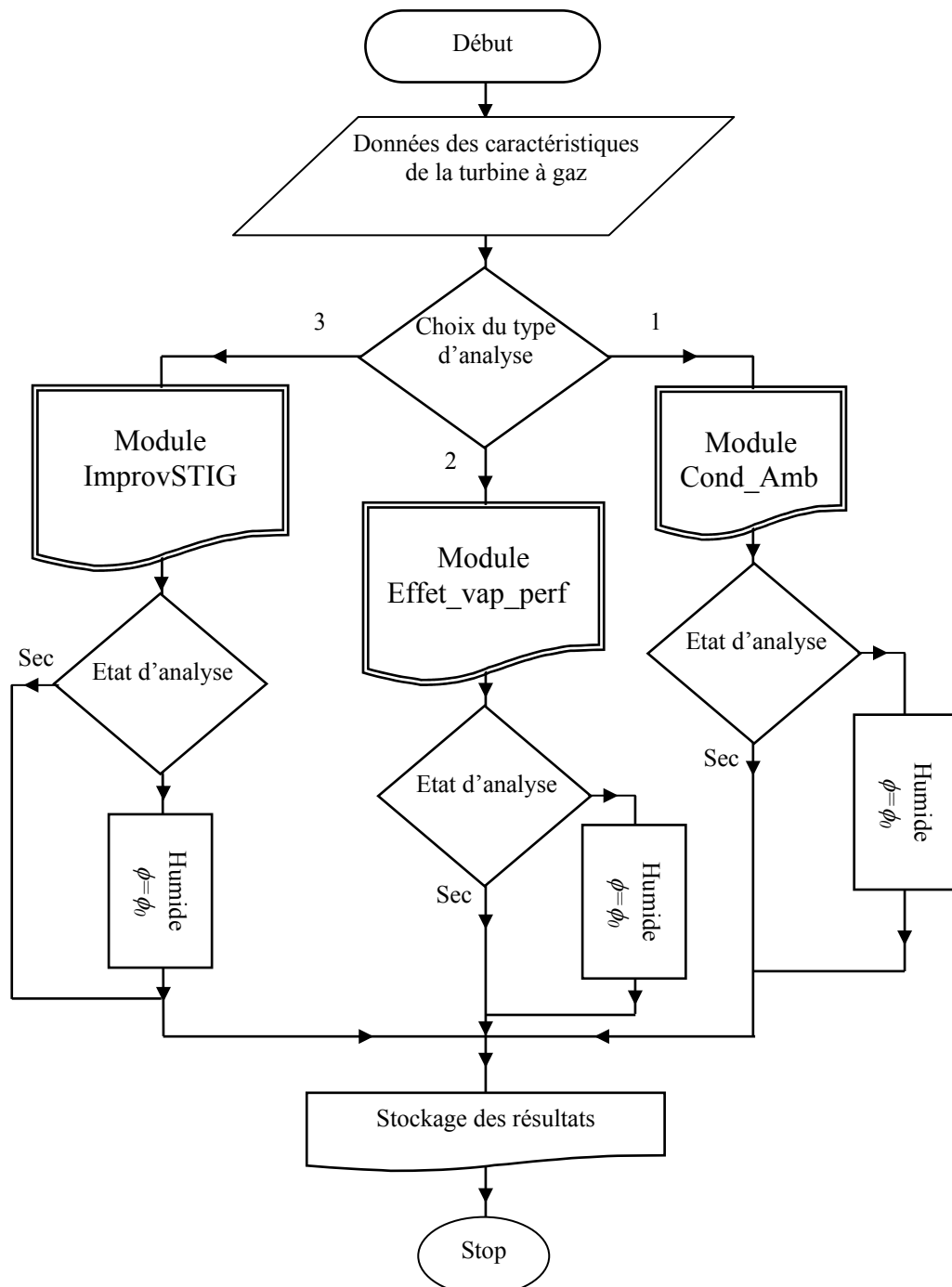
- Processus de la compression sans injection de vapeur.
- Processus de la combustion (détermination du débit d'air nécessaire à la combustion).
- processus de la détente (la température à la sortie de la turbine, le travail spécifique fourni par la turbine et le travail fourni par la détente).
- puissance utile et rendement thermique de la turbine à gaz.

La description et la présentation sont détaillées dans le manuel d'utilisation du code de calcul **ImprovSTIG**.

V.2.2- Organigrammes

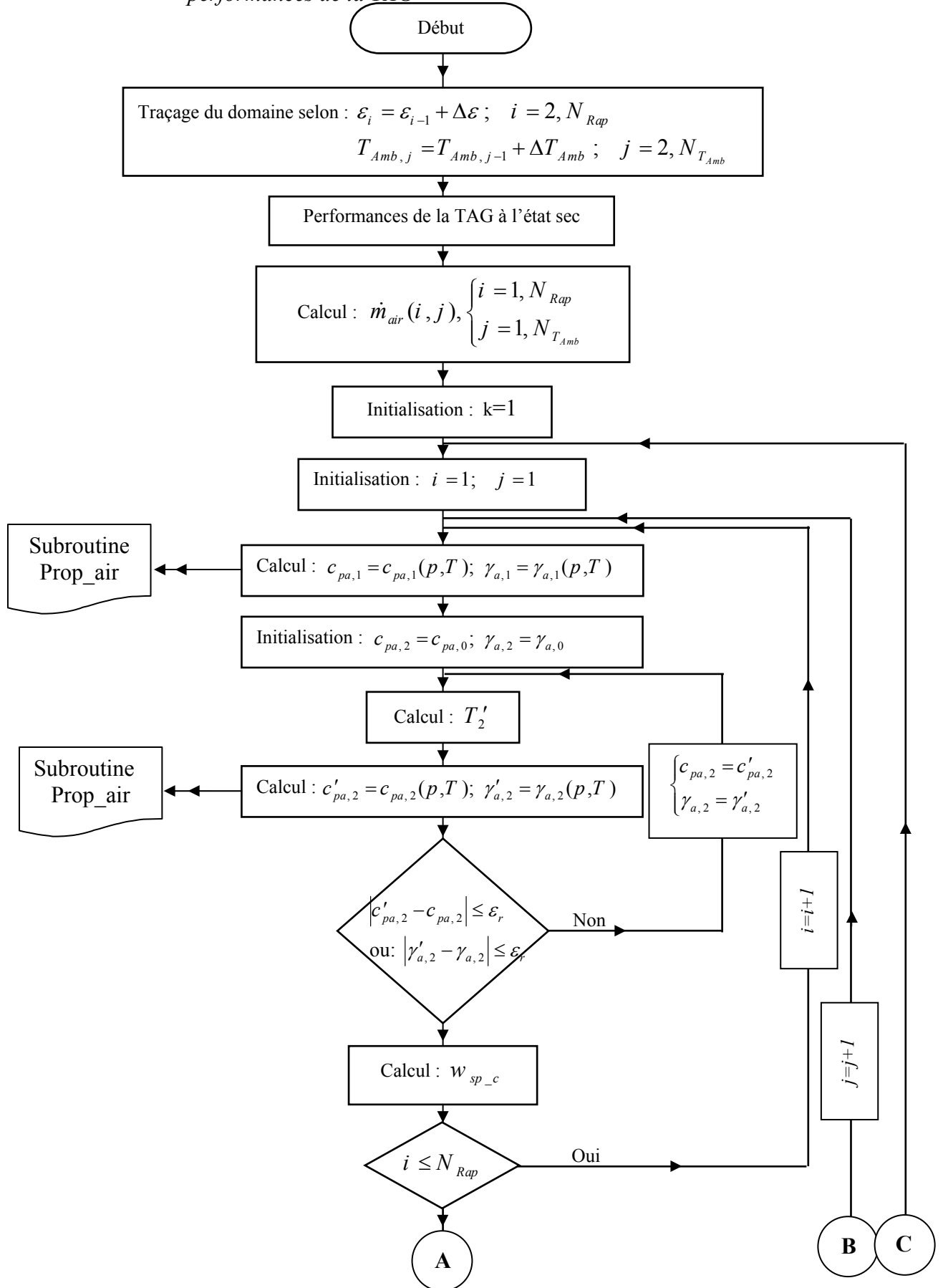
V.2.2.1- Organigramme du programme principal

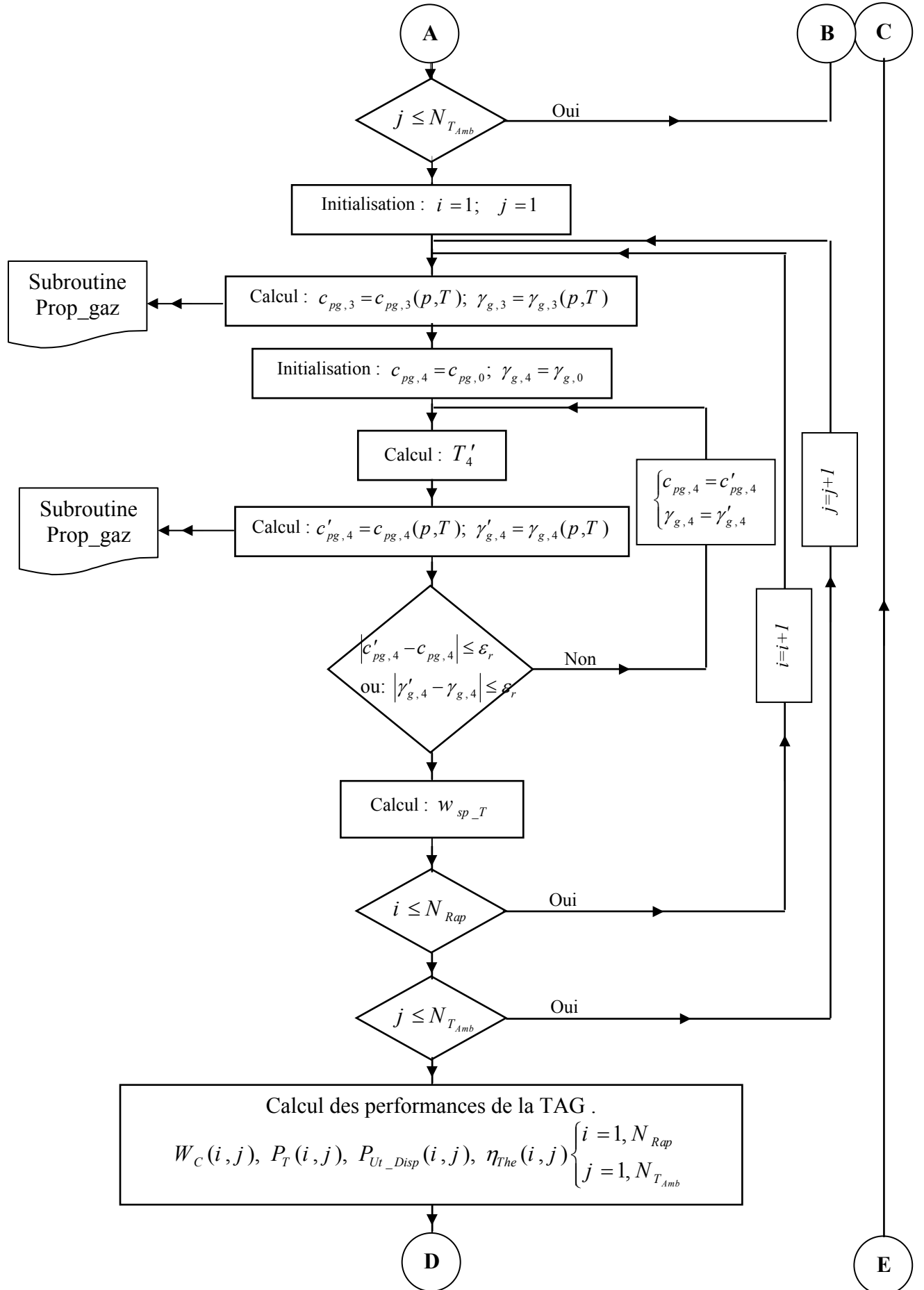
Le code de calcul établi ImprovSTIG est représenté par l'organigramme global suivant :

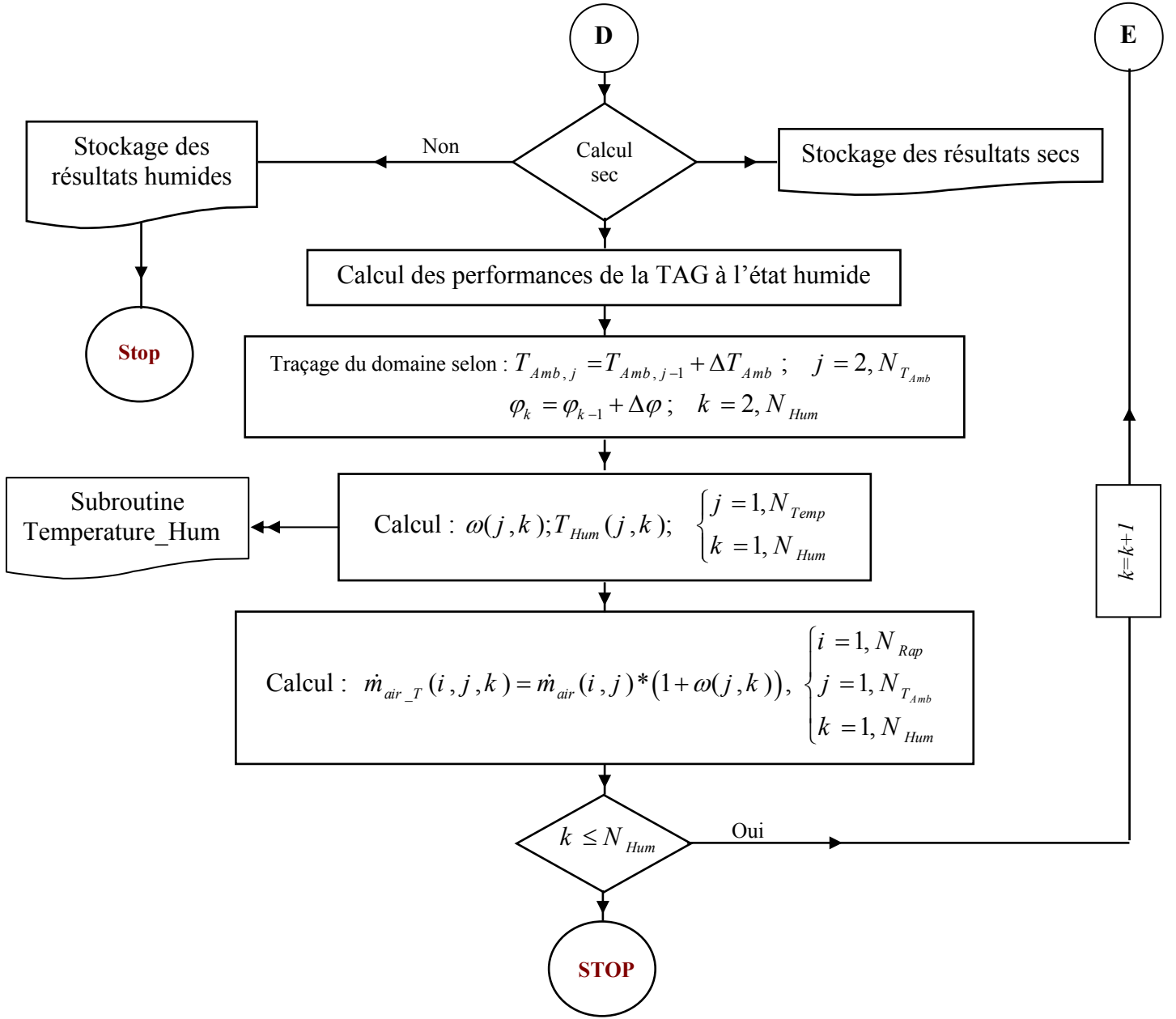


Figure(V-1) : Organigramme global de calcul.

V.2.2.2- Organigramme de calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TAG

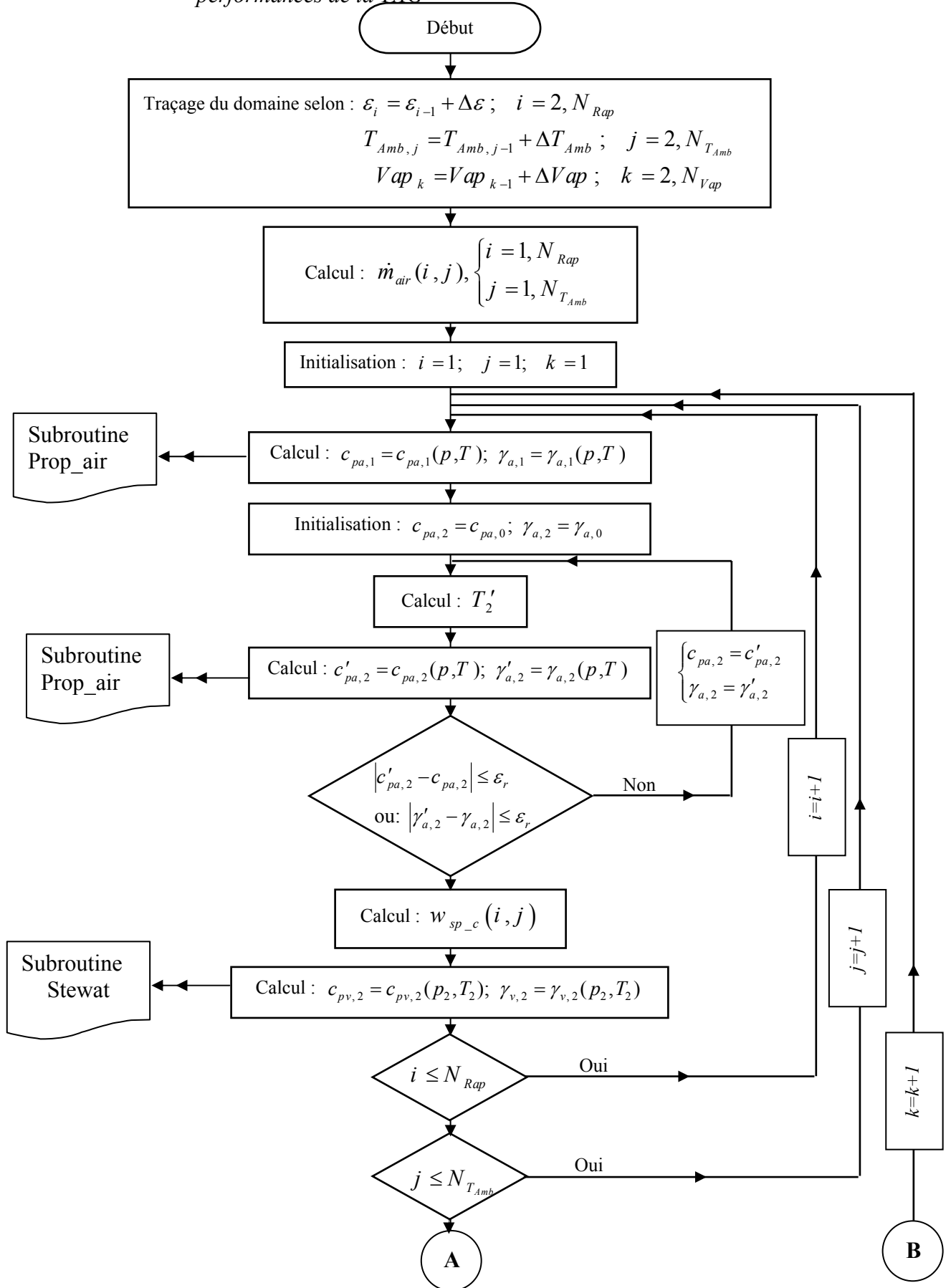


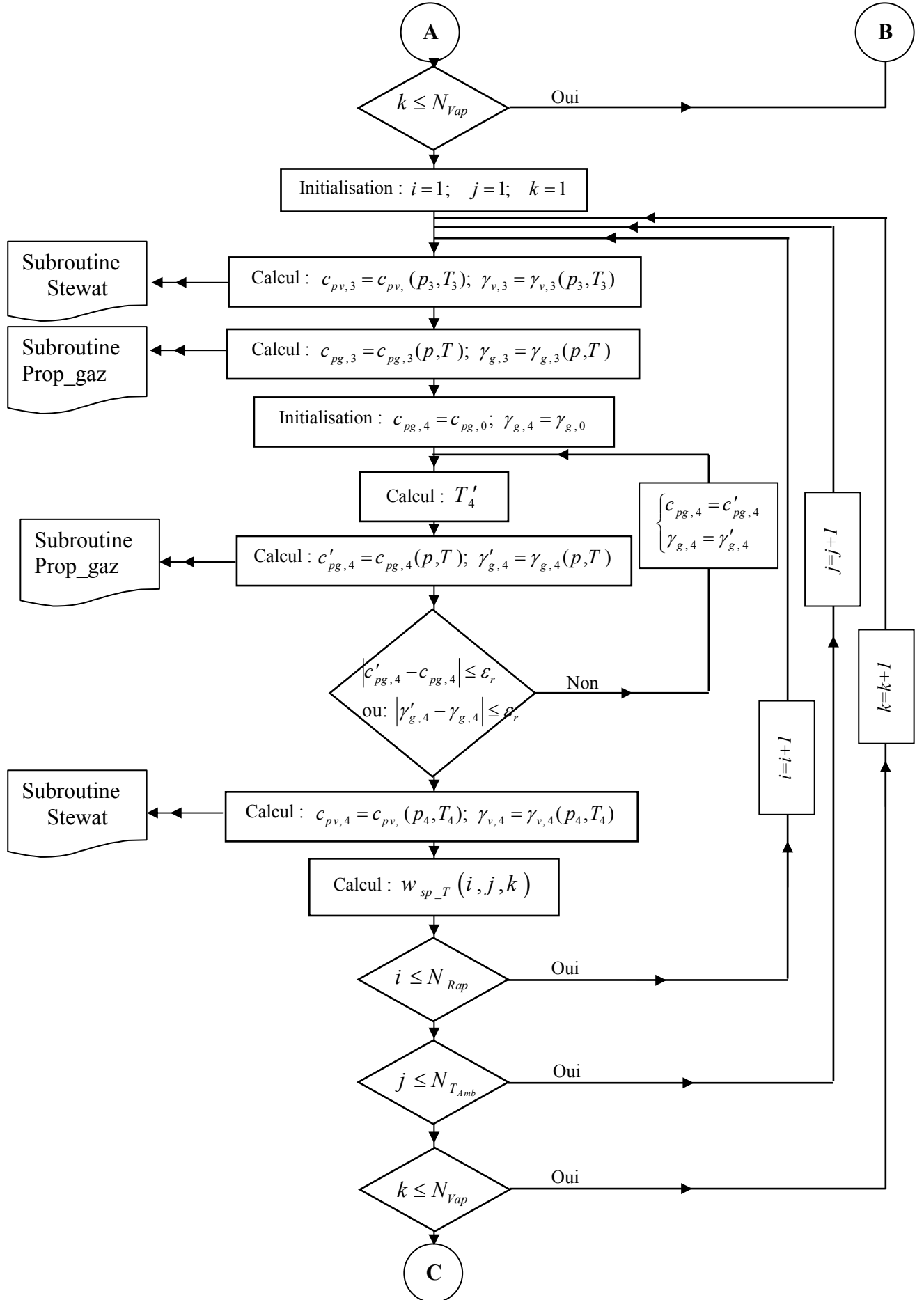


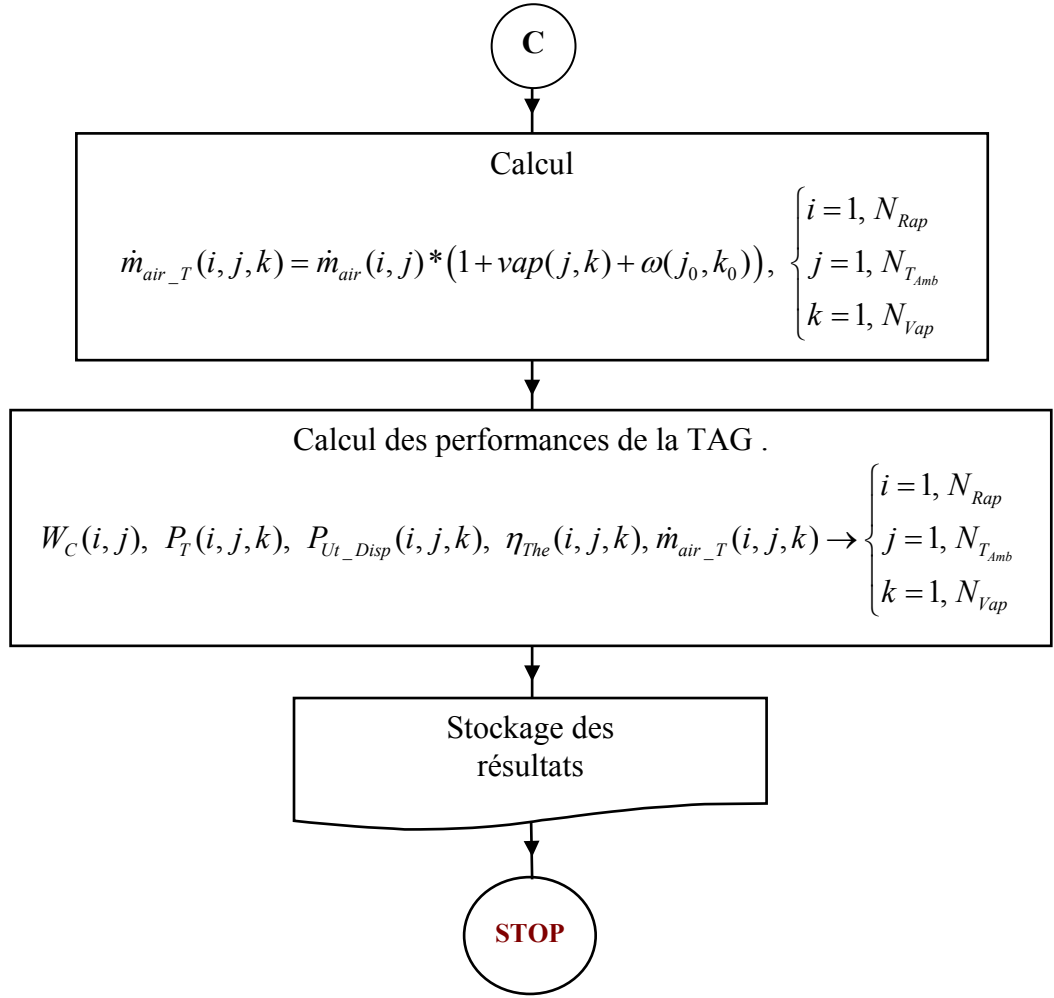


Figure(V-2) : *Organigramme de calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TAG.*

V.2.2.3- Organigramme de calcul des effets d'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG

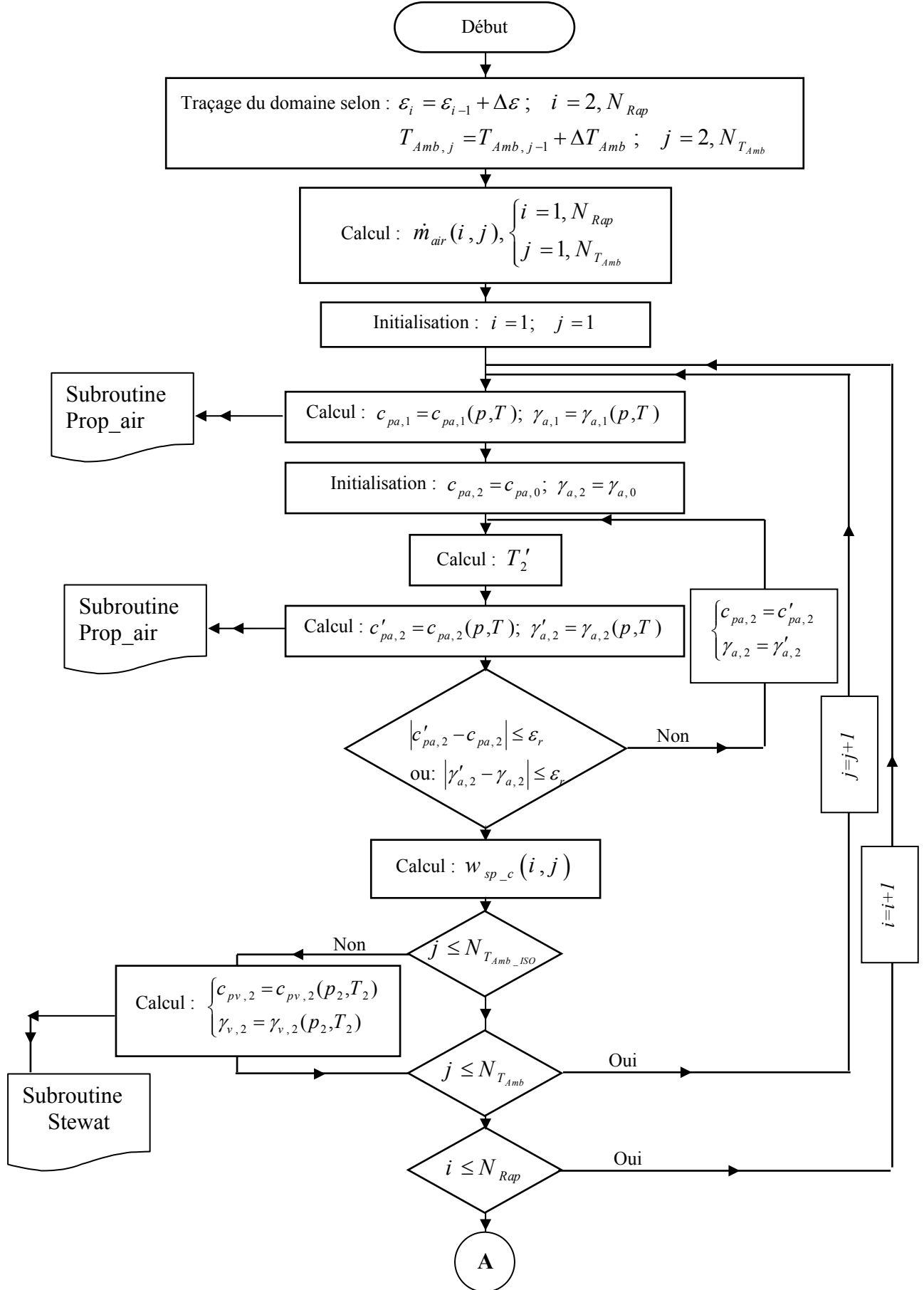


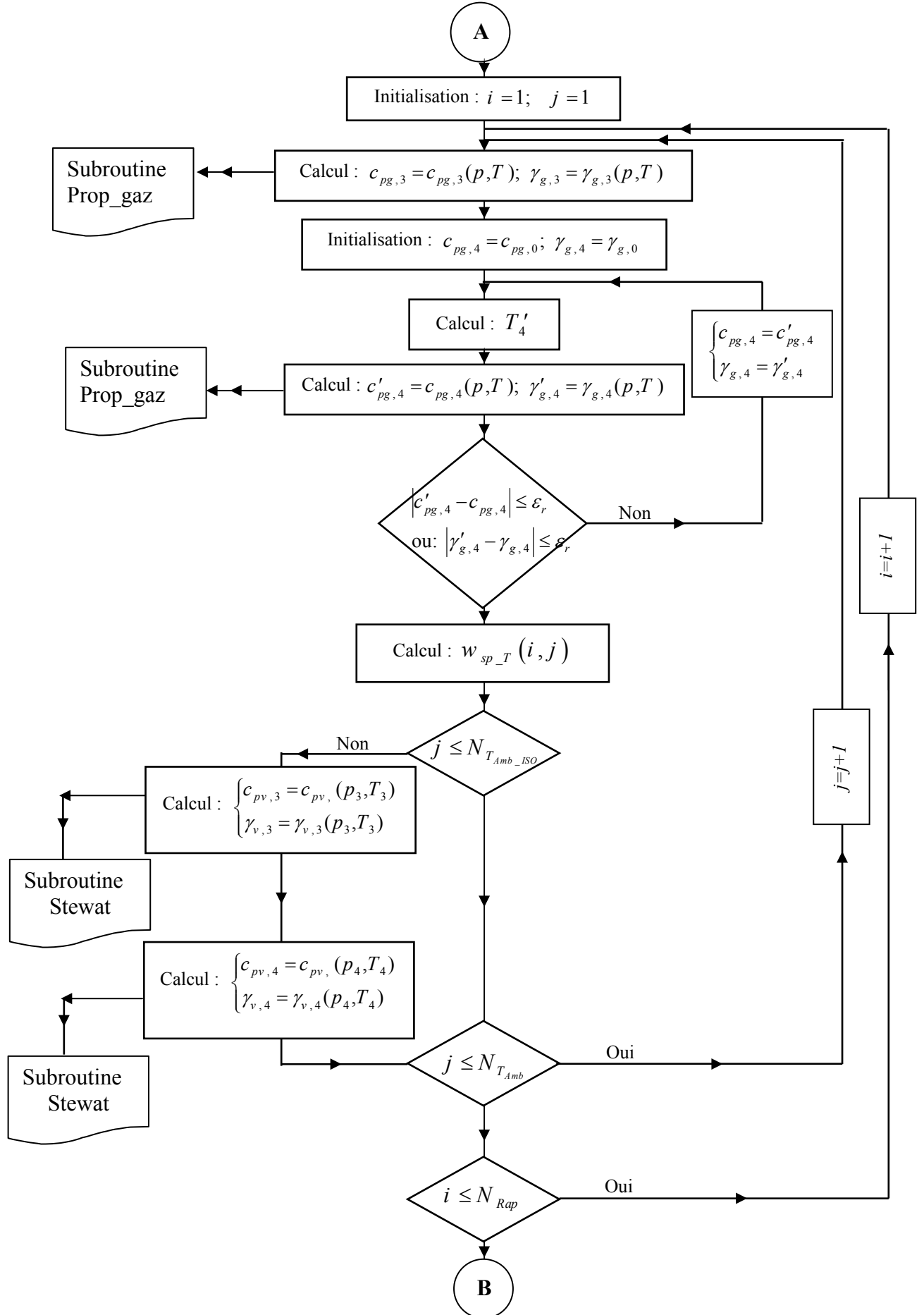


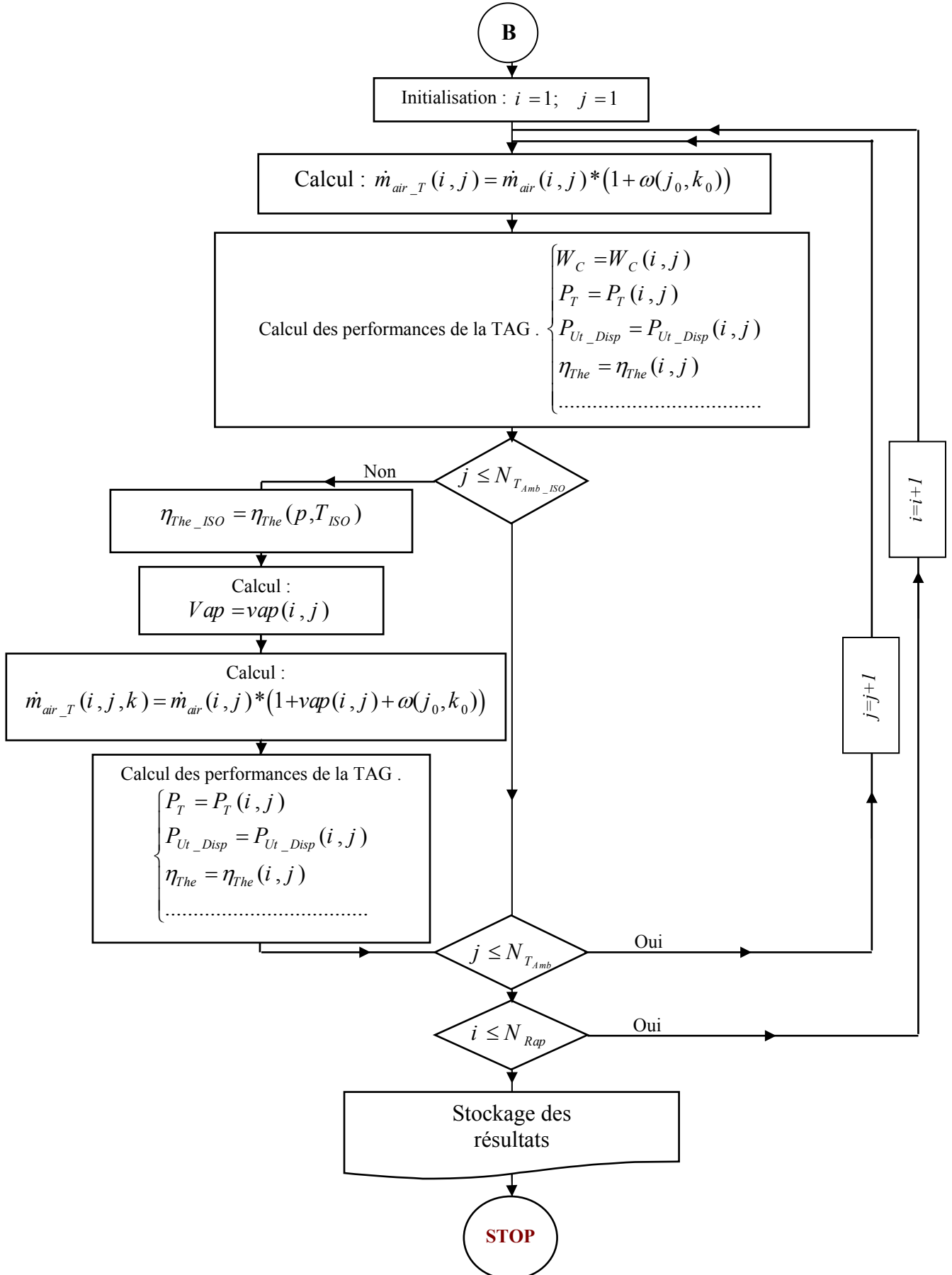


Figure(V-3) : *Organigramme de calcul des effets d'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG.*

V.2.2.4- Organigramme d'amélioration des performances de la TAG par l'injection de vapeur d'eau

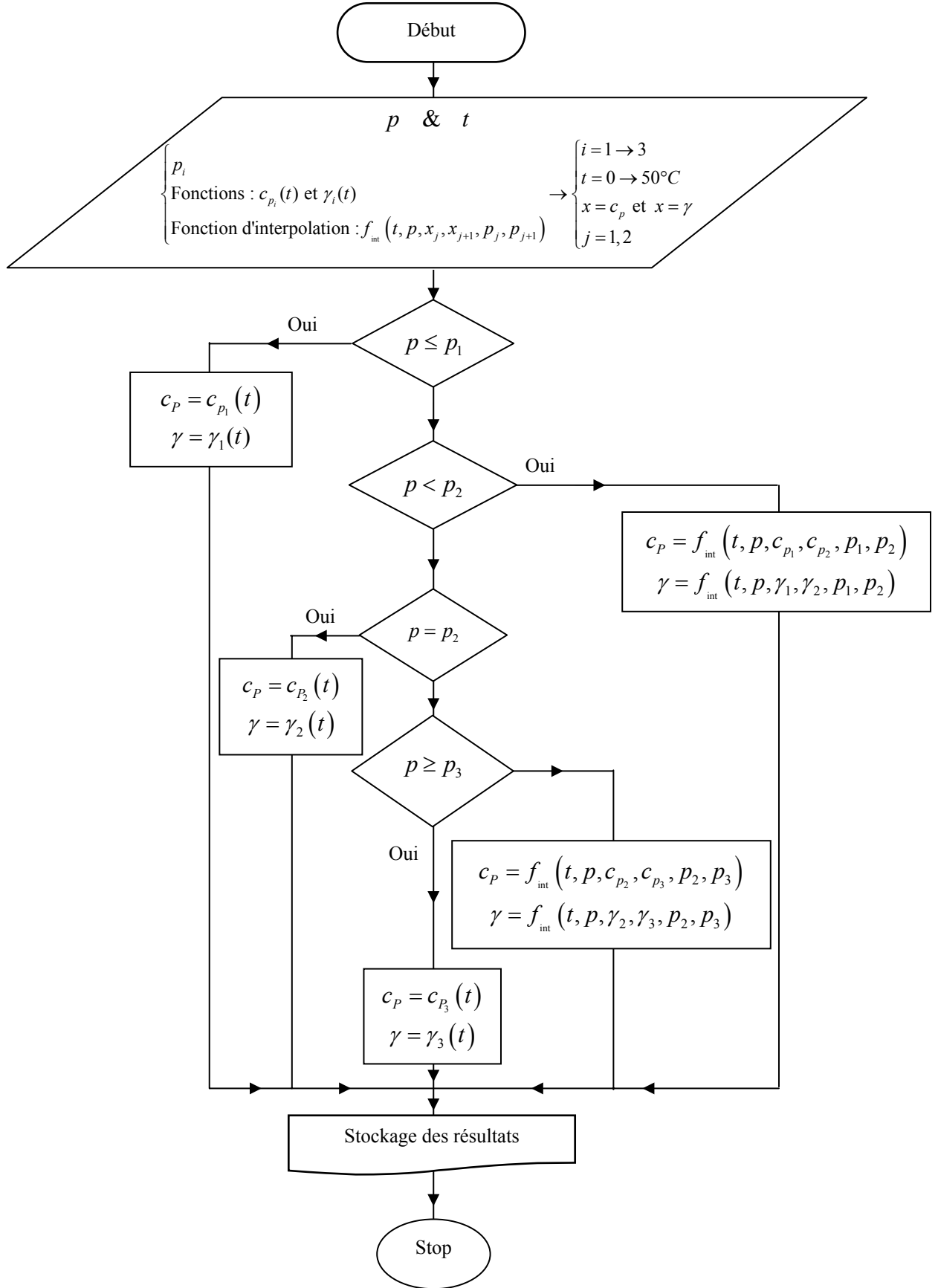






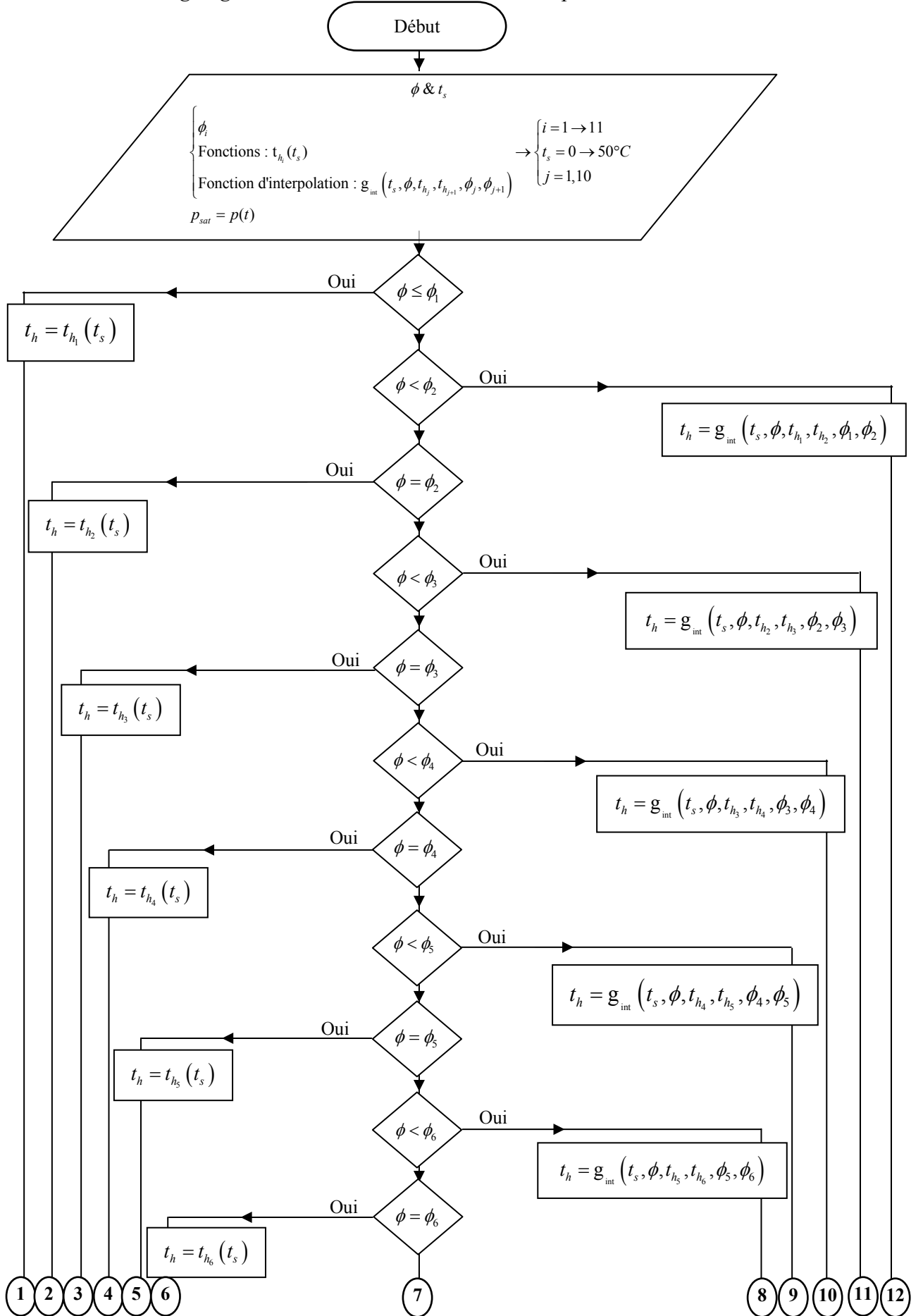
Figure(V-4) : Organigramme d'amélioration des performances de la TAG par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

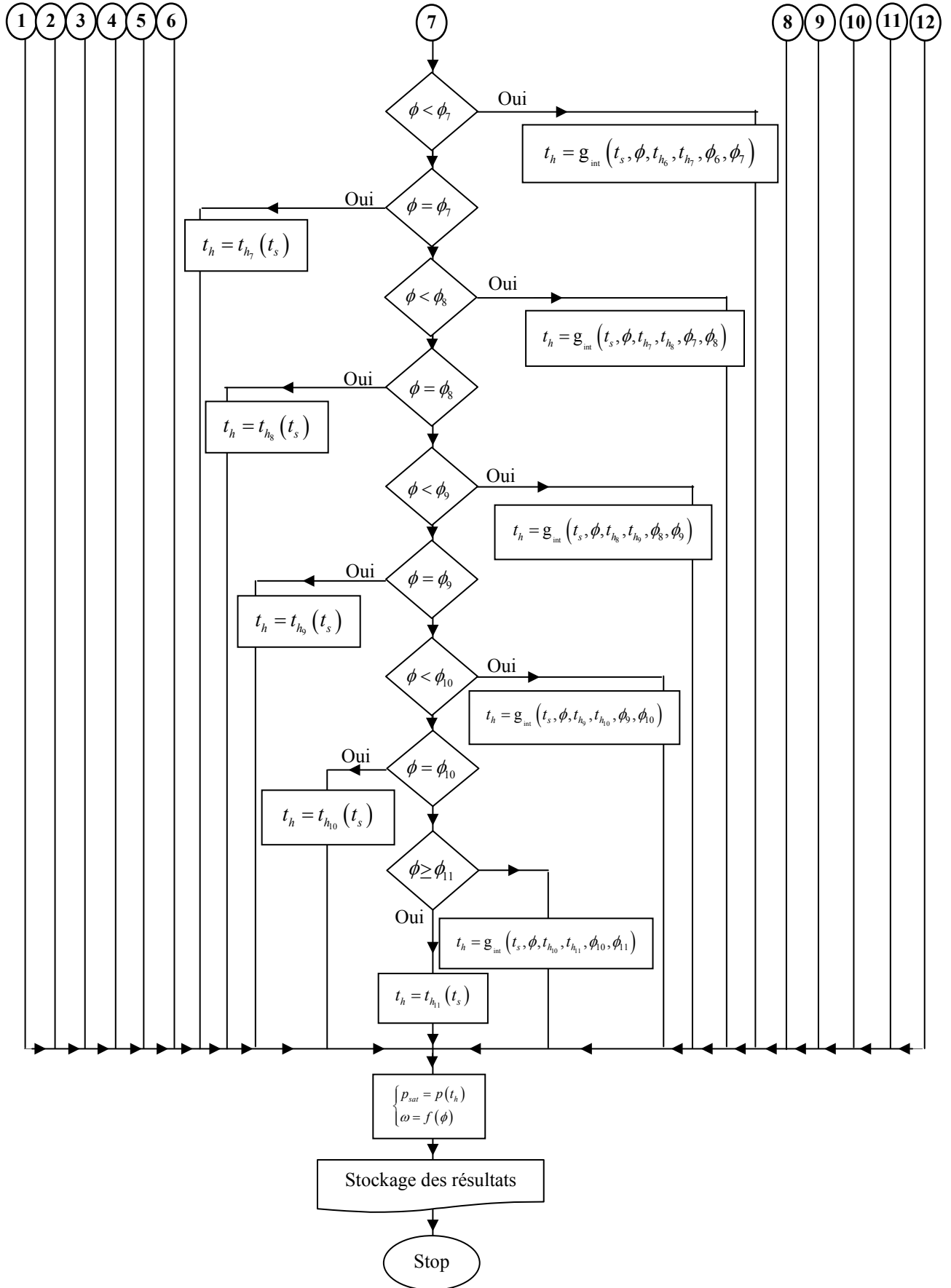
V.2.2.5- Organigramme de calcul des propriétés thermodynamiques de l'air



Figure(V-5) : Organigramme de calcul des propriétés thermodynamiques de l'air.

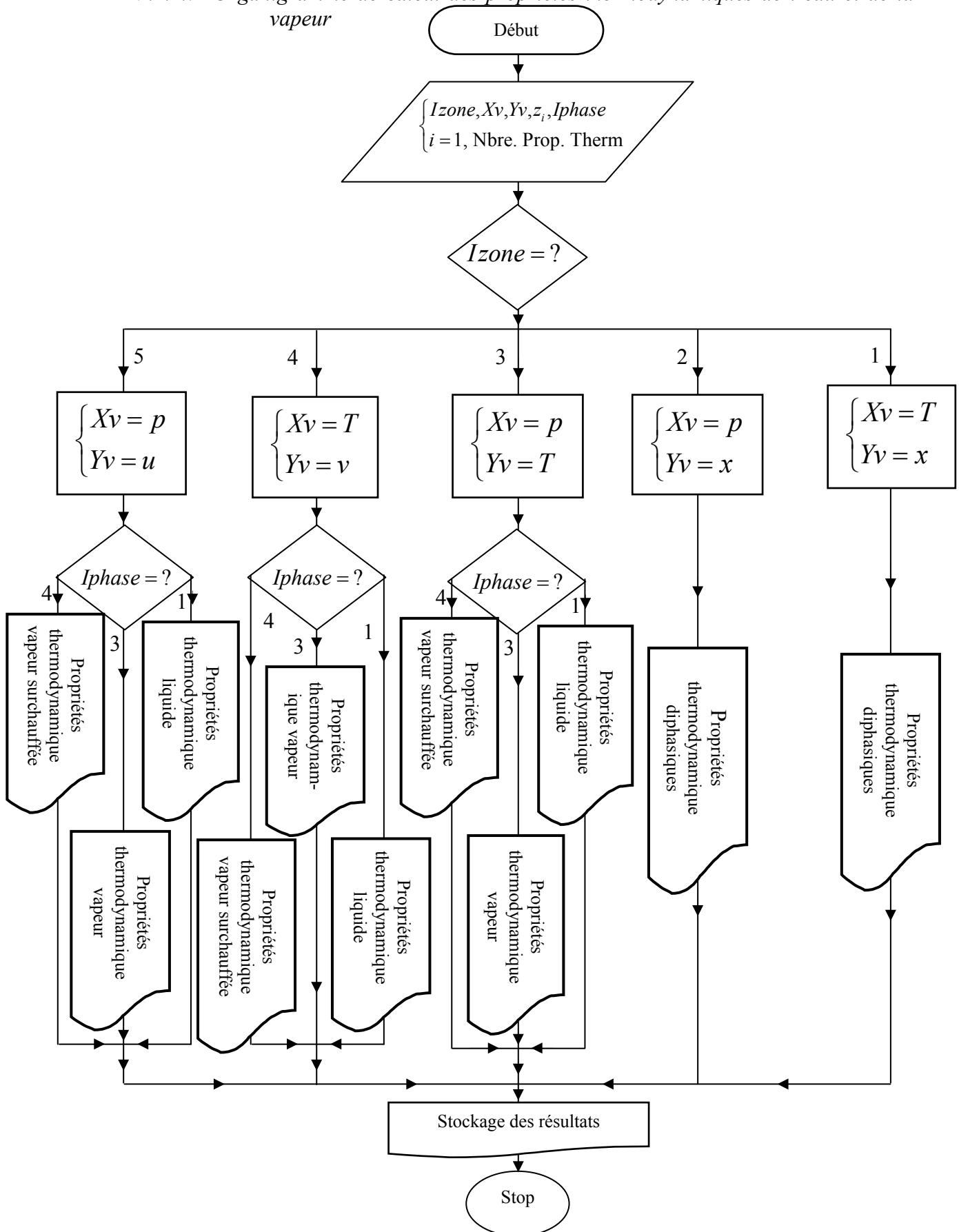
V.2.2.6- Organigramme de calcul d'humidité et de la pression de saturation





Figure(V-6) : Organigramme de calcul d'humidité et de la pression de saturation.

V.2.2.7- Organigramme de calcul des propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur



Figure(V-7) : Organigramme de calcul des propriétés thermodynamique de l'eau et de la vapeur.

V.3- Fichiers Output

Les résultats sont stockés dans des fichiers formatés pour la visualisation, dans les deux cas : à l'état sec et en présence des quantités de la vapeur d'eau dans l'air aspiré par le compresseur. Ces résultats comportent les travaux spécifiques, les puissances de chaque processus, le rendement thermique de l'installation à TAG ainsi que les différents débits du fluide moteur nécessaires à la combustion pour chaque cas. L'évolution de chaque paramètre est illustrée par l'utilisation des logiciels :

- «**Surfer8** : Courbes tridimensionnelles»,
- «**Origin7.5** : Courbes bidimensionnelles»,
- «**Tecplot** : des équivalents».

V.4- Fonctionnalités du code de calcul

Le code ImprovSTIG est un logiciel qui améliore le cycle des turbines à gaz par l'injection des quantités convenables de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

- Il est adapté pour des situations climatiques rudes,
- Il utilise des modèles théoriques récents,
- La plus récente est la table thermodynamique de l'eau et de vapeur d'eau introduite,
- Rendement stable, lorsque la température ambiante devient supérieure à celle de référence et allant jusqu'à 50°C.
- Simplicité d'utilisation du code ; le manipulateur peut facilement s'adapter avec son installation, compilation et affichage des résultats,
Temps d'exécution rapide.

Conclusion

Ce chapitre a permis l'élaboration d'un programme de calcul de l'influence des conditions ambiantes et l'analyse des effets d'injection de vapeur d'eau, à l'amont de la chambre de combustion sur les caractéristiques des différents processus de la turbine à gaz, tel que la compression, la combustion et la détente. Une fois les paramètres de fonctionnement de la TAG connus, le calcul des performances de l'installation est revu en injectant des quantités convenables de vapeur d'eau. L'objectif initial est que le rendement thermique de la TAG demeure constant quand la température ambiante devient supérieure à celle de référence, en injectant de la vapeur d'eau provenant du récupérateur de l'énergie sensible des gaz d'échappement.

Chapitre-VI : Résultats & interprétations

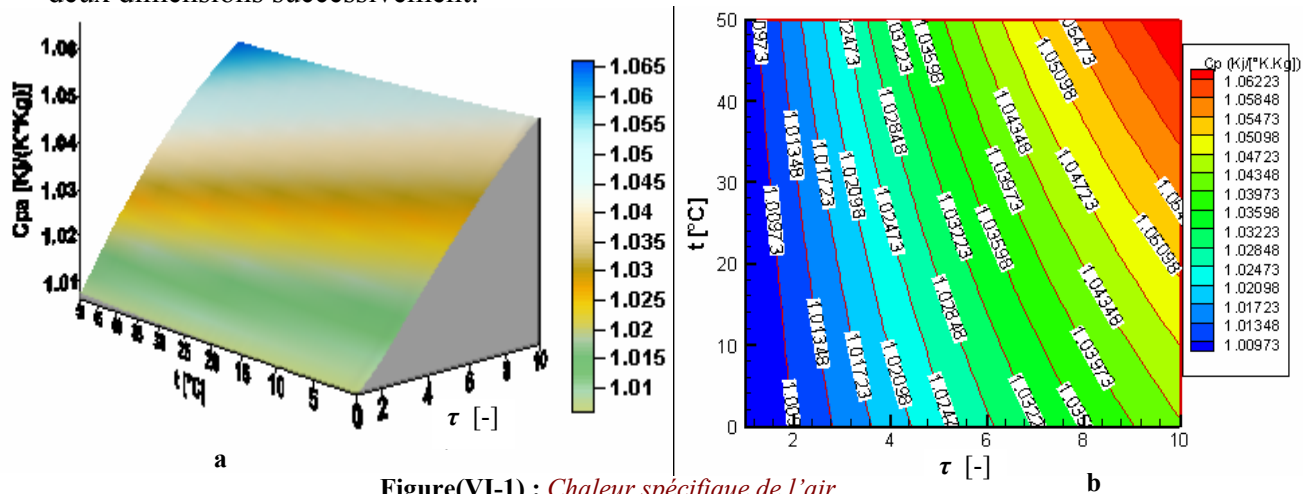
Comme l'air ambiant est nécessaire pour le fonctionnement d'une turbine à gaz, donc ses performances sont extrêmement influencées par les facteurs ambiants. A ce propos, on a commencé ce travail par l'étude de l'influence de la température, de la pression et de l'humidité d'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz d'un cycle simple sans injection de vapeur d'eau, par la suite l'étude sera suivie des effets d'injection de vapeur sur les caractéristiques principales de la GE MS5002.

Supposant que la turbine à gaz fonctionne dans des gammes de température et de pression extrêmes (hivers : 0 °C, été : 50 °C) et du taux de compression ($1 < \tau < 10$).

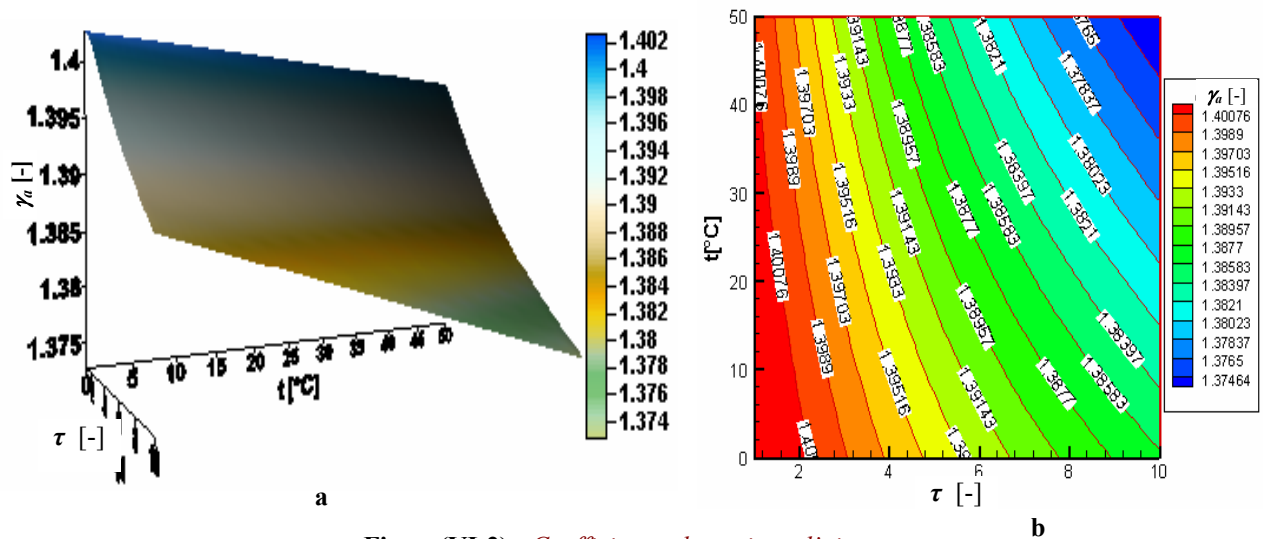
VI.1- Présentation des propriétés thermodynamiques de l'air

Les propriétés thermodynamiques de l'air utilisées dans notre calcul sont représentées sur les figures ci-dessous :

Sur les figures(VI-1.a et VI-1.b) la chaleur spécifique à pression constante d'air a été représentée sous forme d'une évolution en trois dimensions et sous forme des équi-valeurs en deux dimensions successivement.



La figure(VI-2.a) représente le coefficient polytropique d'air en trois dimensions et les équi-valeurs de ce coefficient sont représentées en deux dimensions sur la figure(VI-2.b).



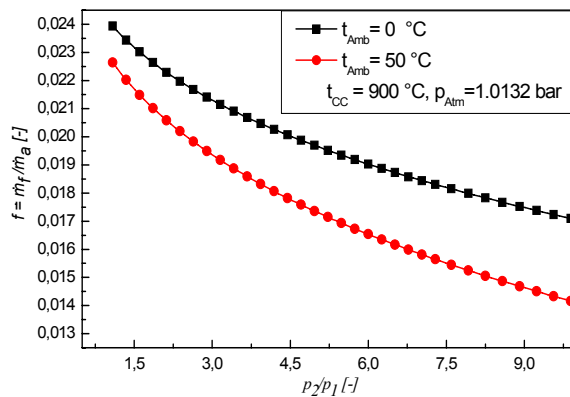
VI.2- Influence des conditions atmosphériques sur les performances de la TAG

VI.2.1- Analyse des performances de la turbine à gaz à l'état sec

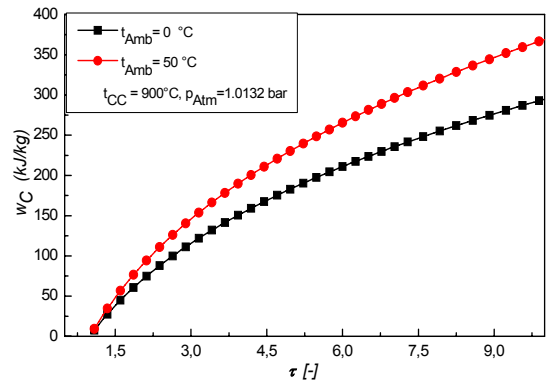
VI.2.1.1- Influence de la température ambiante sur les performances de la TAG

Pour une pression atmosphérique fixe $p = 1.0132$ bar, l'étude de l'influence de la température ambiante sur les performances de la TAG est présentée ci-dessous :

Les rapports carburant-air nécessaires durant le fonctionnement de la turbine à gaz pour les deux températures ambiantes extrêmes, en fonction du taux de compression sont représentés sur la figure(VI-3).



Figure(VI-3) : Rapport carburant / air.



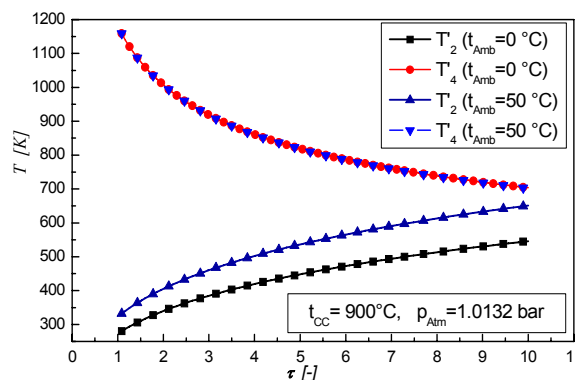
Figure(VI-4) : Travail spécifique du compresseur.

On constate sur cette figure que :

- Pour $t=0$ °C : Le rapport f est inversement proportionnel au taux de compression τ ; l'augmentation de τ entraîne à celle de la température de sortie du compresseur (l'air comprimé est plus chaud) et pour garder la température du gaz à la sortie de la chambre de combustion fixe ($t_{cc}=900$ °C) le carburant injecté sera diminué et le rapport f diminue aussi.
- Pour $t=50$ °C : Le rapport f diminue lorsque la température d'entrée du compresseur augmente ; ceci est du aussi à l'air comprimé qui est plus chaud que précédemment ($t=0$ °C) ce qui conduit à une consommation plus basse.

La figure(VI-4) montre les profils du travail spécifique pour les deux températures extrêmes. Le travail absorbé par le compresseur est proportionnel au τ , car pour comprimer l'air à une température supérieure, il faut un travail plus important. L'augmentation de la température ambiante conduit à l'augmentation du travail spécifique du compresseur ceci est du à la variation de la masse volumique de l'air comprimé.

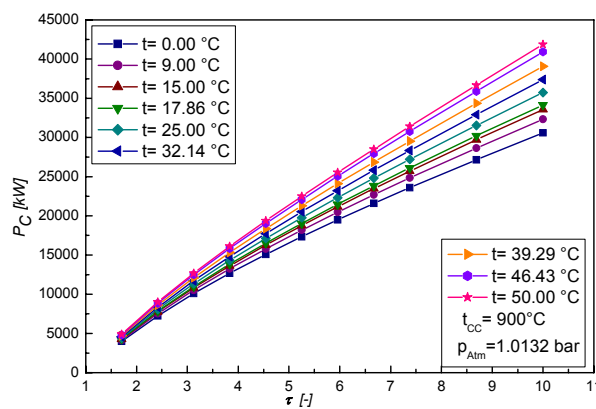
La figure(VI-5) montre les profils de températures isentropiques en fonction du taux de compression à la sortie du compresseur et à la sortie de la turbine de détente pour les deux valeurs extrêmes de la température ambiante.



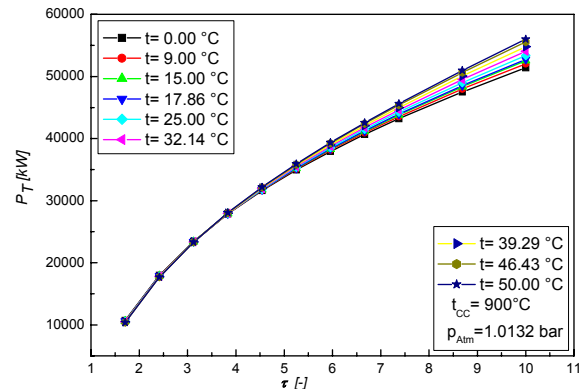
Figure(VI-5) : Températures à la sortie du compresseur et à la sortie de la turbine.

Avec l'augmentation du τ les températures de sortie du compresseur augmentent et elles sont aussi proportionnelles avec la température ambiante. On constate aussi que : $T'_2 (T_{Amb}=50^\circ) > T'_2 (T_{Amb}=0)$ car le travail du compresseur augmente avec l'augmentation de la température ambiante. Les températures $T'_4 (t_{Amb}=50^\circ\text{C})$ et $T'_4 (t_{Amb}=0^\circ\text{C})$ restent les mêmes car celles-ci ne dépendent que de la température de la chambre de combustion qui est constante, mais elles diminuent avec l'augmentation de τ .

On constate sur les figures(VI-6 et VI-7) que les puissances absorbée par le compresseur et délivrée par la turbine, en fonction du taux de compression, sont proportionnelles à la variation de la température ambiante. Pour un taux de compression (τ) fixe cette différence est plus importante sur la puissance absorbée du compresseur que sur celle délivrée par la turbine.

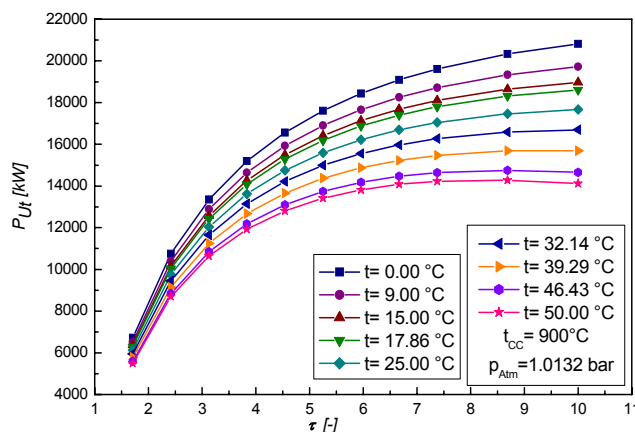


Figure(VI-6) : Puissance absorbée par le compresseur.

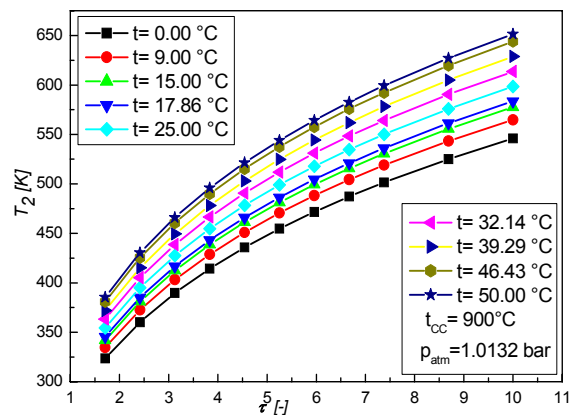


Figure(VI-7) : Puissance délivrée par la turbine.

L'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur par rapport à celle fournie par la turbine, entraîne une diminution de la puissance utile, comme l'indique la figure(VI-8).

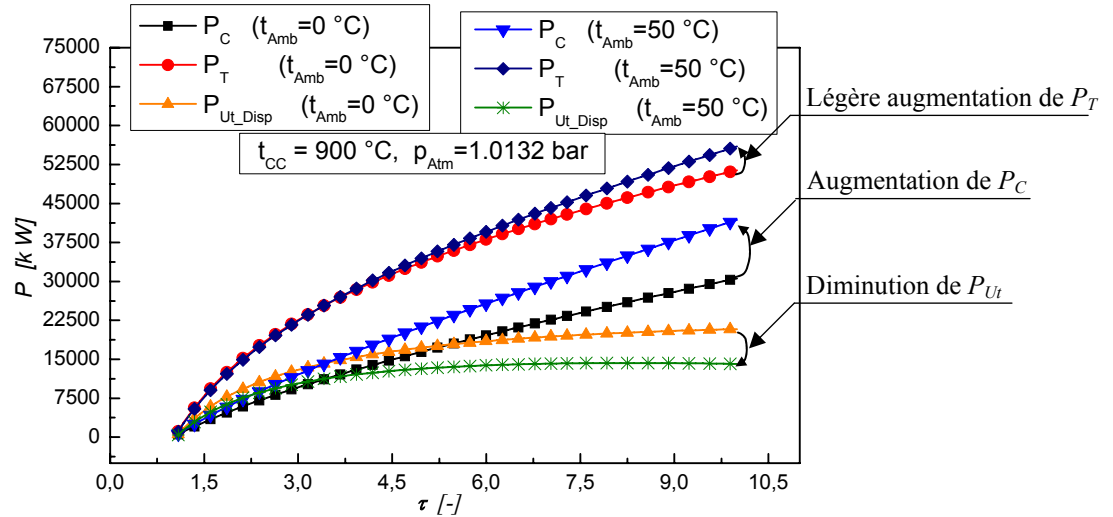


Figure(VI-8) : Puissance utile.



Figure(VI-9) : Température à la sortie du compresseur.

La figure(VI-10) indique pour les deux valeurs extrêmes de la température ambiante, la puissance absorbée par le compresseur et la puissance délivrée par la turbine augmentent avec l'augmentation de la température ambiante et inversement pour la puissance utile.

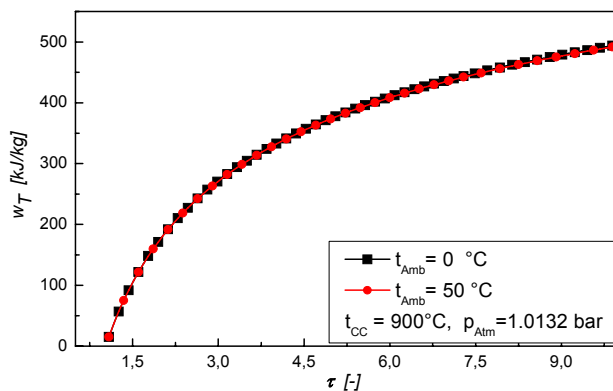


Figure(VI-10) : Différentes puissances.

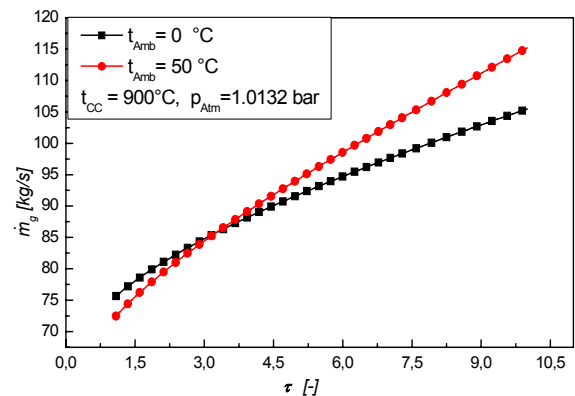
La variation du travail spécifique de détente pour les deux températures 0 °C et 50 °C en fonction du taux de compression est représentée sur la figure(VI-11). On constate que les courbes sont identiques. Ceci est dû à des températures de sortie de la chambre de combustion et celle des gaz d'échappement qui sont fixées.

Une différence importante est constatée pour la puissance absorbée par le compresseur, ($P_C(t_{Amb}=0\text{ °C}) < P_C(t_{Amb}=50\text{ °C})$). En effet lorsque la température ambiante augmente, elle cause une diminution de la masse volumique de l'air d'admission. Pour comprimer ce débit d'air le compresseur a besoin plus de puissance.

La figure(VI-12) montre l'évolution du débit massique des gaz de combustion pour les deux températures extrêmes. Pour de faibles taux de compression, le débit des gaz de combustion pour un climat froid est supérieur à celui du climat chaud, et inversement lorsque le taux de compression est important.

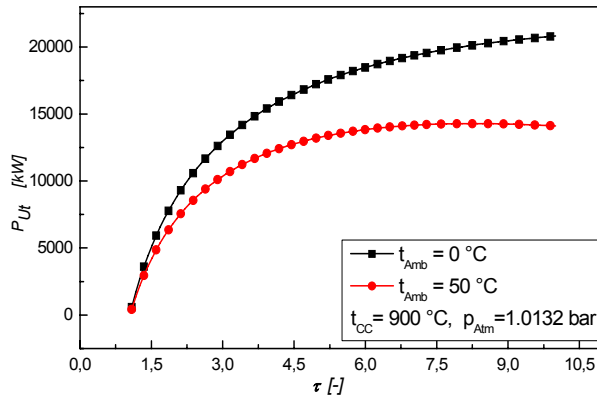


Figure(VI-11) : Travail spécifique de détente.

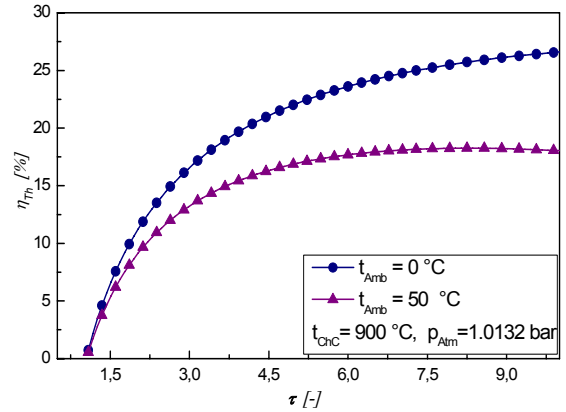


Figure(VI-12) : Débit des gaz d'échappement.

D'après les figures(VI-13 et VI-14), on constate que la puissance utile et le rendement global ont les mêmes allures. Pour des conditions de température identiques, le rendement et la puissance utile maximaux sont atteints en augmentant le taux de compression jusqu'à une certaine valeur. Ces valeurs sont inversement proportionnelles à la température ambiante.

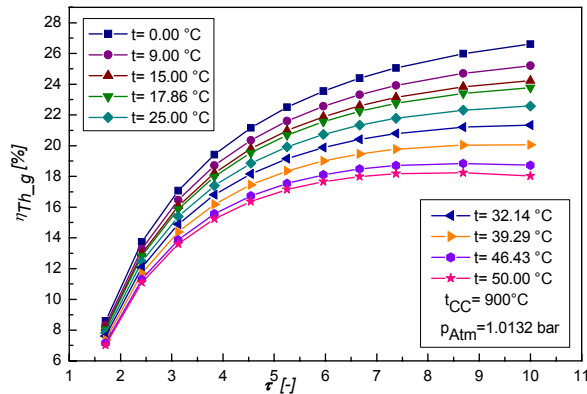


Figure(VI-13) : *Puissance utile.*

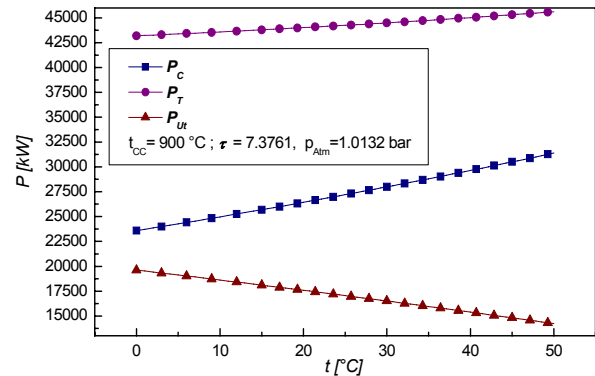


Figure(VI-14) : *Rendement thermique global.*

Sur la figure(VI-15), lorsque la température ambiante devient importante ($\approx t_{Amb} > 30^\circ\text{C}$), on remarque que le profil du rendement à une valeur maximale η_{th_max} pour $7 < \tau_{opt} < 9$. Toute fois, il n'est pas possible de dépasser la valeur ($\tau \approx 7,3671$) donnée par le constructeur, à cause des limitations imposées par la résistance des matériaux (fluage).

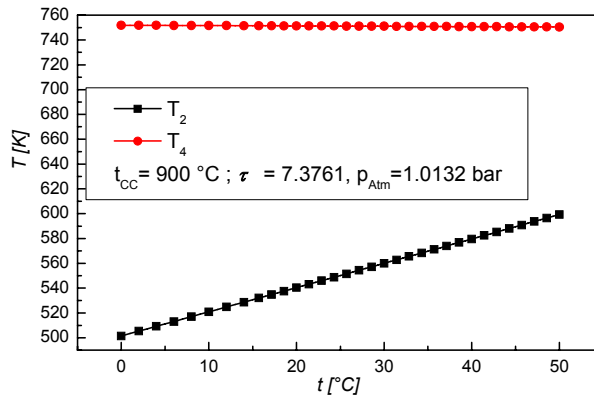
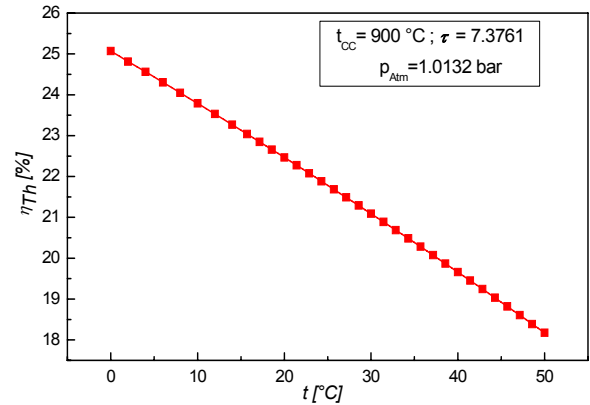


Figure(VI-15) : *Rendement thermique global.*



Figure(VI-16) : *Différentes puissances.*

Sur la figure(VI-16), les variations de puissances en fonction de la température ambiante, dans le cas de notre turbine, est linéaire, la pente de celle de P_T est inférieure à celle de P_C , à cause de la limitation des températures de combustion (donnée par le constructeur, et celle d'échappement qui est fixe figure(VI-17)). On constate aussi sur cette figure que la température de sortie du compresseur est proportionnelle à celle de l'air ambiant.

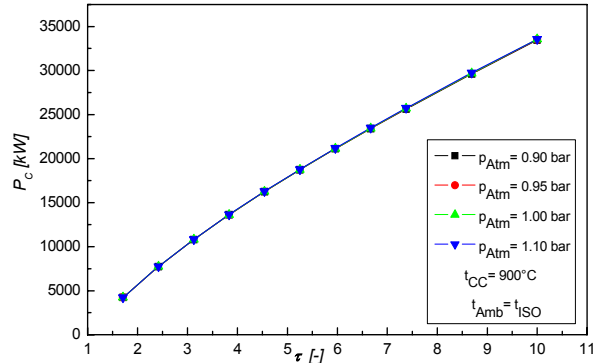
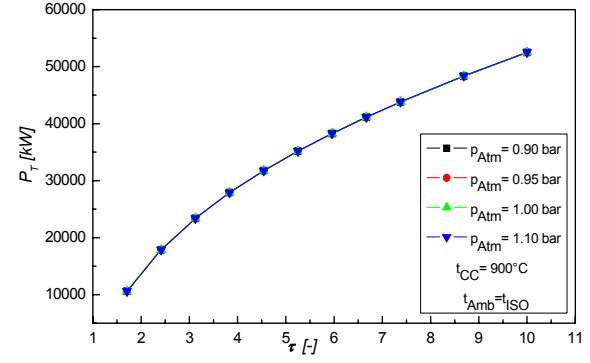
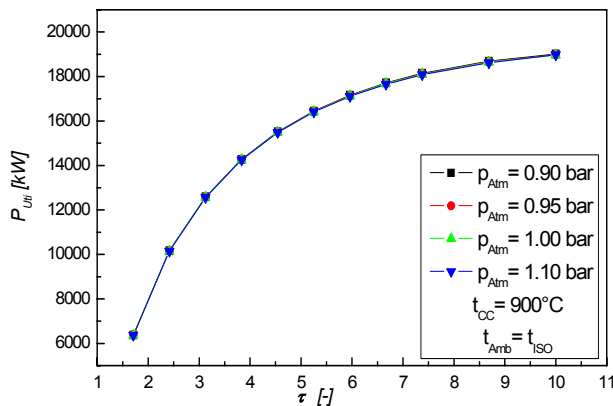
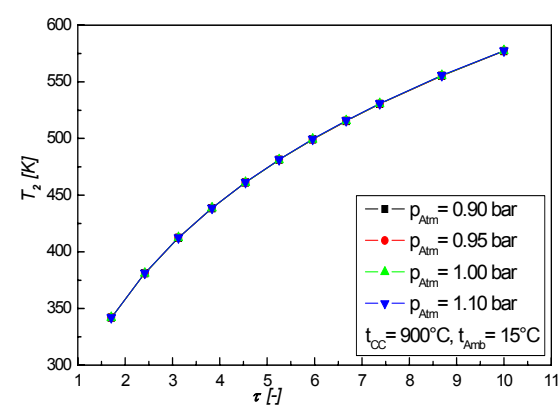
Figure(VI-17) : *Températures de sortie.*Figure(VI-18) : *Rendement thermique global.*

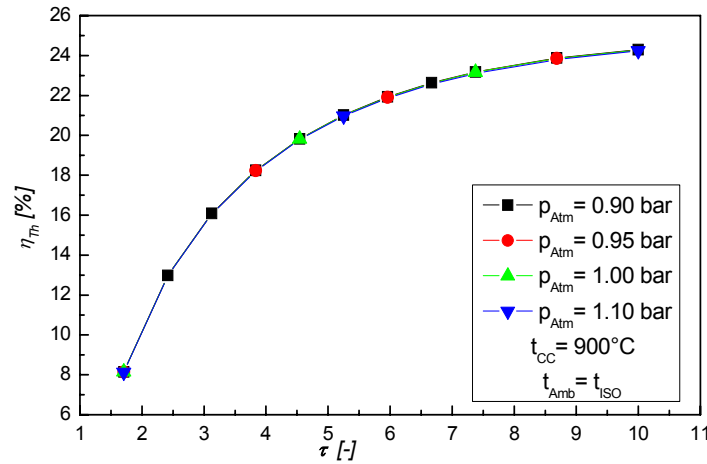
Le rendement est inversement proportionnel à la température ambiante ce qui est représenté sur la figure(VI-18). Cette diminution est due à l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiant augmente.

VI.2.1.2- Influence de la pression d'entrée sur les performances de la turbine à gaz

Dans cette partie, nous allons étudier l'influence de l'altitude caractérisée par p_{Atm} et des pertes de charges dans le filtre sur le rendement de la turbine à gaz.

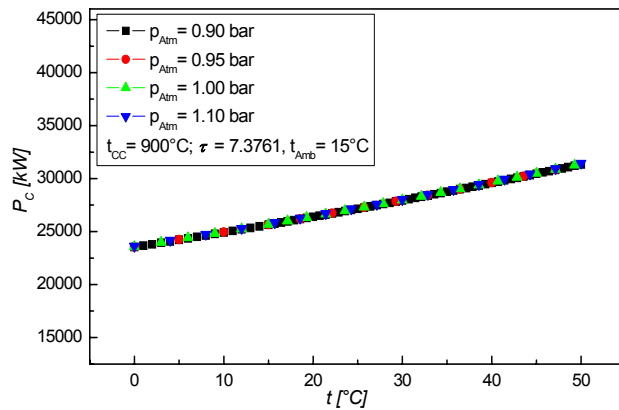
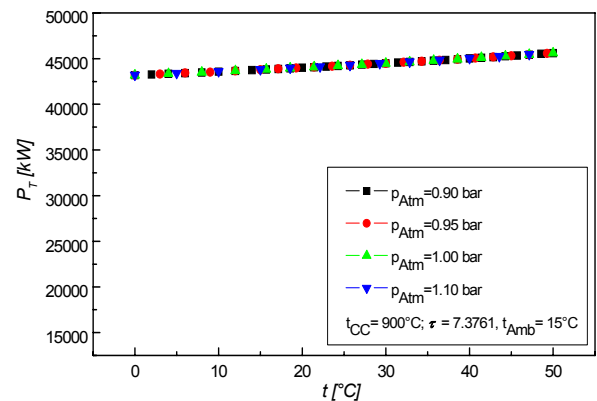
Pour : $T_{Amb} = T_{Iso}$, et $0.900 < p_{Atm} < 1.100$ bar qui est la plage usuelle de variation de pression atmosphérique, nous obtenons les caractéristiques de la TAG présentées sur les figures(VI-19, VI-20, VI-21, VI-22 et VI-23).

Figure(VI-19) : *Puissance absorbée par le compresseur.*Figure(VI-20) : *Puissance délivrée par la turbine.*Figure(VI-21) : *Puissance utile.*Figure(VI-22) : *Température à la sortie du compresseur.*

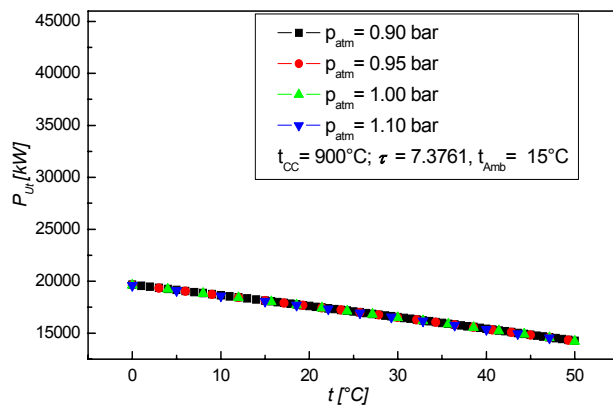
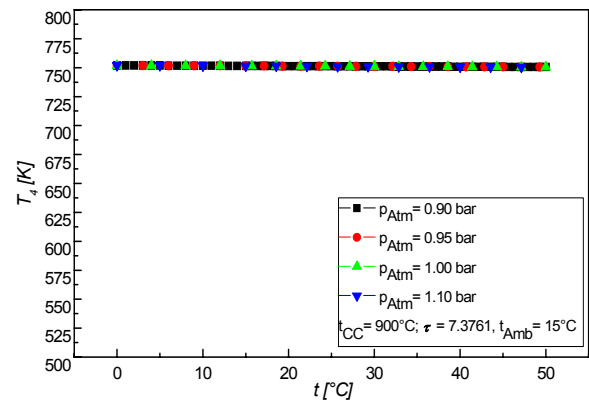
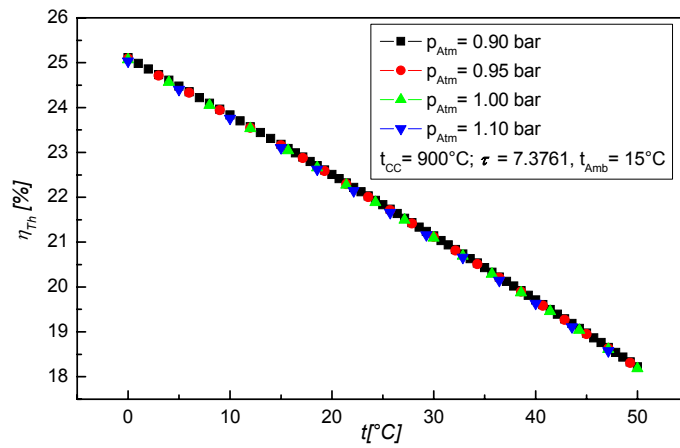
Figure(VI-23) : *Rendement thermique.*

Les figures(VI-19 et VI-23) montrent que, pour des valeurs de pression d'entrée : $0.900 < p_{Atm} < 1.100$ bar, les profils des paramètres : P_C , P_T , P_{Ut} , η_{th} et T_2 en fonction du taux de compression, restent pratiquement identiques.

Pour les mêmes valeurs de pression à l'entrée du compresseur : $0.900 < p_{Atm} < 1.100$, et un taux de compression : $\tau = 7.3761$ on a les résultats suivants :

Figure(VI-24) : *Puissance absorbée par le compresseur.*Figure(VI-25) : *Puissance délivrée par la turbine.*

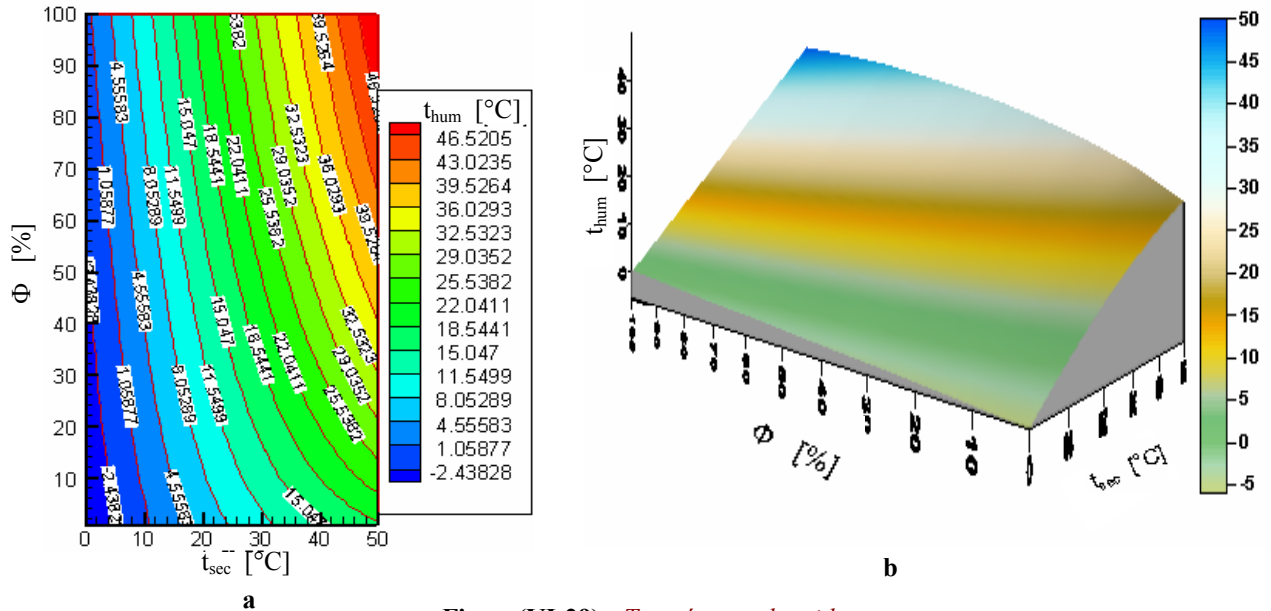
L'analyse des paramètres des différents processus d'une turbine à gaz (P_C , P_T , P_{Ut} et T_4) en fonction de la température ambiante, représentés sur les figures(VI-24, VI-25, VI-26, VI-27 et VI-28) montre que les profils de ces paramètres sont semblables quelque soit la valeur de la pression comprise dans $0.900 < p_{Atm} < 1.100$ bar.

Figure(VI-26) : *Puissance utile.*Figure(VI-27) : *Température des gaz d'échappement.*Figure(VI-28) : *Rendement thermique global.*

VI.2.2- Analyse des performances de la turbine à gaz en présence d'humidité

VI.2.2.1- Présentation des paramètres d'humidité

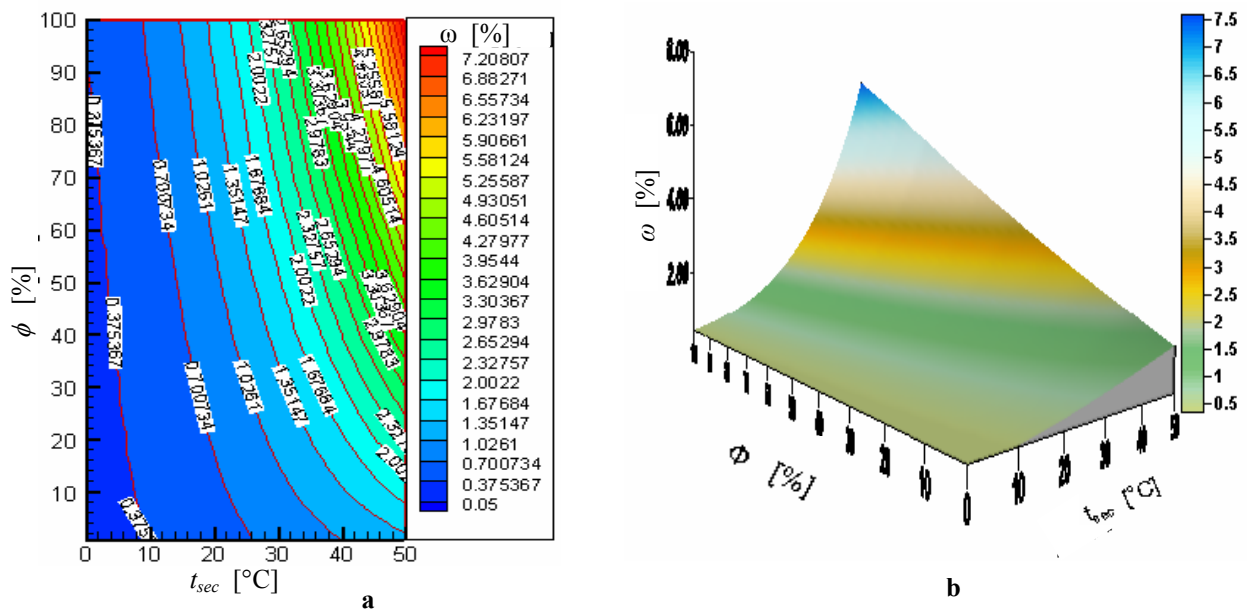
Les données des paramètres d'humidité utilisées dans notre calcul sont présentées sur les figures(VI-29.a et VI-29.b).



Figure(VI-29) : Température humide.

La température du bulbe humide est présentée sous la forme d'isothermes en deux dimensions et, d'une évolution en trois dimensions successivement.

Sur les figures(VI-30.a et VI-30.b), l'humidité absolue est présentée sous forme des iso-valeurs en deux dimensions et sous forme d'une évolution en trois dimensions.

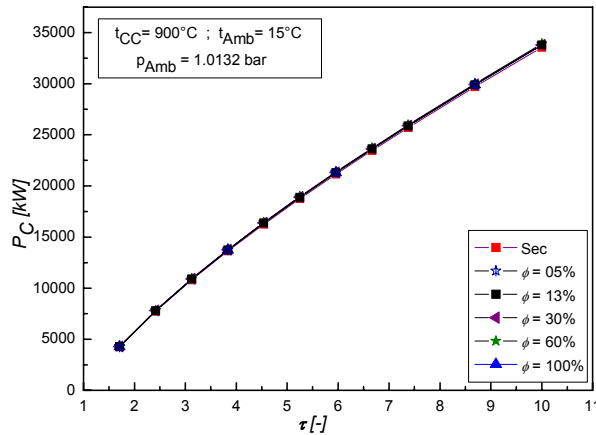


Figure(VI-30) : Humidité absolue.

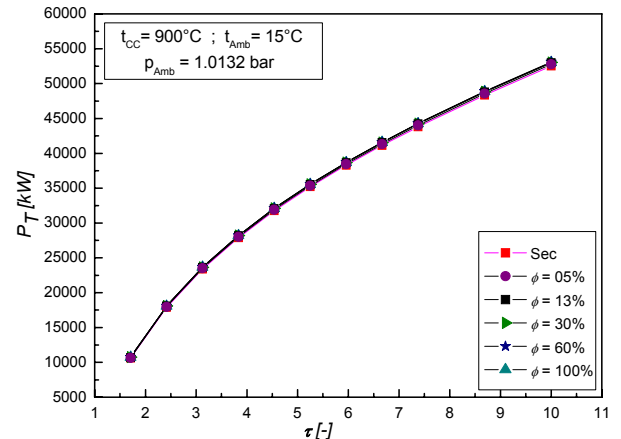
VI.2.2.2- Influence du taux de compression

Pour cette partie de l'étude, nous avons supposé un climat de fonctionnement de la turbine à gaz humide ($05\% < \phi < 100\%$) et à des conditions ambiantes standards.

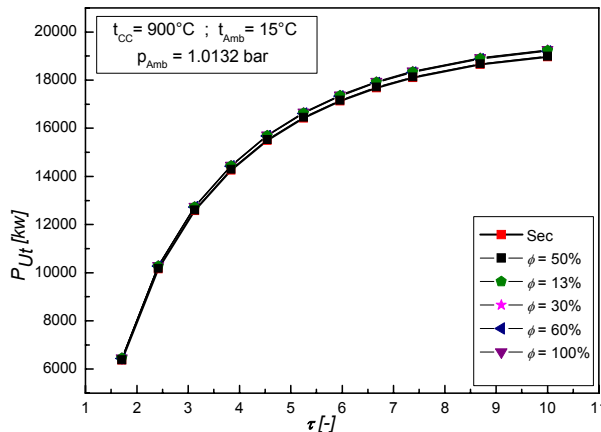
Les figures(VI-31, VI-32, VI-33 et VI-34) montrent successivement les profils de la puissance absorbée par le compresseur, la puissance fournie par la turbine, la puissance utile et le rendement thermique de la turbine à gaz, en fonction du taux de compression.



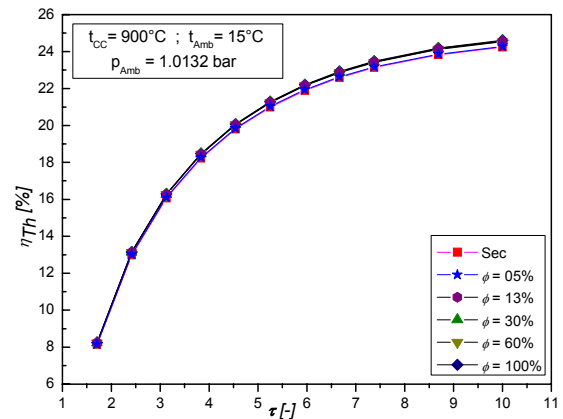
Figure(VI-31) : *Puissance absorbée par le compresseur.*



Figure(VI-32) : *Puissance fournie par la turbine.*



Figure(VI-33) : *Puissance utile.*

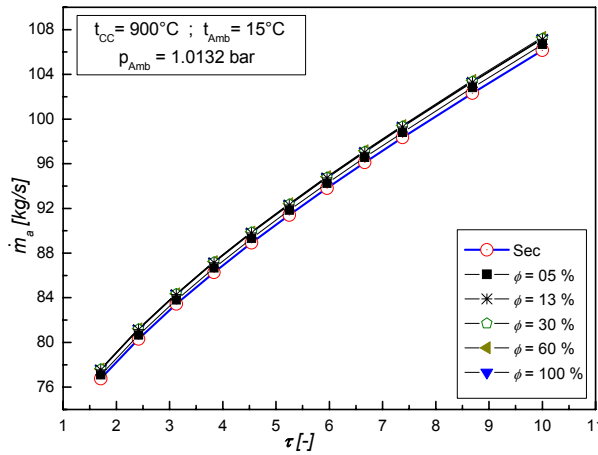


Figure(VI-34) : *Rendement thermique de la turbine.*

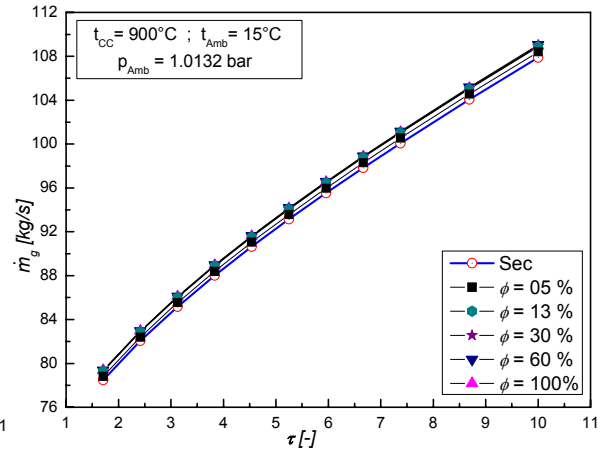
Sur les figures(VI-31, VI-33 et VI-34), on constate une différence importante sur les paramètres pour $\phi_{min} = 05\%$ et $\phi_{max} = 100\%$ en fonction de l'augmentation du taux de compression. Pour un fonctionnement sec, ces paramètres varient à peu près dans la moyenne des valeurs d'humidité.

Concernant la puissance délivrée par la turbine de détente (figure(VI-32)), une différence négligeable a été constaté lorsque l'humidité varie dans cet intervalle.

Les figures(VI-35 et VI-36) montrent successivement les profils des débits massiques d'air aspiré par le compresseur et des gaz de combustion à la sortie de la turbine.

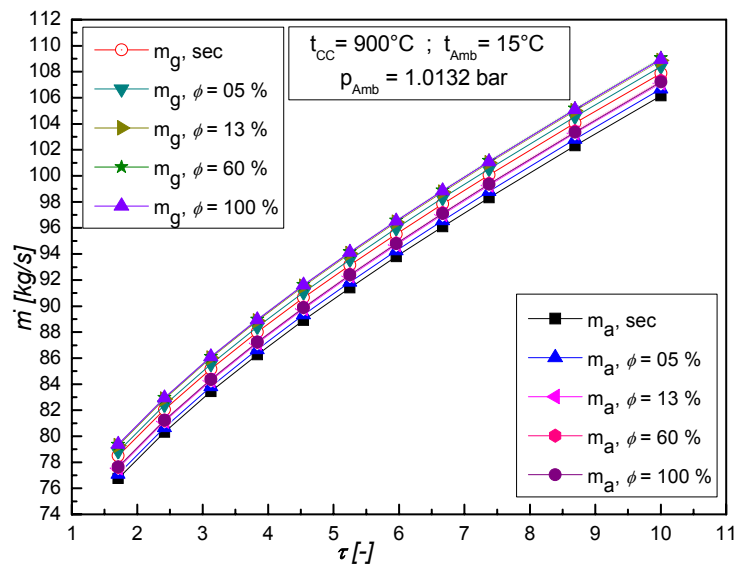


Figure(VI-35) : *Débit massique d'air.*



Figure(VI-36) : *Débit massique des gaz d'échappement.*

Sur ces figures, on remarque que le débit d'air à l'état sec est inférieur que celui à l'état humide, ceci est dû à la quantité de vapeur d'eau qu'il transporte. On constate aussi que le débit des gaz d'échappement devient supérieur, à cause de la masse du combustible qui a été injectée dans la chambre de combustion. Ces constatations sont illustrées avec détail sur la figure(VI-37).

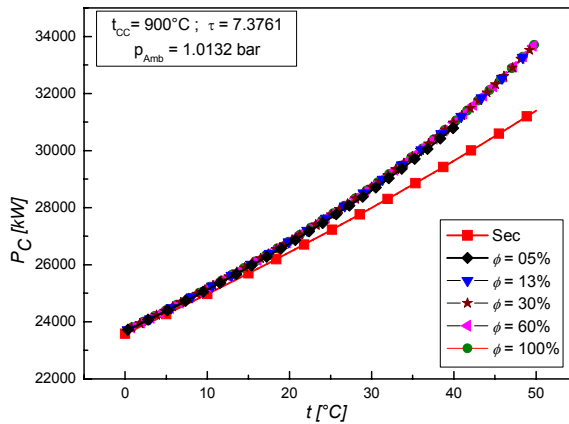


Figure(VI-37) : *Débits massiques du fluide moteur.*

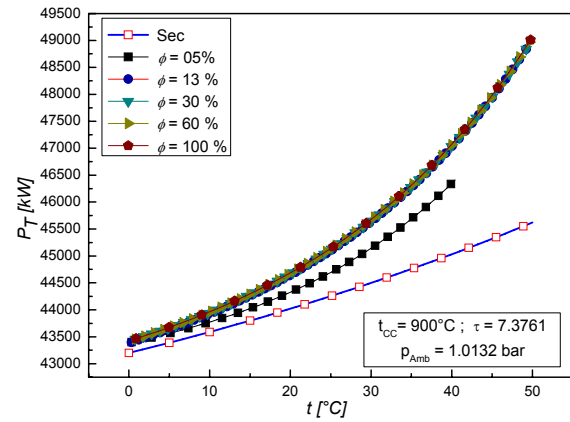
VI.2.2.3- Influence de la température ambiante sur les performances de la TAG

Nous allons étudier l'effet de la variation de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz GE MS5002 dont les caractéristiques sont définies dans les références [59-62] pour divers niveaux d'humidité.

Les figures(VI-38, VI-39, VI-40 et VI-41) représentent successivement les profils de la puissance absorbée par le compresseur, la puissance fournie par la turbine, la puissance utile et le rendement thermique de la turbine à gaz.

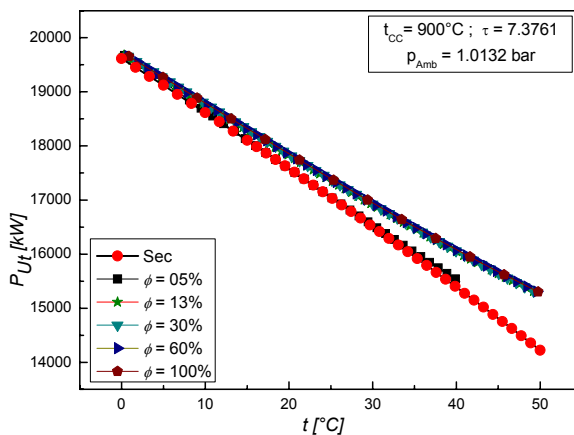


Figure(VI-38) : Puissance absorbée par le compresseur.

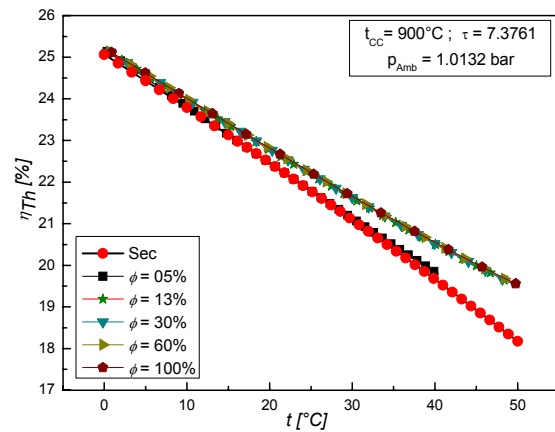


Figure(VI-39) : Puissance fournie par la turbine.

Pour des températures ambiantes relativement faibles (à peu près $t_{Amb} \leq t_{Iso}$) et de faibles valeurs d'humidité relatives, on remarque que la puissance absorbée par le compresseur est sensiblement égale à celle de à l'état sec. Pour une variation de températures ambiantes $t_{Iso} < t_{Amb} < 50^\circ\text{C}$ et d'humidité relative : $0 < \phi < 13\%$, on a une augmentation importante de puissance P_T et une augmentation relativement faible de P_C . La puissance fournie par la turbine de détente est supérieure à celle du fonctionnement à l'état sec. L'écart devient important lorsque t_{Amb} allant jusqu'à 50°C . Pour de valeurs d'humidités $\phi > 13\%$ les profils des caractéristiques principales de la TAG restent identiques. Ceci est du à la masse supplémentaire (vapeur d'eau) dans le système entraînant une augmentation du débit massique des gaz d'échappement, relevant la puissance utile ainsi que le rendement thermique global ce qui est montré sur les figures(VI-40 et VI-41).



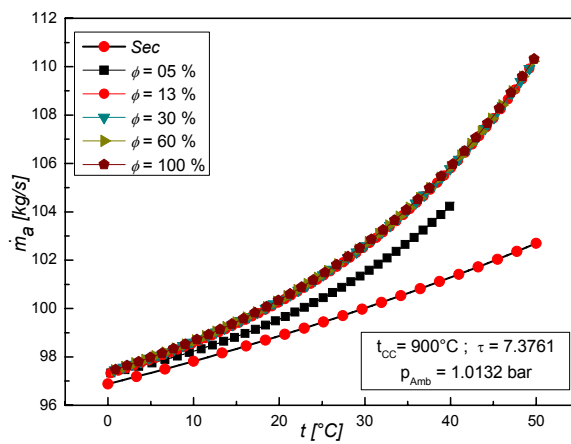
Figure(VI-40) : Puissance utile.



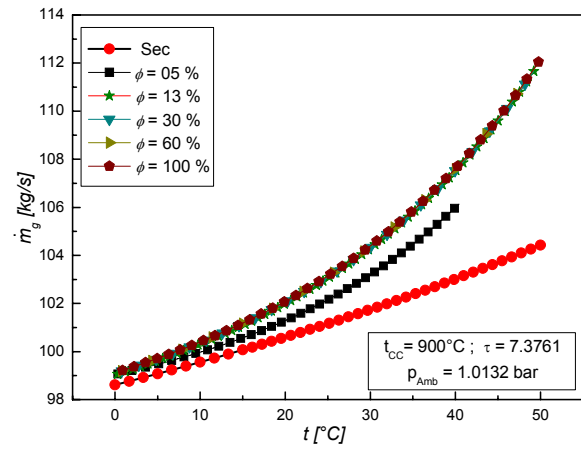
Figure(VI-41) : Rendement thermique de la turbine.

Sur les figures(VI-40 et VI-41) on constate que la puissance utile et le rendement sont inversement proportionnels à la température ambiante (variation linéaire) et la pente de ces variations augmente avec la diminution de l'humidité relative. On remarque aussi qu'il y a une valeur définie pour chaque valeur d'humidité, d'où à partir de cette valeur le rendement thermodynamique de la turbine à gaz devient supérieur à celui de l'état sec.

Les figures(VI-42 et VI-43) montrent les profils des débits massiques, d'air aspiré par le compresseur et des gaz d'échappement à la sortie de la turbine.

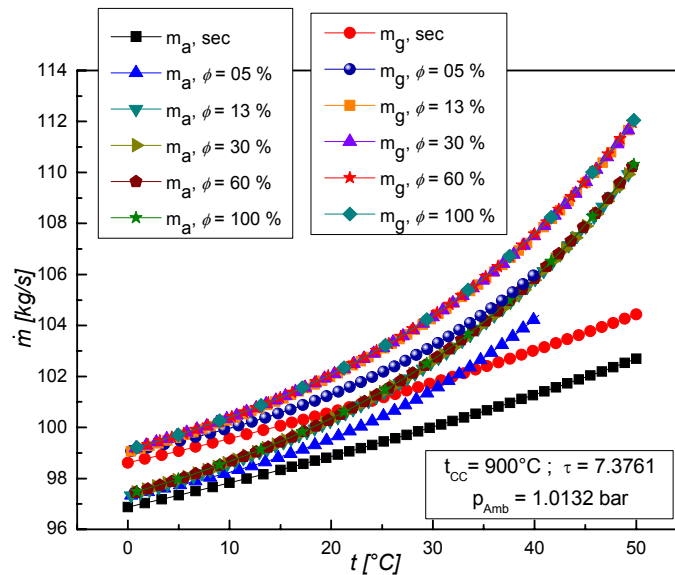


Figure(VI-42) : *Débit massique d'air.*



Figure(VI-43) : *Débit massique des gaz de combustion.*

Sur la figure(VI-42), on remarque que le débit massique d'air aspiré par le compresseur à l'état sec est inférieur à celui de l'état humide. Sur la figure(VI-43) ce débit est plus élevé à l'échappement, car à l'air s'ajoute une masse de combustible depuis la chambre de combustion. L'augmentation de t_{Amb} conduit à une augmentation de la teneur en vapeur d'eau dans l'air aspiré par le compresseur (l'écart entre les deux débits constaté sur les figures ci-dessus, devient important lorsque la t_{Amb} augmente). Ces constatations sont illustrées avec détail (qualitativement et quantitativement sur la figure(VI-44)).



Figure(VI-44) : *Débits massiques du fluide moteur.*

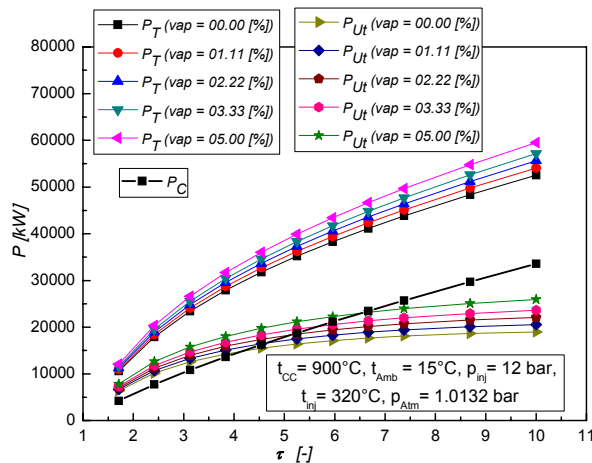
VI.3- Effets de l'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG

Afin d'analyser l'influence de l'injection de vapeur d'eau sur les performances d'une turbine à gaz dans des conditions standards, les calculs des caractéristiques principales de la

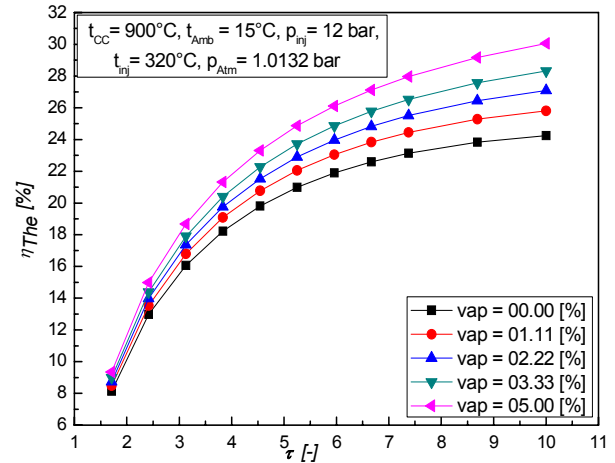
TAG ont été effectués dans des gammes, de taux de compression ($1 < \tau < 10$) et de rapport vapeur-air injecté $0 < \text{vap} < 5\%$).

VI.3.1- Influence du taux de compression

Les figures(VI-45, VI-46 et VI-47) montrent l'évolution des caractéristiques principales d'une turbine à gaz en fonction du taux de compression pour différentes quantités de vapeur d'eau injectées.



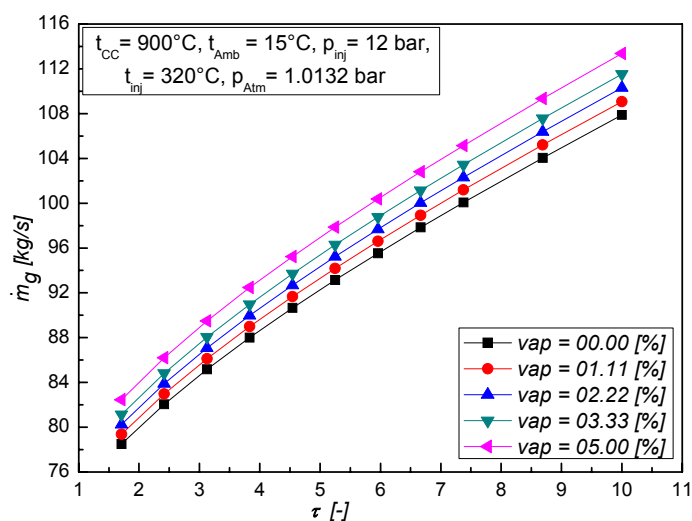
Figure(VI-45) : Puissances.



Figure(VI-46) : Rendement thermique.

Pour des conditions standards de l'air à l'entrée du compresseur, l'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion conduit à l'augmentation, de la puissance de la turbine de détente, de la puissance utile donc du rendement. Cette augmentation est faible pour les taux de compression peu élevés et elle est importante lorsque ce taux se rapproche de la limite supérieure de la plage d'étude.

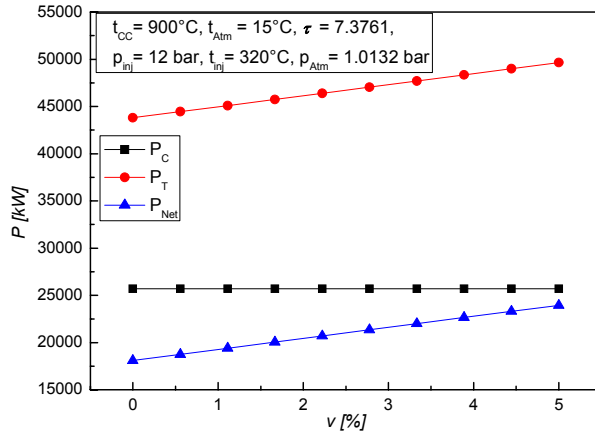
L'injection de vapeur conduit à une faible augmentation du débit des gaz d'échappement ceci est illustré sur la figure(VI-47).



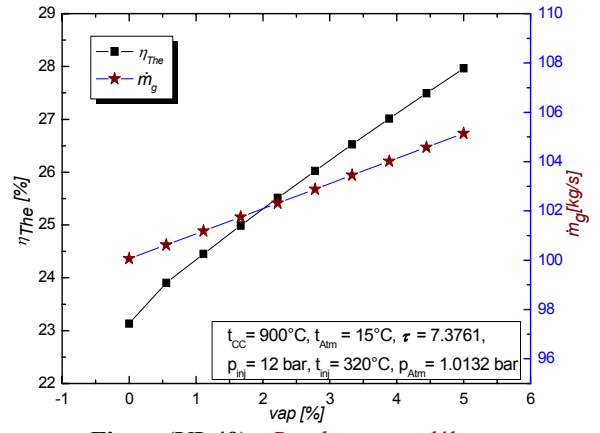
Figure(VI-47) : Débit des gaz d'échappement.

VI.3.2- Influence de la quantité de vapeur injectée

La distribution des performances de la TAG GE MS5002 sont présentées sur les figures(VI-48 et VI-49). Les puissances de détente et utile, le rendement thermique ainsi que le débit massique des gaz de combustion sont proportionnels au rapport vapeur-air injecté.

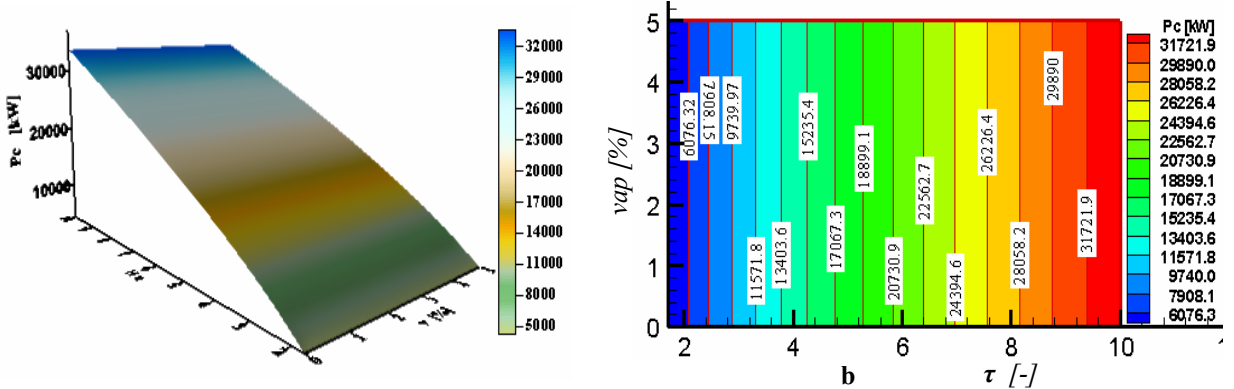


Figure(VI-48) : Puissances.

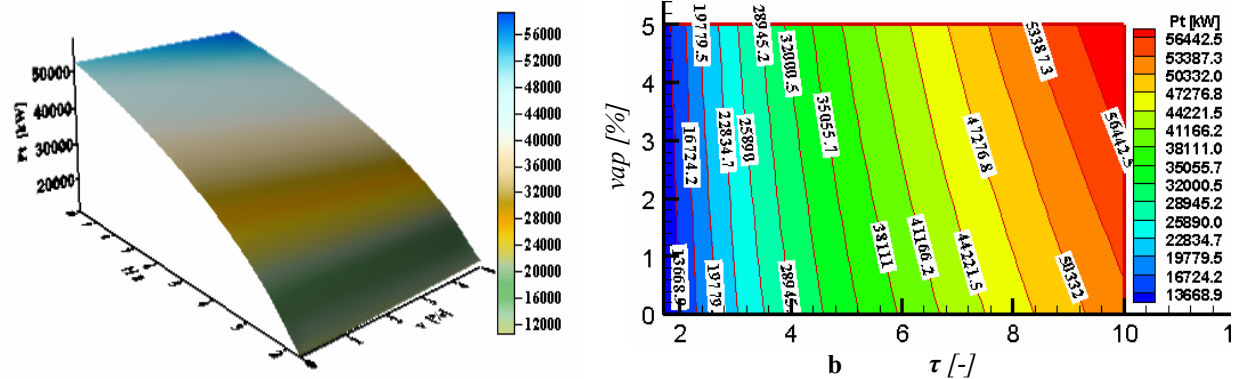


Figure(VI-49) : Rendement et débit des gaz d'échappement.

La puissance absorbée par le compresseur est indépendante du rapport vapeur-air injecté, car l'injection s'effectue après le processus de compression. Ces constatations sont plus claires sur les figures ci-dessous, où les distributions de la puissance du compresseur figure(VI-50) et la puissance de la turbine de détente figure(VI-51) sont présentées en trois dimensions.

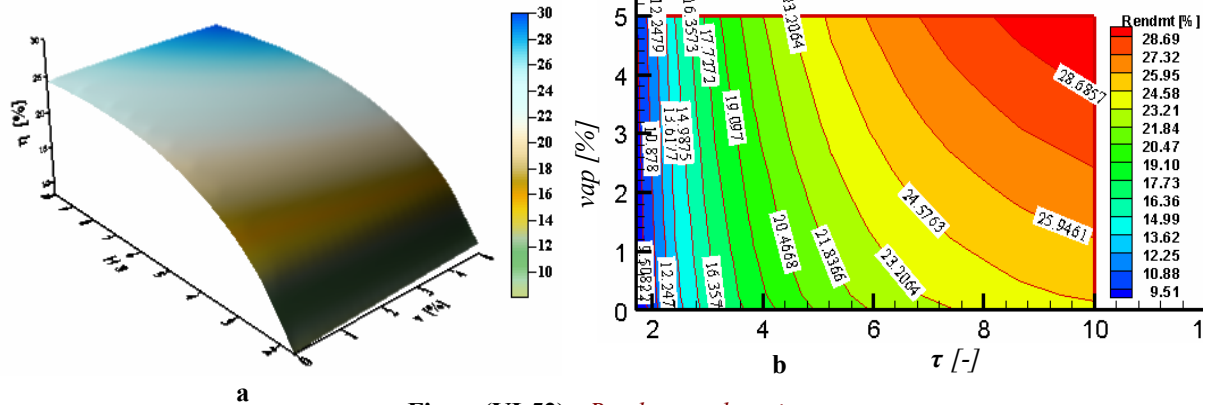


Figure(VI-50) : Puissance du compresseur.

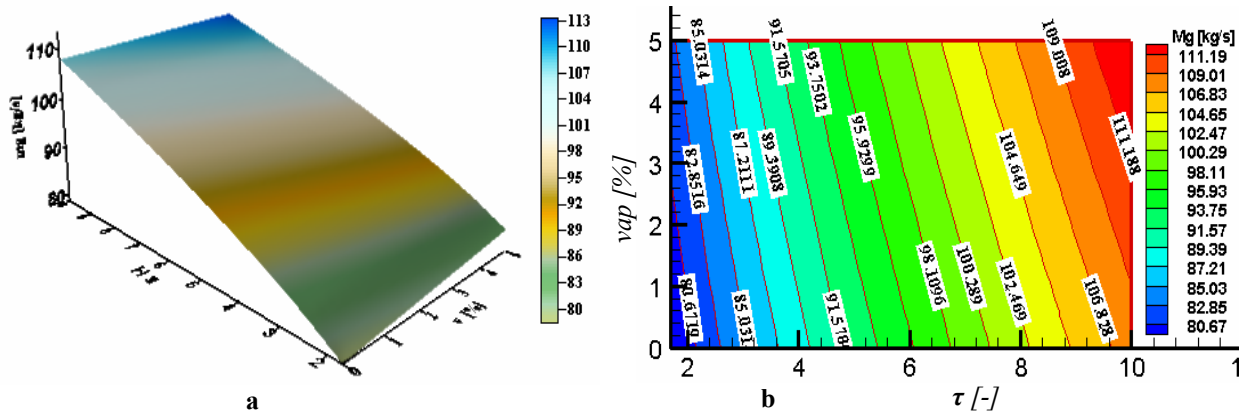


Figure(VI-51) : Puissance de la turbine de détente.

Les évolutions du rendement et du débit des gaz d'échappement en fonction du rapport vapeur-air et du taux de compression son montrées sur les figures(VI-52 et VI-53).

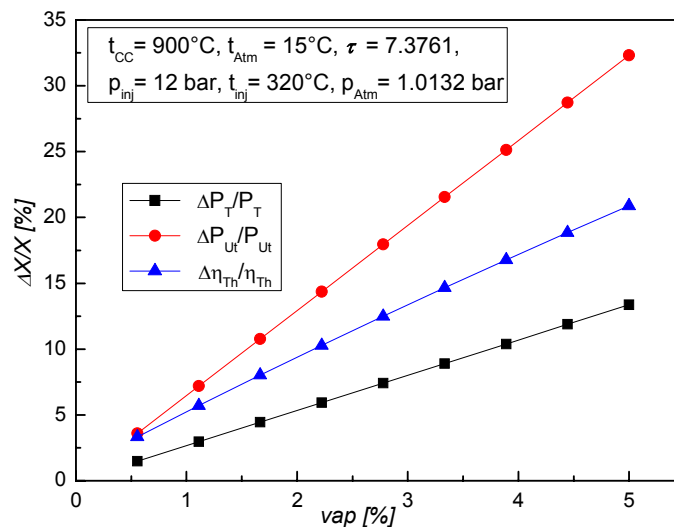


Figure(VI-52) : *Rendement thermique.*



Figure(VI-53) : *Débit des gaz d'échappement.*

L'influence de l'injection de vapeur d'eau sur le taux de gain en performance de la TAG GE MS5002 est représentée sur la figure(VI-54). On constate sur cette figure que l'écart relatif des performances est proportionnel à la variation de la quantité de vapeur injectée.



Figure(VI-54) : *Déviations des performances.*

VI.3.3- Influence des paramètres d'injections sur les caractéristiques principales

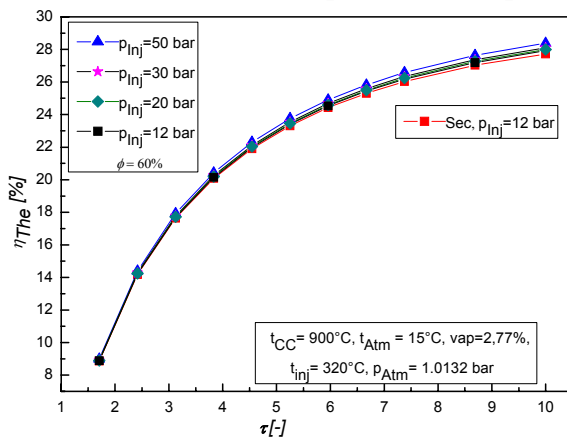
Afin de concourir à des valeurs des paramètres d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, il est intéressant de visualiser l'effet des conditions d'injections sur les caractéristiques principales de la TAG.

VI.3.3.1- Pression d'injection

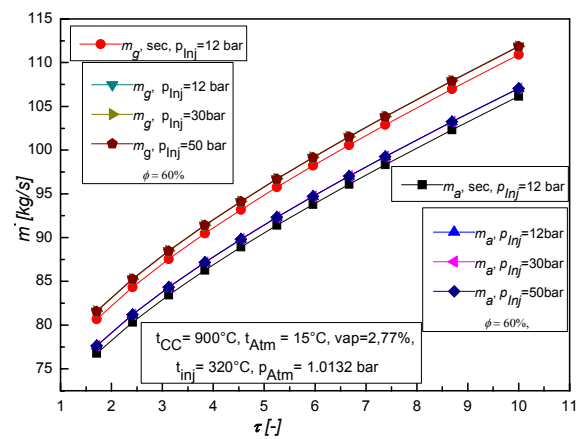
L'analyse des performances de la TAG s'effectuent dans une gamme de variation de la pression : $[12 < p_{inj} < 50]$ bar.

Les figures(VI-55 et VI-56) montrent les évolutions du rendement thermique et du débit massique du fluide moteur en fonction du taux de compression.

On constate que, pour de faibles valeurs de τ , lorsque la pression d'injection augmente, les profils du rendement sont presque identiques, et pour des valeurs importantes de τ , les profils du rendement sont proportionnels à la pression d'injection. Le débit du fluide moteur (figure(VI-56)) reste indépendant de la pression d'injection de la vapeur.

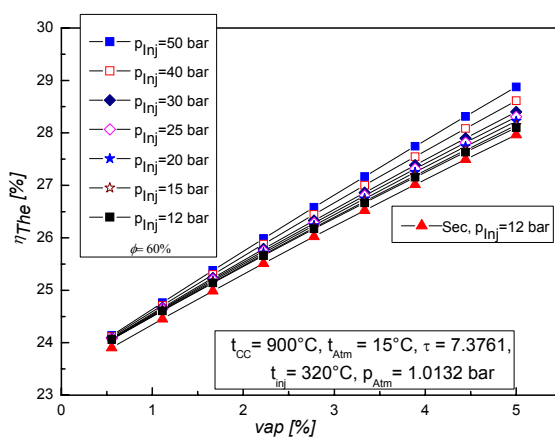


Figure(VI-55) : Rendement en fonction du taux de compression.

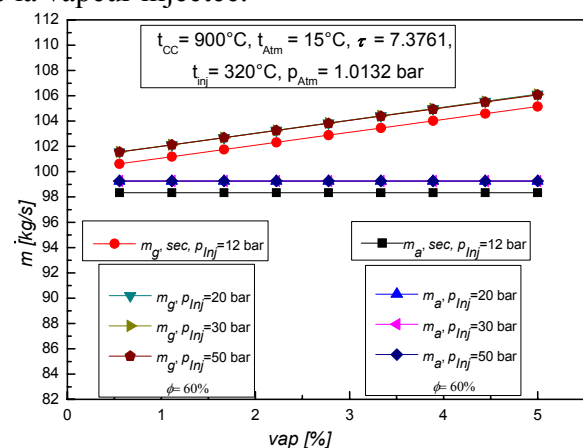


Figure(VI-56) : Débit massique en fonction du taux de compression.

Les figures(VI-57 et VI-58) montrent les distributions du rendement thermique et du débit massique du fluide moteur en fonction de la vapeur injectée.



Figure(VI-57) : Rendement en fonction de la vapeur injectée.



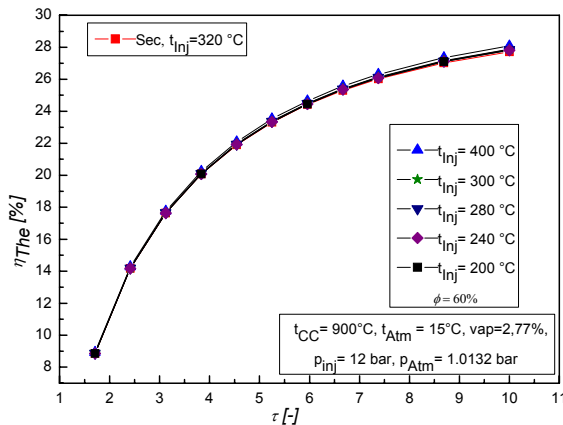
Figure(VI-58) : Débit massique en fonction de la vapeur injectée.

Pour de faibles valeurs de vap , lorsque la pression d'injection augmente, une légère augmentation du profil de rendement et pour des valeurs importantes de vap , l'augmentation du rendement devient notable. Concernant les évolutions du fluide moteur (figure(VI-58)), elles restent indépendantes de la pression d'injection.

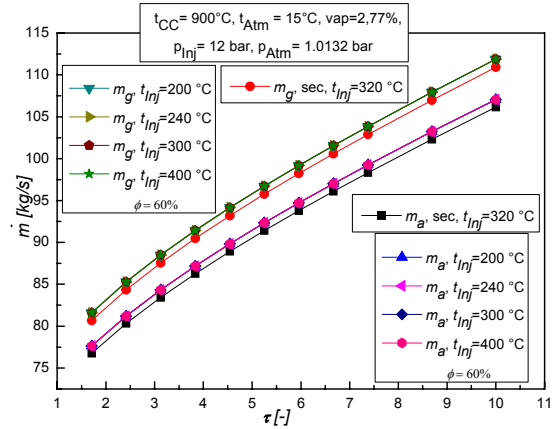
VI.3.3.2- Température d'injection

Les figures(VI-59 et VI-60) montrent les variations du rendement thermique et du débit massique du fluide moteur en fonction du taux de compression, dans une gamme de température d'injection de vapeur ($[200 < t_{inj} < 400] ^\circ\text{C}$).

On remarque que, pour de faibles valeurs de τ , lorsque la température d'injection augmente, les profils du rendement sont identiques, et pour des valeurs importantes de τ , une légère augmentation du rendement. Les profils de débit du fluide moteur (figure(VI-60)) restent invariables lorsque la température d'injection de la vapeur augmente.

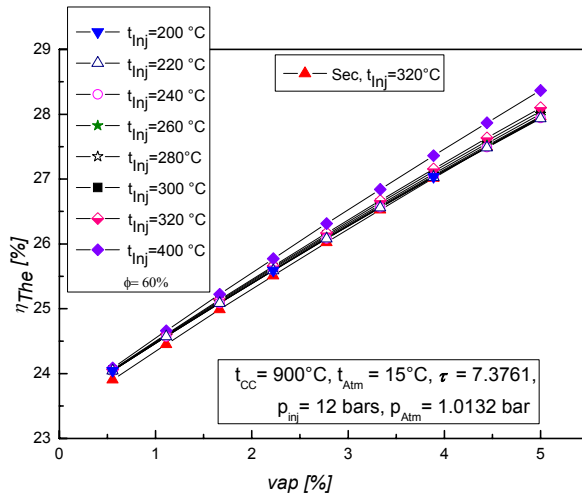


Figure(VI-59) : Rendement en fonction du taux de compression.

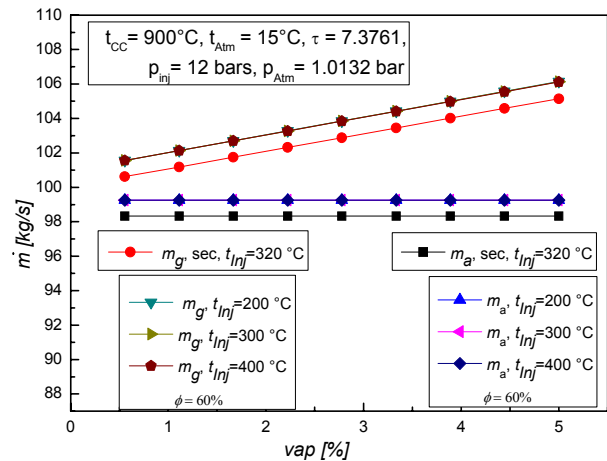


Figure(VI-60) : Débit massique en fonction du taux de compression.

Les figures(VI-61 et VI-62) montrent les profils du rendement thermique et du débit massique du fluide moteur en fonction du taux de compression, dans une gamme de variation de la température d'injection de la vapeur ($[200 < t_{inj} < 400] ^\circ\text{C}$).



Figure(VI-61) : Rendement en fonction de la vapeur injectée.



Figure(VI-62) : Débit massique en fonction de la vapeur injectée.

Pour de faibles valeurs du taux de vapeur injecté vap , lorsque la température d'injection augmente, une légère augmentation du profil de rendement et pour des valeurs importantes de vap , l'augmentation du rendement devient plus grande. Concernant les profils du fluide moteur, ils restent indépendants de la température d'injection figure(VI-62). L'augmentation du rendement est due à l'augmentation de la charge massique injectée.

L'analyse des effets des conditions d'injection sur les performances de la TAG nous permet de les prendre dans les gammes d'exploitation de l'équipement :

{Pression d'injection : ($p_{inj} > p_{Max-CC}$) et la température d'injection : ($t_{sat}(p_{CC}) < t_{inj} < t_4$)}.

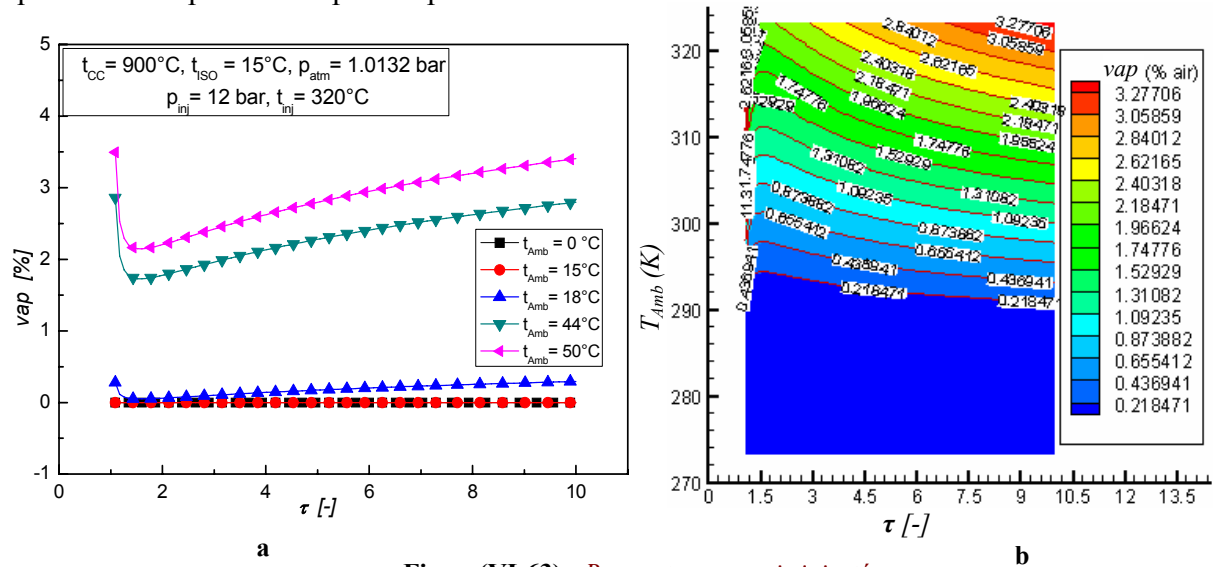
VI.4- Amélioration du cycle de la turbine à gaz par l'injection de vapeur

Nous avons constaté précédemment que lorsqu'on augmente la température ambiante au dessus de la température de référence les performances de la machine diminuent. Notre objectif est de rendre la turbine exploitée dans les conditions du Sahara insensible à la variation de la température de l'air ambiant par l'injection de vapeur d'eau lorsque $T_{Amb} > T_{Iso}$.

VI.4.1- Influence du taux de compression sur le débit de vapeur

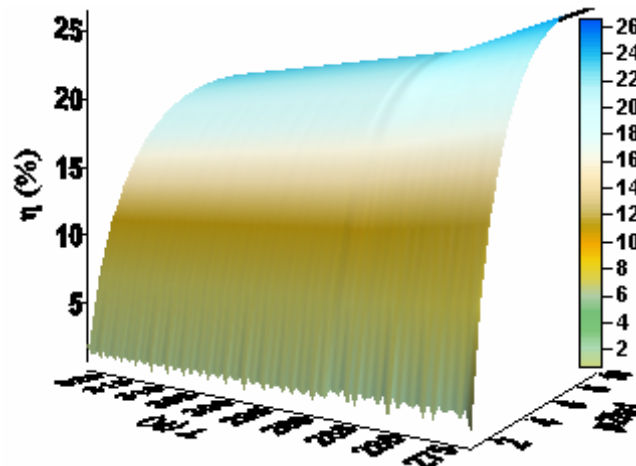
Les figures(VI-63.a et VI-63.b) montrent la distribution du rapport des débits vapeur-air injecté afin de conserver les performances de la turbine lorsque la température ambiante devient supérieure à T_{Iso} .

On constate que, pour un taux τ fixe, lorsque la température ambiante augmente, la quantité de vapeur d'eau à injecter augmente aussi. Pour maintenir les performances de la turbine à gaz fonctionnant à une température ambiante plus élevée, on doit injecter une quantité de vapeur d'eau plus importante.



Figure(VI-63) : Rapport vapeur-air injecté.

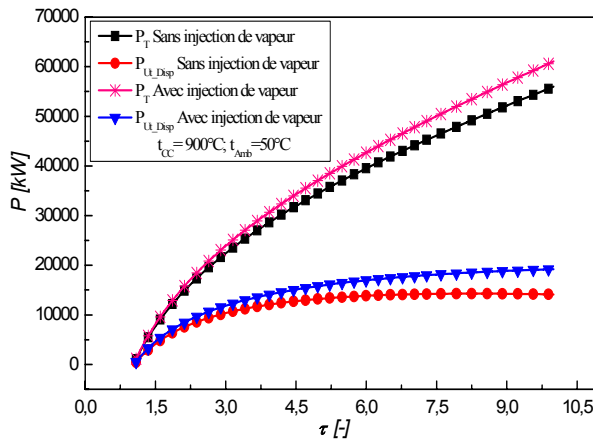
On constate que pour un taux de compression fixe, le rendement diminue lorsque la température ambiante augmente jusqu'à la température T_{Iso} , où l'injection de la vapeur d'eau a commencé. A partir de cette température, pour garder le rendement de la machine stable, on augmente la quantité de vapeur d'eau injectée (voir figure(VI-64)).



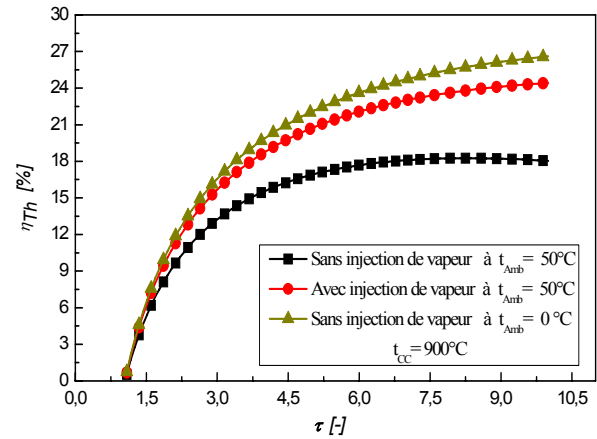
Figure(VI-64) : Rendement thermique global.

La figure(VI-65) montre la comparaison des performances de la turbine à gaz fonctionnant sans injection et avec injection de vapeur d'eau pour la température ambiante maximale.

On constate que pour un $\tau < 2$, il y a une légère différence entre les puissances délivrée par la turbine et utile, lorsque $\tau > 2$ cette différence devient importante.



Figure(VI-65) : Puissances.



Figure(VI-66) : Rendements.

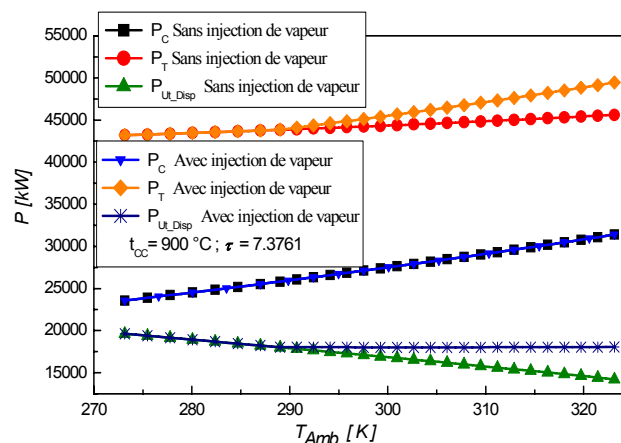
La figure(VI-66) montre une comparaison entre les rendements de la turbine à gaz pour un fonctionnement à $t_{Amb} = 50^\circ\text{C}$ avec et sans injection de vapeur d'eau et à $t_{Amb} = 0^\circ\text{C}$, sans injection de vapeur d'eau. On constate que l'injection d'une quantité convenable de vapeur d'eau a rendu le fonctionnement de la turbine insensible à la variation de la température ambiante.

VI.4.2- Influence de la température ambiante

La figure(VI-67) montre les distributions de puissances des différents processus d'une turbine à gaz en fonction de la température ambiante.

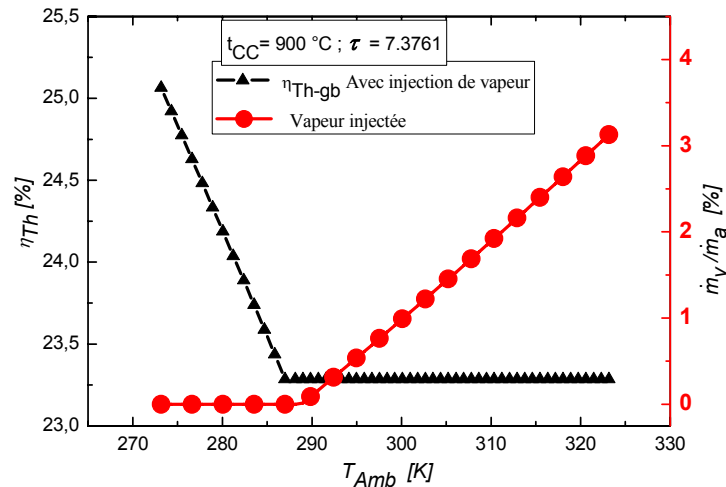
La puissance absorbée par le compresseur est la même dans les deux cas, sans injection et avec injection de vapeur, car aucune modification n'a été effectuée au niveau de la compression.

La puissance délivrée par la turbine augmente avec l'injection de vapeur d'eau à l'amont des chambres de combustion, ceci est dû à la masse supplémentaire de fluide injectée qui se détend dans la turbine.



Figure(VI-67) : Puissances.

La figure(VI-68) montre les distributions de la quantité de vapeur injectée et du rendement thermique global en fonction de la variation de la température ambiante.

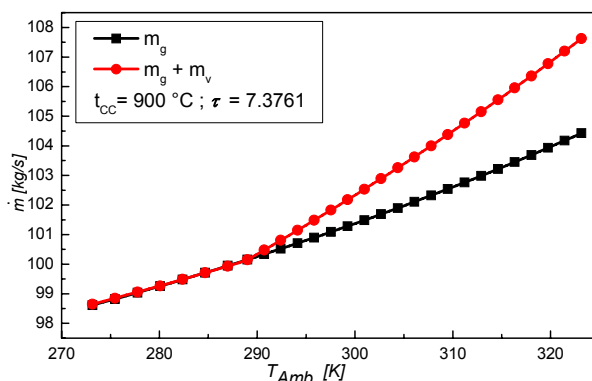


Figure(VI-68) : *Rendement et rapport de vapeur-air injecté.*

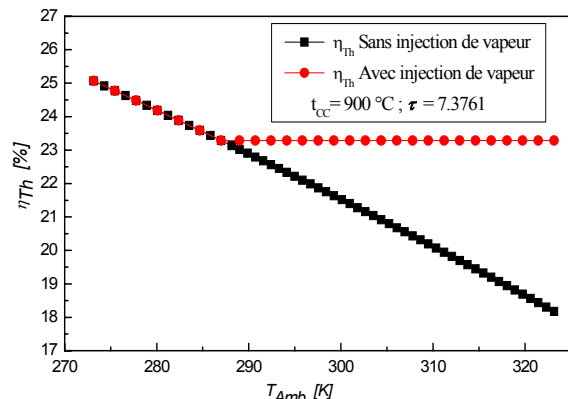
On constate sur cette figure que :

- Pour $T_{Amb} < T_{Iso}$, l'évolution du rendement est celui d'une turbine à gaz fonctionnant sans injection ce qui est remarqué pour $v=0$.
- Le rendement commence à se stabiliser lorsque $T_{Amb} > T_{Iso}$ (où l'injection de la vapeur d'eau commence). En augmentant la température ambiante la quantité de vapeur d'eau injectée augmente et le rendement de la TAG reste stable (ramené le fonctionnement de la turbine à une température ambiante standard T_{Iso}).

La figure(VI-69) montre la variation du débit de fluide moteur pour un cycle simple et un cycle injecté par la vapeur en fonction de la variation de la température ambiante. On constate que lorsque t_{Amb} devient supérieure à t_{iso} , le profil du débit des gaz d'échappement s'éloigne du débit initial vers le haut car il contient un débit supplémentaire de vapeur d'eau.



Figure(VI-69) : *Débit du fluide moteur.*



Figure(VI-70) : *Rendements sans et avec injection de la vapeur.*

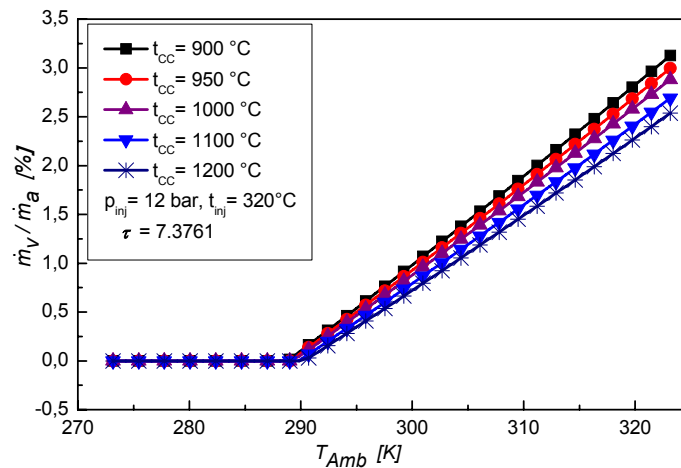
La figure(VI-70) montre une comparaison entre les résultats de calcul pour un cycle simple et un cycle injecté par la vapeur au cours d'un fonctionnement de la machine selon la température ambiante. Avec l'injection de quantités de vapeur d'eau convenables, il est possible de ramener le fonctionnement de la turbine à gaz dans des conditions ambiantes ($t_{Amb} > t_{iso}$) vers un fonctionnement aux conditions de référence.

VI.4.3- Influence de la température de la chambre de combustion

L'évolution de la température de combustion est du domaine des constructeurs des équipements elle est liée plus particulièrement aux matériaux, et plus la T_3 est élevée et d'autant plus chère la turbine. L'injection de vapeur améliore les performances est peut être un moyen particulier pour réhabiliter les TAG à bon marché.

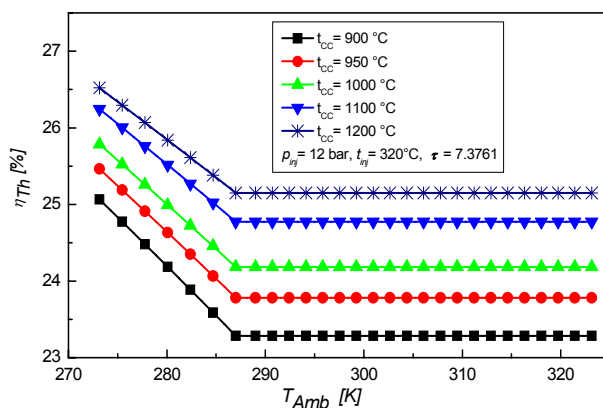
Les variations des performances pour une gamme de température de combustion, pour des conditions d'injection de vapeur fixes et des températures ambiantes variables sont présentées sur les figures ci-dessous.

On constate à la figure(VI-71) que l'injection de vapeur d'eau commence à partir de la température T_{Iso} et la quantité injectée est décroissante avec la température de combustion. Parmi les méthodes d'amélioration des performances d'une turbine à gaz l'augmentation de la température de combustion est l'une des voies principales. Dans ce cas on a une combinaison de deux méthodes.

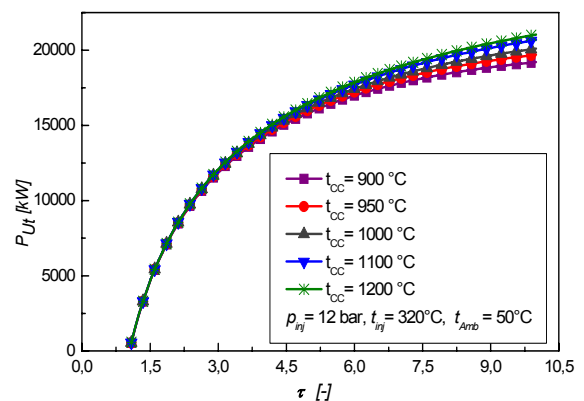


Figure(VI-71) : *Quantité de la vapeur injectée.*

Sur les figures(VI-72 et VI-73), on remarque que le rendement et la puissance utile augmentent lorsque la température de combustion augmente. Ceci est dû à la diminution du travail absorbé par le compresseur.



Figure(VI-72) : *Rendements.*

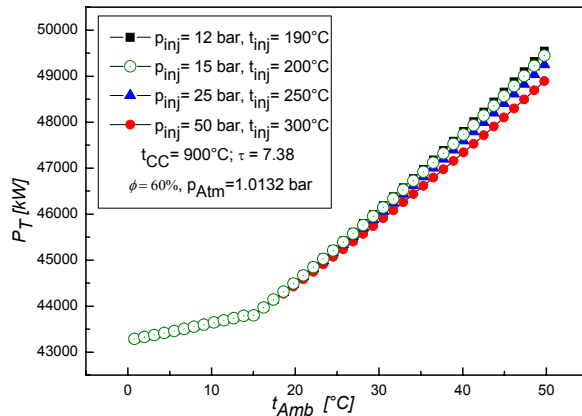


Figure(VI-73) : *Puissance utile.*

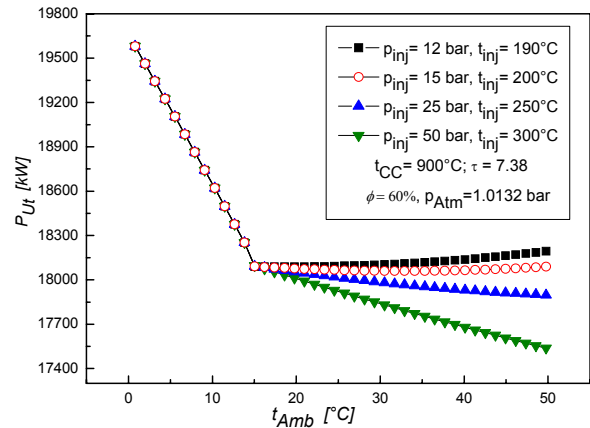
VI.4.4- Influence des paramètres d'injection sur la quantité de vapeur injectée

Les paramètres d'injection tels que la pression, la température ont été choisis afin d'analyser leurs effets sur la quantité de vapeur injectée et sur les performances de turbine à gaz.

Les figures(VI-74, VI-75, VI-76 et VI-77) montrent les variations, de la puissance de la turbine de détente, la puissance utile, la quantité de vapeur injectée et le rendement en fonction de la variation de la température ambiante pour différentes valeurs des paramètres d'injection.



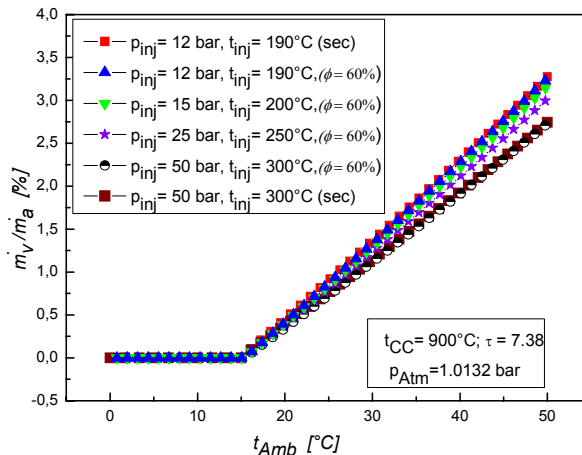
Figure(VI-74) : Puissance de détente.



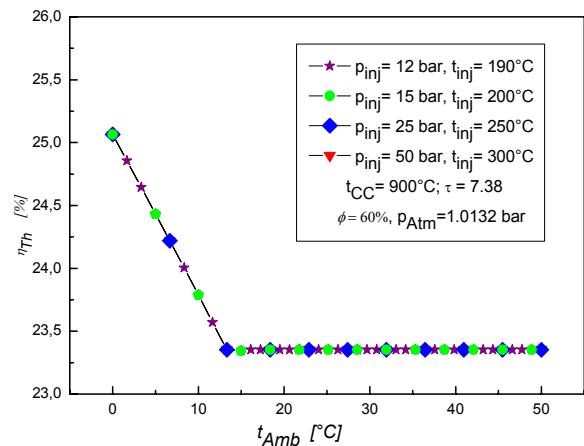
Figure(VI-75) : Puissance utile.

Les courbes caractéristiques de la TAG présentées sur les figures(VI-74 et VI-75) (puissance de turbine de détente et puissance utile disponible) commencent à changer à partir de la température $T_{Amb} = T_{iso} = 288.15$ K. C'est la position du début d'amélioration des performances de la TAG.

Pour une température ambiante fixe ($T_{Amb} > T_{iso}$) la quantité de vapeur injectée diminue avec l'augmentation des paramètres d'injection figure(VI-76). Il est devenu important de tenir compte de la valeur calorifique de la vapeur constante dans l'aubage de la turbine.



Figure(VI-76) : Quantité de vapeur injectée.



Figure(VI-77) : Rendements.

Sur la figure(VI-77), nous notons que la variation du rendement thermique est indépendante des paramètres d'injection, car leur influence sur la quantité de carburant à consommer est négligeable.

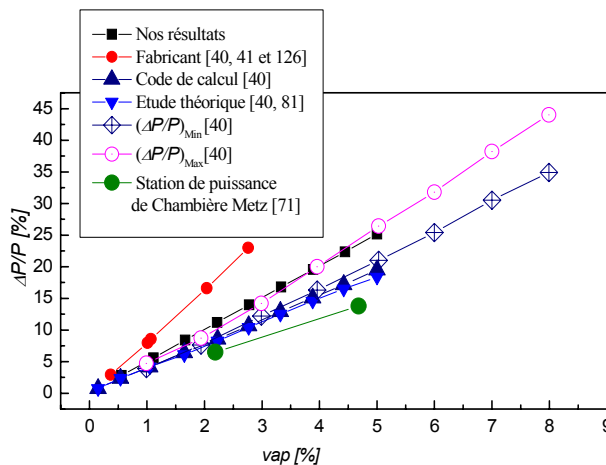
L'analyse de ces figures prouve que l'augmentation des paramètres d'injection de vapeur entraîne une réduction de la quantité de vapeur injectée.

VI.5- Validation des résultats

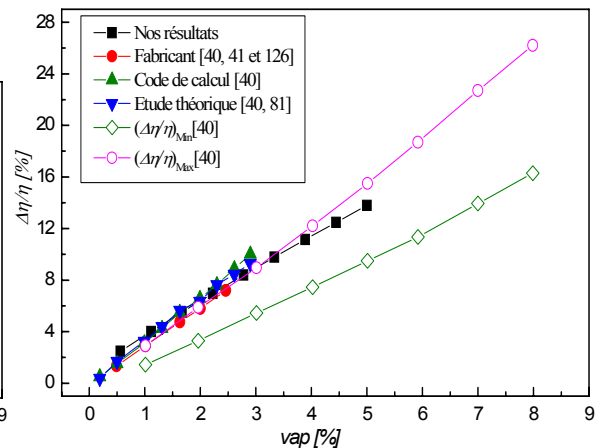
La validation de l'étude réalisée passe par la comparaison des résultats obtenus, avec ceux de la littérature. A cet effet les conditions d'entrée à l'amont du compresseur sont fixes (conditions standard). Pour une gamme de quantités de vapeur d'eau injectée, les performances obtenues ont été comparées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

VI.5.1- Influence de l'injection de vapeur sur la puissance disponible

La figure(VI-78) montre l'évolution des profils des écarts relatifs de puissance utile en fonction du taux de vapeur d'eau injectée à l'amont de la chambre de combustion. On constate que pour de faibles quantités de vapeur d'eau injectées, la puissance prédite est plus proche de la borne supérieure (d'une gamme réalisée pour plusieurs turbines à gaz) [126]. Lorsque la quantité de vapeur injectée devient importante, l'écart relatif de puissance calculée à l'aide de notre programme rentre dans cette gamme présentée à la figure(VI-78).



Figure(VI-78) : Profil de la puissance utile.



Figure(VI-79) : Profil du rendement global.

VI.5.2- Influence de l'injection de vapeur sur le rendement thermique

La figure(VI-79) montre l'évolution des profils des écarts de rendement au cours de l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Les mêmes remarques concernant le profil des puissances sont constatées sur cette figure.

Conclusion

L'analyse des résultats obtenus par notre programme montre qu'ils sont en bonne concordance avec ceux de la littérature [21, 40, 41, 71, 81 et 126]. Ces résultats ont fait l'objet de publications et communications internationales [134-141].

Conclusion générale

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Pour cela, nous avons pris les caractéristiques d'une turbine à gaz GE MS5002 largement utilisée dans l'industrie pétrolière comme machine d'application à notre programme.

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence des conditions ambiantes sur les performances d'une turbine à gaz donnée.

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

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

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

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

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

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

Perspectives

Afin de compléter ce travail et de l'enrichir, il serait souhaitable de poursuivre l'étude des différents modèles de prédiction des émissions de CO et NOx en utilisant la technique d'injection de l'eau ou de vapeur d'eau aux différents points du cycle thermodynamique de cet équipement. Et pour une meilleure validation de ces résultats on propose l'adaptation des codes de calcul actuels tels que : le Thermoptim, Apros, GateCycle...

Pour avoir la quantité de vapeur d'eau nécessaire au rendement voulu avec des conditions d'injection utilisées, il est préférable de réaliser un dimensionnement d'une chaudière traversée par la chaleur des gaz d'échappement de la turbine et suivie d'une validation par des codes systèmes tel que Relap5/Mode3.2,.....

Une amélioration du code de calcul établi, consiste à ajouter des procédures concernant l'étude de l'influence de l'injection de l'eau aux différents points présentés sur la figure(III-9), sur les caractéristiques principales des turbines à gaz en vu de l'amélioration des performances.

Le programme de calcul développé dans ce travail pour un cycle simple d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres peut être étendu à un nombre relativement grand de turbines semblables au type G.E MS5002. Toutefois, on propose de réaliser un banc d'essai expérimental pour la validation in situ de l'étude.

ANNEXES

Annexe-A : Propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz d'échappement

A.1- Propriétés thermodynamiques de l'air

La composition de l'air par masse est considérée par [128, 129] :

Air : 77.44%N₂ + 20.76% O₂ + 0.92% Ar + 0.85 % H₂O + 0.03% CO₂.

D'après les références [84-86], les propriétés thermodynamiques de l'air, pour les trois valeurs de pression, sont données dans les tableaux(A-1, A-2 et A-3).

🚦 *Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 1$ bar.*

t [°C]	c_p [kJ/(kg*°C)]	γ
0	1.006	1.403
20	1.006	1.402
40	1.007	1.401
60	1.008	1.400
80	1.010	1.399
100	1.011	1.398
120	1.013	1.397
140	1.016	1.395
160	1.019	1.393
180	1.022	1.392
200	1.025	1.390
220	1.029	1.388
240	1.033	1.386
260	1.037	1.384
280	1.041	1.381
300	1.045	1.379
320	1.050	1.377
340	1.054	1.374
360	1.059	1.372
380	1.064	1.370
400	1.069	1.368
420	1.073	1.365
440	1.078	1.363
460	1.083	1.361
480	1.088	1.359
500	1.093	1.357
520	1.097	1.355
540	1.102	1.353
560	1.106	1.351
580	1.111	1.349
600	1.115	1.347
620	1.119	1.345
640	1.124	1.343
660	1.128	1.342
680	1.132	1.340
700	1.136	1.338
720	1.140	1.337
740	1.143	1.335
760	1.147	1.334
780	1.151	1.332

800	1.154	1.331
820	1.158	1.330
840	1.161	1.329
860	1.164	1.327
880	1.167	1.326
900	1.170	1.325
920	1.173	1.324
940	1.176	1.323
960	1.179	1.322
980	1.182	1.321
1000	1.184	1.320

Tableau(A-1) : *Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 1$ bar.*

D'après le tableau(A-1), les fonctions polynomiales de la chaleur spécifique et l'exposant polytropique sont déduits en utilisant le logiciel des courbes (Origin5.0) :

A.1.1- Chaleur spécifique

$$c_p = A + B_1 * t + B_2 * t^2 + B_3 * t^3 + B_4 * t^4 + B_5 * t^5 + B_6 * t^6 + B_7 * t^7 + B_8 * t^8 \quad (\text{A-1})$$

Avec les constantes données ci-dessous :

$$\begin{aligned} A &= 1.00592 \\ B_1 &= 5.85008 * 10^{-6} \\ B_2 &= 4.82464 * 10^{-7} \\ B_3 &= 9.73296 * 10^{-11} \\ B_4 &= -1.53841 * 10^{-12} \\ B_5 &= 1.98812 * 10^{-15} \\ B_6 &= -1.07611 * 10^{-18} \\ B_7 &= 2.13945 * 10^{-22} \\ B_8 &= 5.15505 * 10^{-27} \end{aligned}$$

A.1.2- Coefficient polytropique

$$\gamma = A + B_1 * t + B_2 * t^2 + B_3 * t^3 + B_4 * t^4 + B_5 * t^5 + B_6 * t^6 + B_7 * t^7 \quad (\text{A-2})$$

Avec les constantes données ci-dessous :

$$\begin{aligned} A &= 1.4029 \\ B_1 &= -4.60272 * 10^{-5} \\ B_2 &= 9.1687 * 10^{-8} \\ B_3 &= -1.79521 * 10^{-9} \\ B_4 &= 5.72943 * 10^{-12} \\ B_5 &= -8.22925 * 10^{-15} \\ B_6 &= 5.74835 * 10^{-18} \\ B_7 &= -1.58199 * 10^{-21} \end{aligned}$$

 *Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 5$ bar.*

t [°C]	c_p [kJ/(kg*°C)]	γ
0	1.013	1.412
20	1.013	1.410

40	1.013	1.408
60	1.013	1.406
80	1.014	1.404
100	1.015	1.402
120	1.017	1.400
140	1.019	1.398
160	1.021	1.396
180	1.024	1.394
200	1.027	1.392
220	1.031	1.390
240	1.034	1.388
260	1.038	1.385
280	1.042	1.383
300	1.047	1.381
320	1.051	1.378
340	1.056	1.376
360	1.060	1.373
380	1.065	1.371
400	1.070	1.369
420	1.074	1.366
440	1.079	1.364
460	1.084	1.362
480	1.089	1.360
500	1.093	1.357
520	1.098	1.355
540	1.102	1.353
560	1.107	1.351
580	1.111	1.349
600	1.116	1.347
620	1.120	1.346
640	1.124	1.344
660	1.128	1.342
680	1.132	1.340
700	1.136	1.339
720	1.140	1.337
740	1.144	1.336
760	1.147	1.334
780	1.151	1.333
800	1.154	1.331
820	1.158	1.330
840	1.161	1.329
860	1.164	1.328
880	1.167	1.326
900	1.171	1.325
920	1.174	1.324
940	1.176	1.323
960	1.179	1.322
980	1.182	1.321
1000	1.185	1.320

Tableau(A-2) : *Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 5$ bar.*

De la même manière et d'après le tableau(A-2), on déduit les fonctions des deux propriétés de l'air à savoir c_p et γ :

A.1.3- Chaleur spécifique

$$c_p = A + B_1 * t + B_2 * t^2 + B_3 * t^3 + B_4 * t^4 + B_5 * t^5 + B_6 * t^6 + B_7 * t^7 \quad (\text{A-3})$$

Avec les constantes données ci-dessous :

$$\begin{aligned}
 A &= 1.01315 \\
 B_1 &= -2.47413 \cdot 10^{-5} \\
 B_2 &= 3.59566 \cdot 10^{-7} \\
 B_3 &= 1.39535 \cdot 10^{-9} \\
 B_4 &= -5.47807 \cdot 10^{-12} \\
 B_5 &= 7.64994 \cdot 10^{-15} \\
 B_6 &= -5.03843 \cdot 10^{-18} \\
 B_7 &= 1.30815 \cdot 10^{-21}
 \end{aligned}$$

A.1.4- Coefficient polytropique

$$\gamma = A + B_1 \cdot t + B_2 \cdot t^2 + B_3 \cdot t^3 + B_4 \cdot t^4 + B_5 \cdot t^5 + B_6 \cdot t^6 + B_7 \cdot t^7 \quad (\text{A-4})$$

Avec les constantes données ci-dessous :

$$\begin{aligned}
 A &= 1.41214 \\
 B_1 &= -1.15621 \cdot 10^{-4} \\
 B_2 &= 2.67131 \cdot 10^{-7} \\
 B_3 &= -1.51689 \cdot 10^{-9} \\
 B_4 &= 3.41578 \cdot 10^{-12} \\
 B_5 &= -3.65621 \cdot 10^{-15} \\
 B_6 &= 1.88799 \cdot 10^{-18} \\
 B_7 &= -3.74246 \cdot 10^{-22}
 \end{aligned}$$

 Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 10$ bar

t [°C]	c_p [kJ/(kg*°C)]	γ
0	1.023	1.432
20	1.021	1.419
40	1.020	1.416
60	1.019	1.413
80	1.019	1.410
100	1.020	1.408
120	1.021	1.405
140	1.023	1.403
160	1.025	1.400
180	1.027	1.398
200	1.030	1.395
220	1.033	1.393
240	1.037	1.390
260	1.041	1.388
280	1.044	1.385
300	1.049	1.383
320	1.053	1.380
340	1.057	1.377
360	1.062	1.375
380	1.066	1.372
400	1.071	1.370
420	1.076	1.368
440	1.080	1.365

460	1.085	1.363
480	1.090	1.361
500	1.094	1.358
520	1.099	1.356
540	1.103	1.354
560	1.108	1.352
580	1.112	1.350
600	1.116	1.348
620	1.121	1.346
640	1.125	1.344
660	1.129	1.343
680	1.133	1.341
700	1.137	1.339
720	1.141	1.338
740	1.144	1.336
760	1.148	1.335
780	1.151	1.333
800	1.155	1.332
820	1.158	1.331
840	1.162	1.329
860	1.165	1.328
880	1.168	1.327
900	1.171	1.326
920	1.174	1.325
940	1.177	1.323
960	1.180	1.322
980	1.182	1.321
1000	1.185	1.320

Tableau(A-3) : Propriétés thermodynamiques de l'air pour $p = 10$ bar.

De la même manière et d'après le tableau(A-3), on déduit les fonctions des deux propriétés de l'air :

A.1.5- Chaleur spécifique

$$c_p = A + B_1 * t + B_2 * t^2 + B_3 * t^3 + B_4 * t^4 + B_5 * t^5 + B_6 * t^6 + B_7 * t^7 + B_8 * t^8 \quad (\text{A-5})$$

Avec les constantes données ci-dessous :

$$\begin{aligned} A &= 1.023 \\ B_1 &= -1.16336 * 10^{-4} \\ B_2 &= 9.26175 * 10^{-7} \\ B_3 &= -6.50564 * 10^{-10} \\ B_4 &= -1.57808 * 10^{-12} \\ B_5 &= 4.38114 * 10^{-15} \\ B_6 &= -5.18642 * 10^{-18} \\ B_7 &= 3.22826 * 10^{-21} \\ B_8 &= -8.42328 * 10^{-25} \end{aligned}$$

A.1.6- Coefficient polytropique

$$\gamma = A + B_1 * t + B_2 * t^2 + B_3 * t^3 + B_4 * t^4 + B_5 * t^5 + B_6 * t^6 + B_7 * t^7 \quad (\text{A-6})$$

Avec les constantes données ci-dessous :

$$\begin{aligned}
 A &= 1.42282 \\
 B_1 &= -1.91741 \cdot 10^{-4} \\
 B_2 &= 6.19161 \cdot 10^{-7} \\
 B_3 &= -2.70592 \cdot 10^{-9} \\
 B_4 &= 6.06888 \cdot 10^{-12} \\
 B_5 &= -7.18362 \cdot 10^{-15} \\
 B_6 &= 4.38295 \cdot 10^{-18} \\
 B_7 &= -1.09274 \cdot 10^{-21}
 \end{aligned}$$

A.2- Propriétés thermodynamiques des gaz d'échappement

D'après les références [68, 128-129], les propriétés thermodynamiques des gaz d'échappement sont présentées ci-dessous :

A.2.1- Chaleur spécifique

La chaleur spécifique est définie par la relation :

$$\begin{aligned}
 c_{p,g} = & A_0 + A_1 * T_z + A_2 * T_z^2 + A_3 * T_z^3 + A_4 * T_z^4 + A_5 * T_z^5 \\
 & + A_6 * T_z^6 + A_7 * T_z^7 + A_8 * T_z^8 + A_9 * T_z^9 + A_{10} * T_z^{10}
 \end{aligned} \quad (A-7)$$

Avec :

$$\begin{cases} T_z = \frac{T_s}{1000} \\ T_s : \text{est la température statique} \end{cases} \quad (A-8)$$

Et les constantes A_i sont définies dans le tableau(A-4).

Coefficients	Air humide	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
A_0	0.992313	1.006450	1.075132	0.408089	1.937043
A_1	0.236688	-1.047869	-0.252297	2.027201	-0.967916
A_2	-1.852148	3.729558	0.341859	-2.405549	3.338905
A_3	6.083152	-4.934172	0.523944	2.039166	-3.652122
A_4	-8.893933	3.284147	-0.888984	-1.163088	2.332470
A_5	7.097112	-1.095203	0.442621	0.381364	-0.819451
A_6	-3.234725	0.145737	-0.074788	-0.052763	0.118783
A_7	0.794571	—	—	—	—
A_8	-0.081873	—	—	—	—
A_9	0.422178	0.369790	0.443041	0.366740	2.860773
A_{10}	0.001053	0.000491	0.0012622	0.001736	-0.000219

Tableau(A-4) : Constantes pour différents gaz (produits de combustion).

A.2.2- Coefficient polytropique

Le coefficient polytropique est défini par :

$$\gamma_g = f(c_p, c_v) \quad (\text{A-9})$$

$$\gamma_g = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{A-10})$$

Avec :

$$R = c_p - c_v \quad (\text{A-11})$$

Où

$$\gamma_g = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (\text{A-12})$$

Conclusion

A partir de ces polynômes, définis ci-dessus, deux sous programmes ont été établis permettant de calculer les propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz de combustion pour une température et une pression données. C'est-à-dire : $\gamma_a = f_1(t, p)$, $c_{p_a} = f_2(t, p)$, $\gamma_g = f_3(t, p)$ et $c_{p_g} = f_4(t, p)$.

Annexe-B : Températures & humidités

Introduction

En météorologie, il est important de connaître le taux d'humidité présent dans l'air pour prévoir le temps.

L'humidité relative compare la quantité d'eau présente dans l'air à la quantité qu'il faudrait pour saturer cet air à une température donnée.

B.1- Température humide de l'air

Température humide : en °C - Wet bulb temperature : C'est la température enregistrée par un thermomètre où le bulbe est recouvert d'une mèche imprégnée d'eau. Les températures humides sont toujours inférieures aux températures sèches et le seul cas où elles sont identiques est avec une humidité relative à 100%.

La température humide de l'air ambiant est donnée en fonction de l'humidité relative du climat et de la température d'air sec dans le tableau(B-1), sous la pression $p = 1.013$ bar [84-86, 132].

- t_{a_sec} = température sèche en °C,
- t_{hum} = température d'un bulbe humide en °C,
- ϕ = humidité relative.

t_{a_sec}	$\phi = 100\%$	$\phi = 90\%$	$\phi = 80\%$	$\phi = 70\%$	$\phi = 60\%$	$\phi = 50\%$	$\phi = 40\%$	$\phi = 30\%$	$\phi = 20\%$	$\phi = 10\%$	$\phi = 1\%$
-10 °C	-10,00	-10,32	-10,64	-10,96	-11,30	-11,62	-11,96	-12,30	-12,62	-12,96	-13,30
-9 °C	-9,00	-9,34	-9,68	-10,02	-10,38	-10,74	-11,08	-11,44	-11,80	-12,16	-12,52
-8 °C	-8,00	-8,36	-8,72	-9,10	-9,46	-9,84	-10,22	-10,60	-10,98	-11,36	-11,74
-7 °C	-7,00	-7,38	-7,76	-8,16	-8,56	-8,96	-9,36	-9,76	-10,16	-10,58	-10,98
-6 °C	-6,00	-6,40	-6,82	-7,22	-7,64	-8,06	-8,50	-8,92	-9,36	-9,80	-10,24
-5 °C	-5,00	-5,42	-5,86	-6,30	-6,74	-7,20	-7,64	-8,10	-8,56	-9,02	-9,48
-4 °C	-4,00	-4,44	-4,90	-5,38	-5,84	-6,32	-6,80	-7,28	-7,76	-8,26	-8,76
-3 °C	-3,00	-3,48	-3,96	-4,44	-4,94	-5,44	-5,96	-6,46	-6,98	-7,50	-8,04
-2 °C	-2,00	-2,50	-3,00	-3,52	-4,04	-4,58	-5,12	-5,66	-6,20	-6,76	-7,32
-1 °C	-1,00	-1,52	-2,06	-2,60	-3,16	-3,72	-4,28	-4,86	-5,44	-6,02	-6,62
0 °C	0,00	-0,54	-1,12	-1,68	-2,26	-2,86	-3,46	-4,06	-4,68	-5,30	-5,92
1 °C	1,00	0,42	-0,16	-0,76	-1,38	-2,00	-2,62	-3,26	-3,92	-4,58	-5,24
2 °C	2,00	1,40	0,78	0,14	-0,50	-1,14	-1,80	-2,48	-3,16	-3,86	-4,56
3 °C	3,00	2,38	1,72	1,06	0,38	-0,30	-1,00	-1,70	-2,42	-3,16	-3,90
4 °C	4,00	3,34	2,66	1,98	1,26	0,56	-0,18	-0,92	-1,68	-2,46	-3,26
5 °C	5,00	4,32	3,60	2,88	2,14	1,40	0,62	-0,16	-0,96	-1,78	-2,60
6 °C	6,00	5,28	4,54	3,80	3,02	2,24	1,44	0,60	-0,24	-1,10	-1,98
7 °C	7,02	6,26	5,50	4,70	3,90	3,08	2,24	1,36	0,48	-0,42	-1,36
8 °C	8,02	7,24	6,44	5,62	4,78	3,92	3,02	2,12	1,20	0,24	-0,74
9 °C	9,02	8,20	7,38	6,52	5,64	4,74	3,82	2,88	1,90	0,90	-0,14
10 °C	10,02	9,18	8,32	7,42	6,52	5,58	4,62	3,62	2,60	1,54	0,46
11 °C	11,02	10,14	9,24	8,32	7,38	6,40	5,40	4,36	3,30	2,18	1,06
12 °C	12,02	11,12	10,18	9,24	8,24	7,24	6,18	5,10	3,98	2,82	1,62
13 °C	13,02	12,08	11,12	10,14	9,12	8,06	6,96	5,84	4,66	3,46	2,20
14 °C	14,02	13,06	12,06	11,04	9,98	8,88	7,74	6,56	5,34	4,08	2,76
15 °C	15,02	14,02	13,00	11,94	10,84	9,72	8,52	7,30	6,02	4,70	3,30
16 °C	16,02	15,00	13,94	12,86	11,72	10,54	9,30	8,02	6,70	5,30	3,86
17 °C	17,02	15,96	14,88	13,76	12,58	11,36	10,08	8,74	7,36	5,90	4,38

18 °C	18,02	16,94	15,82	14,66	13,44	12,18	10,86	9,48	8,02	6,50	4,92
19 °C	19,02	17,92	16,76	15,56	14,30	13,00	11,62	10,20	8,68	7,10	5,44
20 °C	20,02	18,88	17,70	16,46	15,18	13,82	12,40	10,90	9,34	7,68	5,94
21 °C	21,02	19,86	18,64	17,36	16,04	14,64	13,18	11,62	10,00	8,26	6,44
22 °C	22,02	20,82	19,58	18,28	16,90	15,46	13,94	12,34	10,64	8,84	6,94
23 °C	23,02	21,80	20,52	19,18	17,76	16,28	14,72	13,06	11,30	9,42	7,42
24 °C	24,02	22,76	21,46	20,08	18,64	17,10	15,48	13,76	11,94	9,98	7,90
25 °C	25,02	23,74	22,40	21,00	19,50	17,92	16,26	14,48	12,58	10,56	8,38
26 °C	26,02	24,72	23,34	21,90	20,36	18,74	17,02	15,18	13,22	11,12	8,84
27 °C	27,02	25,68	24,28	22,80	21,24	19,58	17,80	15,90	13,86	11,68	9,30
28 °C	28,02	26,66	25,22	23,72	22,10	20,40	18,56	16,60	14,50	12,22	9,76
29 °C	29,02	27,64	26,18	24,62	22,98	21,22	19,34	17,32	15,14	12,78	10,20
30 °C	30,02	28,60	27,12	25,54	23,84	22,04	20,12	18,02	15,78	13,32	10,64
31 °C	31,02	29,58	28,06	26,44	24,72	22,88	20,88	18,74	16,40	13,86	11,08
32 °C	32,02	30,56	29,00	27,36	25,60	23,70	21,66	19,44	17,04	14,40	11,50
33 °C	33,02	31,52	29,94	28,26	26,46	24,52	22,44	20,16	17,68	14,94	11,92
34 °C	34,02	32,50	30,90	29,18	27,34	25,36	23,20	20,88	18,32	15,48	12,34
35 °C	35,02	33,48	31,84	30,10	28,22	26,18	23,98	21,58	18,94	16,02	12,76
36 °C	36,02	34,46	32,78	31,00	29,08	27,02	24,76	22,30	19,58	16,56	13,16
37 °C	37,02	35,42	33,74	31,92	29,96	27,86	25,54	23,02	20,20	17,08	13,56
38 °C	38,02	36,40	34,68	32,84	30,84	28,68	26,32	23,72	20,84	17,62	13,96
39 °C	39,02	37,38	35,64	33,76	31,72	29,52	27,10	24,44	21,48	18,14	14,34
40 °C	40,02	38,36	36,58	34,68	32,60	30,36	27,90	25,16	22,12	18,66	14,72
41 °C	41,02	39,34	37,54	35,60	33,48	31,20	28,68	25,88	22,74	19,20	15,10
42 °C	42,02	40,32	38,48	36,50	34,38	32,04	29,46	26,60	23,38	19,72	15,48
43 °C	43,02	41,28	39,44	37,42	35,26	32,88	30,26	27,32	24,02	20,24	15,84
44 °C	44,02	42,26	40,38	38,36	36,14	33,72	31,04	28,04	24,66	20,76	16,20
45 °C	45,02	43,24	41,34	39,28	37,02	34,56	31,84	28,78	25,30	21,28	16,56
46 °C	46,02	44,22	42,28	40,20	37,92	35,40	32,62	29,50	25,94	21,80	16,92
47 °C	47,02	45,20	43,24	41,12	38,80	36,26	33,42	30,22	26,58	22,32	17,26
48 °C	48,02	46,18	44,20	42,04	39,70	37,10	34,22	30,96	27,22	22,84	17,60
49 °C	49,02	47,16	45,14	42,96	40,58	37,94	35,02	31,68	27,86	23,38	17,94
50 °C	50,02	48,14	46,10	43,90	41,48	38,80	35,82	32,42	28,52	23,90	18,28
51 °C	51,02	49,12	47,06	44,82	42,36	39,66	36,62	33,16	29,16	24,42	18,62
52 °C	52,02	50,10	48,00	45,74	43,26	40,50	37,42	33,90	29,80	24,94	18,94
53 °C	53,02	51,06	48,96	46,68	44,16	41,36	38,22	34,64	30,46	25,46	19,28
54 °C	54,02	52,04	49,92	47,60	45,04	42,22	39,02	35,38	31,12	25,98	19,60
55 °C	55,02	53,02	50,88	48,52	45,94	43,08	39,84	36,12	31,76	26,50	19,90
56 °C	56,02	54,00	51,84	49,46	46,84	43,92	40,64	36,86	32,42	27,04	20,22
57 °C	57,02	54,98	52,78	50,38	47,74	44,78	41,46	37,60	33,08	27,56	20,54
58 °C	58,02	55,96	53,74	51,32	48,64	45,64	42,26	38,36	33,74	28,08	20,84
59 °C	59,02	56,94	54,70	52,24	49,54	46,50	43,08	39,10	34,40	28,62	21,14
60 °C	60,02	57,92	55,66	53,18	50,44	47,36	43,88	39,86	35,06	29,14	21,44
61 °C	61,02	58,90	56,62	54,10	51,34	48,24	44,70	40,62	35,74	29,68	21,74
62 °C	62,02	59,88	57,58	55,04	52,24	49,10	45,52	41,36	36,40	30,20	22,02
63 °C	63,02	60,86	58,54	55,98	53,14	49,96	46,34	42,12	37,06	30,74	22,32
64 °C	64,02	61,84	59,48	56,90	54,04	50,82	47,16	42,88	37,74	31,28	22,60
65 °C	65,02	62,82	60,44	57,84	54,94	51,70	47,98	43,64	38,42	31,82	22,88
66 °C	66,02	63,80	61,40	58,76	55,84	52,56	48,80	44,40	39,08	32,36	23,16
67 °C	67,02	64,78	62,36	59,70	56,76	53,42	49,62	45,16	39,76	32,90	23,44
68 °C	68,02	65,78	63,32	60,64	57,66	54,30	50,46	45,94	40,44	33,44	23,72
69 °C	69,02	66,76	64,28	61,58	58,56	55,16	51,28	46,70	41,12	33,98	23,98
70 °C	70,02	67,74	65,24	62,50	59,46	56,04	52,10	47,46	41,80	34,52	24,26
71 °C	71,02	68,72	66,20	63,44	60,38	56,92	52,94	48,24	42,50	35,06	24,52
72 °C	72,02	69,70	67,16	64,38	61,28	57,78	53,76	49,00	43,18	35,62	24,78
73 °C	73,02	70,68	68,12	65,32	62,18	58,66	54,58	49,78	43,86	36,16	25,04
74 °C	74,02	71,66	69,08	66,24	63,10	59,52	55,42	50,56	44,56	36,72	25,30
75 °C	75,02	72,64	70,04	67,18	64,00	60,40	56,26	51,32	45,26	37,28	25,56

76 °C	76,02	73,62	71,00	68,12	64,90	61,28	57,08	52,10	45,94	37,82	25,82
77 °C	77,02	74,60	71,96	69,06	65,82	62,16	57,92	52,88	46,64	38,38	26,06
78 °C	78,02	75,58	72,92	70,00	66,72	63,02	58,74	53,66	47,34	38,94	26,32
79 °C	79,02	76,56	73,88	70,92	67,64	63,90	59,58	54,44	48,04	39,50	26,56
80 °C	80,02	77,54	74,84	71,86	68,54	64,78	60,42	55,22	48,74	40,06	26,80
81 °C	81,02	78,52	75,80	72,80	69,46	65,66	61,26	56,00	49,44	40,64	27,04
82 °C	82,02	79,50	76,76	73,74	70,36	66,54	62,10	56,78	50,14	41,20	27,28
83 °C	83,02	80,48	77,72	74,68	71,28	67,42	62,92	57,56	50,84	41,76	27,52
84 °C	84,02	81,48	78,68	75,62	72,18	68,30	63,76	58,36	51,56	42,34	27,76
85 °C	85,02	82,46	79,64	76,56	73,10	69,16	64,60	59,14	52,26	42,92	27,98
86 °C	86,02	83,44	80,60	77,50	74,00	70,04	65,44	59,92	52,98	43,48	28,22
87 °C	87,02	84,42	81,56	78,42	74,92	70,92	66,28	60,72	53,68	44,06	28,44
88 °C	88,02	85,40	82,54	79,36	75,82	71,80	67,12	61,50	54,40	44,64	28,68
89 °C	89,02	86,38	83,50	80,30	76,74	72,68	67,96	62,28	55,12	45,22	28,90
90 °C	90,02	87,36	84,46	81,24	77,66	73,56	68,80	63,08	55,82	45,80	29,12
91 °C	91,02	88,34	85,42	82,18	78,56	74,44	69,64	63,86	56,54	46,38	29,34
92 °C	92,02	89,32	86,38	83,12	79,48	75,32	70,48	64,66	57,26	46,98	29,56
93 °C	93,02	90,30	87,34	84,06	80,38	76,20	71,34	65,46	57,98	47,56	29,78
94 °C	94,02	91,28	88,30	85,00	81,30	77,08	72,18	66,24	58,70	48,16	29,98
95 °C	95,02	92,26	89,26	85,94	82,22	77,96	73,02	67,04	59,42	48,74	30,20
96 °C	96,02	93,24	90,22	86,88	83,12	78,86	73,86	67,84	60,14	49,34	30,42
97 °C	97,02	94,24	91,18	87,82	84,04	79,74	74,70	68,62	60,86	49,92	30,62
98 °C	98,02	95,22	92,14	88,74	84,94	80,62	75,54	69,42	61,58	50,52	30,84
99 °C	99,02	96,20	93,10	89,68	85,86	81,50	76,40	70,22	62,30	51,12	31,04
100 °C	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tableau(B-1) : Données des valeurs de la température d'un bulbe humide.

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 1$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B_1 * t_{a_sec} + B_2 * t_{a_sec}^2 + B_3 * t_{a_sec}^3 \quad (B-1)$$

Avec des constantes A et B_i ayant pour valeurs :

$$\begin{aligned} A &= -5.93534 \\ B_1 &= 0.67916 \\ B_2 &= -0.00469 \\ B_3 &= 1.63221 * 10^{-5} \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 10$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B_1 * t_{a_sec} + B_2 * t_{a_sec}^2 + B_3 * t_{a_sec}^3 + B_4 * t_{a_sec}^4 + B_5 * t_{a_sec}^5 \quad (B-2)$$

Avec des constantes A et B_i :

$$\begin{aligned} A &= -5.28174 \\ B_1 &= 0.7233 \\ B_2 &= -0.00445 \\ B_3 &= 3.32222 * 10^{-5} \\ B_4 &= 3.40562 * 10^{-8} \\ B_5 &= -7.52369 * 10^{-10} \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 20$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B_1 * t_{a_sec} + B_2 * t_{a_sec}^2 + B_3 * t_{a_sec}^3 + B_4 * t_{a_sec}^4 + B_5 * t_{a_sec}^5 \quad (B-3)$$

Avec des constantes A et B_i :

$$\begin{aligned} A &= -4.65237 \\ B_1 &= 0.75818 \\ B_2 &= -0.00383 \\ B_3 &= 4.60955 * 10^{-5} \\ B_4 &= -1.37328 * 10^{-7} \\ B_5 &= -2.2481 * 10^{-10} \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 30$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B_1 * t_{a_sec} + B_2 * t_{a_sec}^2 + B_3 * t_{a_sec}^3 + B_4 * t_{a_sec}^4 + B_5 * t_{a_sec}^5 \quad (B-4)$$

Avec des constantes A et B_i :

$$\begin{aligned} A &= -4.03867 \\ B_1 &= 0.79204 \\ B_2 &= -0.00321 \\ B_3 &= 5.2702 * 10^{-5} \\ B_4 &= -2.96139 * 10^{-7} \\ B_5 &= 4.82423 * 10^{-10} \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 40$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B_1 * t_{a_sec} + B_2 * t_{a_sec}^2 + B_3 * t_{a_sec}^3 \quad (B-5)$$

Avec des constantes A et B_i :

$$\begin{aligned} A &= -3.53018 \\ B_1 &= 0.80304 \\ B_2 &= -6.35553 * 10^{-4} \\ B_3 &= 7.11329 * 10^{-6} \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 50$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B_1 * t_{a_sec} + B_2 * t_{a_sec}^2 + B_3 * t_{a_sec}^3 \quad (B-6)$$

Avec des constantes A et B_i :

$$\begin{aligned} A &= -2.92614 \\ B_1 &= 0.83853 \\ B_2 &= -2.6183 * 10^{-4} \\ B_3 &= 4.29317 * 10^{-6} \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 60$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B_1 * t_{a_sec} + B_2 * t_{a_sec}^2 + B_3 * t_{a_sec}^3 \quad (B-7)$$

Avec des constantes A et B_i :

$$\begin{aligned} A &= -2.32732 \\ B_1 &= 0.87322 \\ B_2 &= -3.59023 * 10^{-5} \\ B_3 &= 2.29289 * 10^{-6} \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 70$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B * t_{a_sec} \quad (B-8)$$

Avec des constantes A et B :

$$\begin{aligned} A &= -1.92692 \\ B &= 0.92144 \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 80$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B * t_{a_sec} \quad (B-9)$$

Avec des constantes A et B :

$$\begin{aligned} A &= -1.27918 \\ B &= 0.95083 \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 90$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B * t_{a_sec} \quad (B-10)$$

Avec des constantes A et B :

$$\begin{aligned} A &= -0.63132 \\ B &= 0.97683 \end{aligned}$$

Pour une valeur d'humidité relative $\phi = 100$ %, la température humide s'exprime par :

$$t_{a_hum} = A + B * t_{a_sec} \quad (B-11)$$

Avec des constantes A et B :

$$\begin{aligned} A &= 0.01057 \\ B &= 1.00014 \end{aligned}$$

Pour les valeurs d'humidités relatives comprises entre deux valeurs successives, la température de l'air humide sera calculée avec une interpolation linéaire entre ces valeurs.

B.2- Principe de saturation et la pression de la vapeur d'eau

La pression atmosphérique de l'air est la somme des pressions de tous les gaz qui composent l'atmosphère. Le gaz qu'est la vapeur d'eau exerce donc une partie de la pression atmosphérique totale.

B.3- Propriétés de saturation de la vapeur d'eau

D'après les références [84-85] concernant la table thermodynamique de la vapeur saturée, la pression de saturation de la vapeur d'eau en fonction de la température est donnée dans le tableau(B-2).

t_{a_hum} [°C]	p_{sat} [kpascal]
0.01	0.6113
5	0.8721
10	1.2276
15	1.7051
20	2.339
25	3.169
30	4.246
35	5.628
40	7.384
45	9.593
50	12.349
55	15.758
60	19.940
65	25.03
70	31.19
75	38.58
80	47.39
85	57.83
90	70.14
95	84.55
100	101.35

Tableau(B-2) : *Pression de saturation en fonction de la température.*

A partir du tableau(A-2), la pression est exprimée par :

$$p_{sat} = A + B_1 * t_{a_hum} + B_2 * t_{a_hum}^2 + B_3 * t_{a_hum}^3 + B_4 * t_{a_hum}^4 + B_5 * t_{a_hum}^5 \quad (B-12)$$

Avec des constantes A et B_i :

$$A = 0.61138$$

$$B_1 = 0.04405$$

$$B_2 = 0.00146$$

$$B_3 = 2.60917 * 10^{-5}$$

$$B_4 = 2.8332 * 10^{-7}$$

$$B_5 = 2.73161 * 10^{-9}$$

La subroutine de calcul de la température humide en fonction de l'humidité relative, la température de l'air sec, la pression partielle de la vapeur dans l'air et l'humidité absolue a été établie.

Conclusion

Ces polynômes nous conduisent à réaliser un sous-programme qui permet de calculer les deux variables de l'humidité : la température du bulbe humide et l'humidité absolue pour deux valeurs données : température de l'air sec et l'humidité relative. C'est-à-dire :
 $t_{a_hum} = g_1(t_{a_sec}, \phi)$.

Et enfin la pression de saturation de la vapeur d'eau en fonction de la température d'air humide est donnée en utilisant la relation (B-12) ou en déduisant : $p_{sat} = g_2(t_{a_hum})$.

Annexe-C : Propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur d'eau

Introduction

L'eau est non seulement l'une des substances nécessaire à la vie, elle est également l'un des moyens les plus importants dans les applications technologiques. Les engins à vapeur avec de l'eau comme fluide de fonctionnement étaient au début de la révolution industrielle les moyens mécanique de transport. L'augmentation de l'énergie électrique est reliée aux centrales hydroélectriques et à la vapeur. L'eau est employée comme un moyen de refroidissement ou fluide de transfert thermique et elle joue un rôle important pour le conditionnement d'air.

C'est pourquoi beaucoup de travaux ont été consacrés à l'investigation et la mesure des propriétés de l'eau au cours des années. Les données précises sont particulièrement nécessaires pour la conception de l'équipement d'une centrale à turbine à vapeur.

Une norme pour les propriétés thermodynamiques de l'eau sur des gammes de température et de pression a été développée dans les années 60, la formulation pour l'usage industriel 1967 IFC (IFC-67). Depuis 1967 IFC-67 a été employée pour des calculs officiels tels que les calculs de garantie des performances des cycles de puissance. Les équations fondamentales de IFC-97 sont éditées dans la référence [131].

En 1997, IFC-67 a été remplacé par une nouvelle formulation, IAPWS-IF97 (formulation industrielle de 1997 pour les propriétés thermodynamique de l'eau et de vapeur) qui a été développée dans un projet de recherche international coordonné par l'association Internationale pour les propriétés de l'eau et de la vapeur. Dans cette annexe les corrélations des propriétés thermodynamique de l'eau et de vapeur d'eau des différentes régions de la courbe caractéristique ont été présentées.

C.1- Description des constantes de la vapeur d'eau

IAPWS-IF97 emploie quelques constantes des propriétés de l'eau pour évaluer les équations thermodynamiques. Les valeurs de référence de ces constantes sont comme suit :

Valeur de la constante spécifique de la vapeur d'eau en tant que gaz supposé parfait.

$$R = 0.461 \text{ kJ}/(\text{kg K})$$

Résultats de la valeur recommandée de la constante de vapeur molaire :

$$R_m = 8.314 \text{ kJ}/(\text{kmol K})$$

Et la masse moléculaire de l'eau ordinaire :

$$M = 18.015 \text{ kg}/\text{kmol}$$

Les valeurs de la température critique, de la pression critique et de la masse volumique critique sont prises égales à :

$$T_c = 647.10 \text{ K}; \quad p_c = 220.64 \text{ bar}; \quad \rho_c = 322 \text{ kg}/\text{m}^3$$

La température du point triple comme ça été définie dans l'Echelle Internationale de la Température de 1990 (ITS-90) est :

$$T_t = 273.16 \text{ K} = 0.01 \text{ }^\circ\text{C}$$

Et la pression correspondante au point triple :

$$p_t = 611.657 \text{ Pa}$$

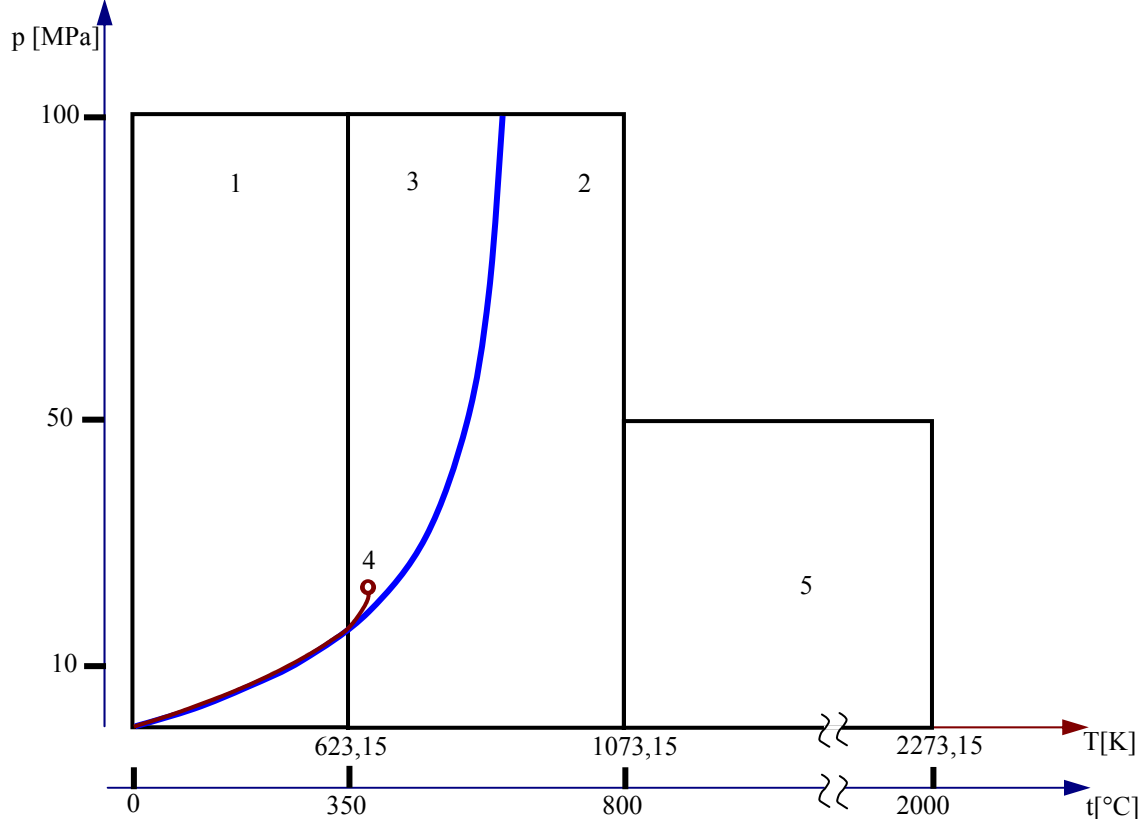
Enfin, la température au point d'ébullition normal (à une pression de 1.013 25 bar) est :

$$T_b = 373.12 \text{ K} = 99.97 \text{ }^\circ\text{C}$$

C.2- Définition des différentes zones

L'IAPWS-IF97 divise la surface thermodynamique en cinq régions comme indique la figure(C-1).

- région 1 : Zone à l'état liquide pour basse et haute pressions,
- région 2 : Zone à l'état gaz idéal ou vapeur,
- région 3 : Zone d'état thermodynamique autour du point critique,
- région 4 : Zone sur la courbe de saturation (équilibre vapeur-liquide),
- région 5 : Zone à haute température au dessus de 1073.15 K (800 °C) et pression jusqu'à 10 MPa (100 bar)

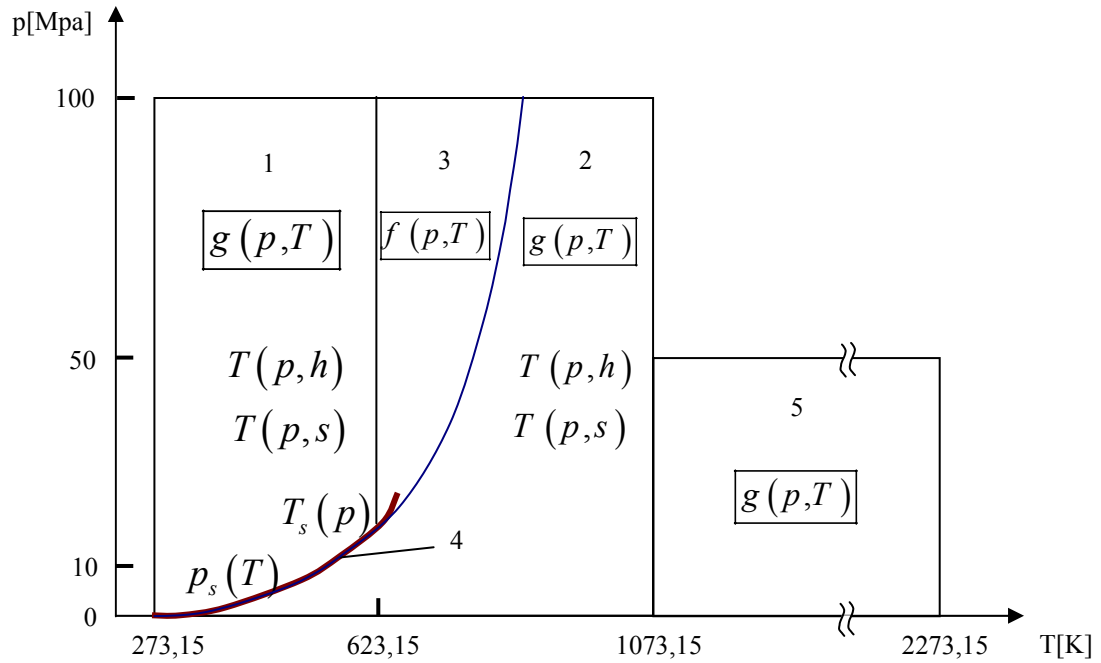


Figure(C-1) : Présentation des différentes régions de IAPWS-IF97 Améliorée en 2007.

Pour les régions : 1, 2, 3 et 5 les auteurs d'IAPWS-IF97 ont développé des corrélations de très grande précision. Les régions : 1, 2 et 5 sont régies par des équations fondamentales pour l'énergie libre de Gibbs $g(T, p)$, la région 3 par une équation fondamentale pour l'énergie libre de Helmholtz $f(T, v)$. Toutes les propriétés thermodynamiques peuvent alors être calculées à partir de ces équations en employant les relations thermodynamiques appropriées. Pour la région 4 une équation de pression de saturation a été développée.

La gamme de validité des équations dans ces régions pour calculer les propriétés thermodynamiques sont récapitulées ci-dessous.

Pour les régions 1 et 2, les propriétés thermodynamiques sont données en fonction de la température et de la pression, pour la région 3 elle est en fonction de la température et de la densité (figure(C-2)). Pour d'autres variables indépendantes un calcul itératif est habituellement exigé.



Figure(C-2) : Equations des différentes régions.

C.3- Equations de IAPWS-IF97

La formulation industrielle de 1997 IAPWS consiste en l'ensemble d'équations applicables pour différentes régions dans les gammes de validités suivantes :

$$\begin{cases} (273.15 \leq T \leq 1073.15) \text{ K}; & p \leq 100 \text{ MPa} \\ (1073.15 \leq T \leq 2273.15) \text{ K}; & p \leq 10 \text{ MPa} \end{cases} \quad (\text{C-1})$$

C.3.1- Constantes de référence

La constante spécifique de la vapeur d'eau utilisée pour cette formulation est :

$$R = 0.461526 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \quad (\text{C-2})$$

Les valeurs des paramètres critiques sont données par l'IAPWS [131-132] :

$$\begin{cases} T_c = 647.096 \text{ K} \\ p_c = 22.064 \text{ MPa} \\ \rho_c = 322 \text{ kg.m}^{-3} \end{cases} \quad (\text{C-3})$$

C.3.2- Equations pour la région 1

$$\text{Limites : } \{(273.15 \leq T \leq 623.15) \text{ K} \text{ et } (p_s(T) \leq p \leq 100) \text{ MPa}\}$$

Pour la pression de saturation $p_s(T)$, voir § C.3.5- "Equations pour la région 4".

Enthalpie spécifique

$$\frac{h(T, p)}{RT} = \tau \gamma_\tau \quad (\text{C-4})$$

Capacité de la chaleur spécifique à pression constante

$$\frac{c_p(T, p)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau} \quad (C-5)$$

Equation fondamentale pour g

$$\gamma_\tau = \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \tau} \right)_\pi = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} * J_i (\tau - 1.222)^{(J_i-1)} \quad (C-6)$$

$$\gamma_{\tau\tau} = \left(\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \tau^2} \right)_\pi = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} * J_i (J_i - 1) (\tau - 1.222)^{(J_i-2)} \quad (C-7)$$

Température réduite inverse

$$\tau = \frac{1386 \text{ K}}{T} \quad (C-8)$$

Pression réduite

$$\pi = \frac{p}{16.53 \text{ MPa}} \quad (C-9)$$

Les coefficients et les exposants des équations(C-6 et C-7) sont présentés dans le tableau(C-1).

i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0.14632971213167 E+00
2	0	-1	-0.84548187169114 E+00
3	0	0	-0.37563603672040 E+01
4	0	1	0.33855169168385 E+01
5	0	2	-0.95791963387872 E+00
6	0	3	0.15772038513228 E+00
7	0	4	-0.16616417199501 E-01
8	0	5	0.81214629983568 E-03
9	1	-9	0.28319080123804 E-03
10	1	-7	-0.60706301565874 E-03
11	1	-1	-0.18990068218419 E-01
12	1	0	-0.32529748770505 E-01
13	1	1	-0.21841717175414 E-01
14	1	3	-0.52838357969930 E-04
15	2	-3	-0.47184321073267 E-03
16	2	0	-0.30001780793026 E-03
17	2	1	0.47661393906987 E-04
18	2	3	-0.44141845330846 E-05
19	2	17	-0.72694996297594 E-15
20	3	-4	-0.31679644845054 E-04
21	3	0	-0.28270797985312 E-05
22	3	6	-0.85205128120103 E-09
23	4	-5	-0.22425281908000 E-05
24	4	-2	-0.65171222895601 E-06
25	4	10	-0.14341729937924 E-12
26	5	-8	-0.40516996860117 E-06

27	8	-11	-0.12734301741641 E-08
28	8	-6	-0.17424871230634 E-09
29	21	-29	-0.68762131295531 E-18
30	23	-31	0.14478307828521 E-19
31	29	-38	0.26335781662795 E-22
32	30	-39	-0.11947622640071 E-22
33	31	-40	0.18228094581404 E-23
34	32	-41	-0.93537087292458 E-25

Tableau(C-1) : Coefficients et exposants des équations et ses dérivées.

C.3.3- Equations pour la région 2**Limites**

$$\left\{ \begin{array}{l} (273.15 \leq T \leq 623.15) K \quad \text{et} \quad (0 \leq p \leq p_s(T)) MPa \\ (623.15 \leq T \leq 863.15) K \quad \text{et} \quad (0 \leq p \leq p_b(T)) MPa \\ (863.15 \leq T \leq 1073.15) K \quad \text{et} \quad (0 \leq p \leq 100) MPa \end{array} \right\}$$

Pour la pression de saturation $p_s(T)$, voir § C.3.5- “Equations pour la région 4”.

La pression $p_b(T)$ située dans la frontière des deux régions 2 et 3 (figure(C-2)) est définie par la courbe, $p=p(T)$, allant du : point : (623.15 K à 16.5292 MPa) vers le point : (863.15 K à 100 MPa). La relation est exprimée explicitement en pression par :

$$\pi = n_1 + n_2 \cdot \theta + n_3 \cdot \theta^2 \quad (C-10)$$

Ou θ dans la température est donnée par :

$$\theta = n_4 + \left(\frac{\pi - n_5}{n_3} \right)^{0.5} \quad (C-11)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \pi = \frac{p_B}{1 MPa} \\ \theta = \frac{T_B}{1 K} \end{array} \right. \quad (C-12)$$

Les coefficients des équations des limites sont donnés dans le tableau(C-2).

i	n_i
1	0.34805185628969 E+03
2	-0.11671859879975 E+01
3	0.10192970039326 E-02
4	0.57254459862746 E+03
5	0.13918839778870 E+02

Tableau(C-2) : Coefficients des équations des limites.

Enthalpie spécifique

$$\frac{h(T, p)}{RT} = \tau(\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) \quad (C-13)$$

Capacité de chaleur spécifique à pression constante

$$\frac{c_p(T, p)}{R} = -\tau^2 (\gamma_{\tau\tau}^0 + \gamma_{\tau\tau}^r) \quad (C-14)$$

Equation fondamentale pour g

$$\begin{cases} \gamma(T, p) = \frac{g(T, p)}{RT} = \gamma^0(T, p) + \gamma^r(T, p) \\ \gamma^0(T, p) = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0} \\ \gamma^r(T, p) = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0.5)^{J_i} \end{cases} \quad (C-15)$$

Dérivées de la partie γ^0 du gaz idéal (vapeur d'eau)

$$\begin{cases} \gamma_{\tau}^0 = \left(\frac{\partial \gamma^0}{\partial \tau} \right)_{\pi} = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0-1} \\ \gamma_{\tau\tau}^0 = \left(\frac{\partial^2 \gamma^0}{\partial \tau^2} \right)_{\pi} = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0-2} \end{cases} \quad (C-16)$$

Dérivées de la partie résiduelle γ^r

$$\begin{cases} \gamma_{\tau}^r = \left(\frac{\partial \gamma^r}{\partial \tau} \right)_{\pi} = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0.5)^{J_i-1} \\ \gamma_{\tau\tau}^r = \left(\frac{\partial^2 \gamma^r}{\partial \tau^2} \right)_{\pi} = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0.5)^{J_i-2} \end{cases} \quad (C-17)$$

Température réduite inverse

$$\tau = \frac{540 \text{ K}}{T} \quad (C-18)$$

Pression réduite

$$\pi = \frac{p}{1 \text{ MPa}} \quad (C-19)$$

Les coefficients et les exposants de la partie vapeur de l'équation de l'énergie spécifique libre de Gibbs, équation(C-15), et ses dérivées, équations(C-16), sont présentés dans le tableau(C-3).

i	J_i^0	n_i^0
1	0	-0.96927686500217 E+01
2	1	0.10086655968018 E+02
3	-5	-0.560879112 83020 E-02
4	-4	0.71452738081455 E-01
5	-3	-0.40710498223928 E+00
6	-2	0.14240819171444 E+01
7	-1	-0.43839511319450 E+01

8	2	-0.28408632460772 E+00
9	3	0.21268463753307 E-01

Tableau(C-3) : *Coefficients et exposants de la partie vapeur de l'équation f et ses dérivées.*

Les coefficients et exposants de la partie résiduelle de l'équation de l'énergie spécifique libre de Gibbs, équation(C-15), et de ses dérivées équations(C-17), sont présentés dans le tableau(C-4).

i	I_i	J_i	n_i
1	1	0	-0.17731742473213 E-02
2	1	1	-0.17834862292358 E-01
3	1	2	-0.45996013696365 E-01
4	1	3	-0.57581259083432 E-01
5	1	6	-0.50325278727930 E-01
6	2	1	-0.33032641670203 E-04
7	2	2	-0.18948987516315 E-03
8	2	4	-0.39392777243355 E-02
9	2	7	-0.43797295650573 E-01
10	2	36	-0.26674547914087 E-04
11	3	0	0.20481737692309 E-07
12	3	1	0.43870667284435 E-06
13	3	3	-0.32277677238570 E-04
14	3	6	-0.15033924542148 E-02
15	3	35	-0.40668253562649 E-01
16	4	1	-0.78847309559367 E-09
17	4	2	0.12790717852285 E-07
18	4	3	0.48225372718507 E-06
19	5	7	0.22922076337661 E-05
20	6	3	-0.16714766451061 E-10
21	6	16	-0.21171472321355 E-02
22	6	35	-0.23895741934104 E+02
23	7	0	-0.59059564324270 E-17
24	7	11	-0.12621808899101 E-05
25	7	25	-0.38946842435739 E-01
26	8	8	0.11256211360459 E-10
27	8	36	-0.82311340897998 E+01
28	9	13	0.19809712802088 E-07
29	10	4	0.10406965210174 E-18
30	10	10	-0.10234747095929 E-12
31	10	14	-0.10018179379511 E-08
32	16	29	-0.80882908646985 E-10
33	16	50	0.10693031879409 E+00
34	18	57	-0.33662250574171 E+00
35	20	20	0.89185845355421 E-24
36	20	35	0.30629316876232 E-12
37	20	48	-0.42002467698208 E-05
38	21	21	-0.59056029685639 E-25
39	22	53	0.37826947613457 E-05
40	23	39	-0.12768608934681 E-14
41	24	26	0.73087610595061 E-28
42	24	40	0.55414715350778 E-16
43	24	58	-0.94369707241210 E-06

Tableau(C-4) : *Coefficients et exposants de la partie résiduelle de l'équation f et de ses dérivées.*

C.3.4- Equations pour la région 3

Limites

$$\{(623.15 \leq T \leq T_B(p)) \text{ K} \quad \text{et} \quad (p_B(T) \leq p \leq 100) \text{ MPa}\}$$

Pour les paramètres $T_B(p)$ et $p_B(T)$, voir § C.3.3- "Equations pour la région 2".

Pression

$$\frac{p(T, \rho)}{\rho RT} = \delta \phi_\delta \quad (\text{C-20})$$

Enthalpie spécifique

$$\frac{h(T, \rho)}{RT} = \tau \phi_\tau + \delta \phi_\delta \quad (\text{C-21})$$

Capacité de chaleur spécifique à pression constante

$$\frac{c_p(T, \rho)}{R} = -\tau^2 \phi_{\tau\tau} + \frac{(\delta \phi_\delta - \delta \tau \phi_{\delta\tau})^2}{2\delta \phi_\delta + \delta^2 \phi_{\delta\delta}} \quad (\text{C-22})$$

Equation fondamentale pour f

$$\phi(T, \rho) = \frac{f(T, \rho)}{RT} = n_1 \ln \delta + \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} \tau^{J_i} \quad (\text{C-23})$$

Dérivées de ϕ

$$\phi_\delta = \left(\frac{\partial \phi}{\partial \delta} \right)_\tau = \frac{n_1}{\delta} + \sum_{i=2}^{40} n_i I_i \delta^{I_i-1} \tau^{J_i} \quad (\text{C-24})$$

$$\phi_{\delta\delta} = \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial \delta^2} \right)_\tau = -\frac{n_1}{\delta^2} + \sum_{i=2}^{40} n_i I_i (I_i - 1) \delta^{I_i-2} \tau^{J_i} \quad (\text{C-25})$$

$$\phi_\tau = \left(\frac{\partial \phi}{\partial \tau} \right)_\delta = \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} J_i \tau^{J_i-1} \quad (\text{C-26})$$

$$\phi_{\tau\tau} = \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial \tau^2} \right)_\delta = \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} J_i (J_i - 1) \tau^{J_i-2} \quad (\text{C-27})$$

$$\phi_{\delta\tau} = \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial \delta \partial \tau} \right) = \sum_{i=2}^{40} n_i I_i \delta^{I_i-1} J_i \tau^{J_i-1} \quad (\text{C-28})$$

Température réduite inverse

$$\tau = \frac{T_c}{T} = \frac{647.096 \text{ K}}{T} \quad (\text{C-29})$$

Densité réduite

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_c} = \frac{\rho}{322 \text{ kg/m}^3} \quad (\text{C-30})$$

Les coefficients et les exposants de l'équation d'énergie spécifique libre de Helmholtz, équation(C-23) et de ses dérivées sont présentés dans le tableau(C-5).

i	I_i	J_i	n_i
1	0	0	0.10658070028513 E+01
2	0	0	-0.15732845290239 E+02
3	0	1	0.20944396974307 E+02
4	0	2	-0.76867707878716 E+01
5	0	7	0.26185947787954 E+01
6	0	10	-0.28080781148620 E+01
7	0	12	0.12053369696517 E+01
8	0	23	-0.84566812812502 E-02
9	1	2	-0.12654315477714 E+01
10	1	6	-0.11524407806681 E+01
11	1	15	0.88521043984318 E+00
12	1	17	-0.64207765181607 E+00
13	2	0	0.38493460186671 E+00
14	2	2	-0.85214708824206 E+00
15	2	6	0.48972281541877 E+01
16	2	7	-0.30502617256965 E+01
17	2	22	0.39420536879154 E-01
18	2	26	0.12558408424308 E+00
19	3	0	-0.27999329698710 E+00
20	3	2	0.13899799569460 E+01
21	3	4	-0.20189915023570 E+01
22	3	16	-0.82147637173963 E-02
23	3	26	-0.47596035734923 E+00
24	4	0	0.43984074473500 E-01
25	4	2	-0.44476435428739 E+00
26	4	4	0.90572070719733 E+00
27	4	26	0.70522450087967 E+00
28	5	1	0.10770512626332 E+00
29	5	3	-0.32913623258954 E+00
30	5	26	-0.50871062041158 E+00
31	6	0	-0.22175400873096 E-01
32	6	2	0.94260751665092 E-01
33	6	26	0.16436278447961 E+00
34	7	2	-0.13503372241348 E-01
35	8	26	-0.14834345352472 E-01
36	9	2	0.57922953628084 E-03
37	9	26	0.32308904703711 E-02
38	10	0	0.80964802996215 E-04
39	10	1	-0.16557679795037 E-03
40	11	26	-0.44923899061815 E-04

Tableau(C-5) : Coefficients et exposants de l'équation f et ses dérivées.

C.3.5- Equations pour la région 4

Gamme de validité

$$\{(273.15 \leq T \leq 647.096) K \quad \text{ou} \quad (611.213 Pa \leq p \leq 22.064 MPa)\}$$

Courbe de saturation de Vapeur-liquide :

Pour les paramètres $T_B(p)$ et $p_B(T)$, voir § C.3.3- "Equations pour la région 2".

Pression de saturation

$$\frac{p_s(T)}{1 \text{ MPa}} = \left[\frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)^{0.5}} \right]^4 \quad (\text{C-31})$$

$$A = \mathcal{G}^2 + n_1 \mathcal{G} + n_2$$

$$B = n_3 \mathcal{G}^2 + n_4 \mathcal{G} + n_5$$

$$C = n_6 \mathcal{G}^2 + n_7 \mathcal{G} + n_8$$

$$\mathcal{G} = \frac{T}{1 \text{ K}} + \frac{n_9}{\frac{T}{1 \text{ K}} - n_{10}} \quad (\text{C-32})$$

Température de saturation

$$\frac{T_s(p)}{1 \text{ K}} = \frac{n_{10} + D - \left[(n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D) \right]^{0.5}}{2} \quad (\text{C-33})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{0.5}} \\ E = \beta^2 + n_3 \beta + n_6 \\ F = n_1 \beta^2 + n_4 \beta + n_7 \\ G = n_2 \beta^2 + n_5 \beta + n_8 \\ \beta = \left(\frac{p}{1 \text{ MPa}} \right)^{0.25} \end{array} \right. \quad (\text{C-34})$$

Les coefficients des équations des paramètres de saturation (pression et température) sont présentés dans le tableau(C-6).

i	n_i
1	0.11670521452767 E+04
2	-0.72421316703206 E+06
3	-0.17073846940092 E+02
4	0.12020824702470 E+05
5	-0.32325550322333 E+07
6	0.14915108613530 E+02
7	-0.48232657361591 E+04
8	0.40511340542057 E+06
9	-0.23855557567849 E+00
10	0.65017534844798 E+03

Tableau(C-6) : Coefficients des équations des paramètres de saturation (pression et température).

C.3.6- Equations pour la région 5**Gamme de validité**

$$\{(1073.15 \leq T \leq 2273.15) \text{ K} \quad \text{et} \quad (0 < p \leq 50) \text{ MPa}\}$$

L'équation de base pour cette région à hautes températures est une relation thermodynamique pour l'énergie spécifique libre de Gibbs. Cette relation à une forme adimensionnelle exprimée par, $\gamma = g/(RT)$, et est composée en deux parties : une partie de gaz idéal (vapeur) γ^0 et une autre résiduelle γ^r , telle que :

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^0(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (C-35)$$

L'équation pour la partie de gaz idéal (vapeur) de l'énergie libre de Gibbs sans dimensions s'exprime par :

$$\gamma^0(\pi, \tau) = \ln \pi + \sum_{i=1}^6 n_i^0 \tau^{J_i^0} \quad (C-36)$$

Avec :

$$\begin{cases} \pi = p / p^* \\ \tau = T^* / T \\ p^* = 1 \text{ MPa}; T^* = 1000 \text{ K} \end{cases} \quad (C-37)$$

Les valeurs numériques des coefficients et des exposants du gaz idéal (vapeur) de la partie γ^0 de l'énergie libre de Gibbs sans dimensions sont présentés dans le tableau(C-7).

i	J_i^0	n_i^0	i	J_i^0	n_i^0
1	0	-0.13179983674201 E+02	4	-2	0.36901534980333 E+00
2	1	0.68540841634434 E+01	5	-1	-0.31161318213925 E+01
3	-3	-0.24805148933466 E-01	6	2	-0.32961626538917 E+00

Tableau(C-7) : Coefficients et exposants du gaz idéal (vapeur) de la partie γ^0 de l'énergie libre de Gibbs.

La forme de la partie résiduelle γ^r de l'énergie libre de Gibbs sans dimensions est comme suit :

$$\gamma^r(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^6 n_i \pi^{I_i} \tau^{J_i} \quad (C-38)$$

Les coefficients et les exposants son présentés dans le tableau(C-8).

i	I_i	J_i	n_i
1	1	1	0.15736404855259 E-02
2	1	2	0.90153761673944 E-03
3	1	3	-0.50270077677648 E-02
4	2	3	0.22440037409485 E-05
5	2	9	-0.41163275453471 E-05
6	3	7	0.37919454822955 E-07

Tableau(C-8) : Coefficients et exposants du gaz idéal (vapeur) de la partie γ^r de l'énergie libre de Gibbs.

Enthalpie spécifique

$$h = g - T \left(\frac{\partial g}{\partial T} \right)_p \quad (C-39)$$

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau (\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) \quad (C-40)$$

Capacité de la chaleur spécifique à pression constante

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (\text{C-41})$$

$$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 (\gamma_{\tau\tau}^0 + \gamma_{\tau\tau}^r) \quad (\text{C-42})$$

La partie adimensionnelle γ^0 du gaz idéal (vapeur) de l'énergie libre de Gibbs et de ses dérivés sont définis par :

$$\gamma_{\tau}^0 = 0 + \sum_{i=1}^6 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0-1} \quad (\text{C-43})$$

$$\gamma_{\tau\tau}^0 = 0 + \sum_{i=1}^6 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0-2} \quad (\text{C-44})$$

Les résiduelles de la partie adimensionnelle γ^r du gaz idéal (vapeur) de l'énergie libre de Gibbs et ses dérivés sont données par :

$$\gamma_{\tau}^r = \sum_{i=1}^6 n_i \pi^{J_i} J_i \tau^{J_i-1} \quad (\text{C-45})$$

$$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^6 n_i \pi^{J_i} J_i (J_i - 1) \tau^{J_i-2} \quad (\text{C-46})$$

Symboles

c_p :	Capacité de chaleur spécifique à pression constante,
f :	Energie libre spécifique de Helmholtz,
g :	Energie libre spécifique de Gibbs,
h :	Enthalpie spécifique,
I, J :	Exposants,
n :	Coefficient,
p :	Pression,
p_s :	Pression de saturation,
R :	Constante spécifique de la vapeur d'eau, $R = 0.461\,526 \text{ kJ}/(\text{kg K})$
T :	Température,
T_s :	température de saturation,
β :	Pression transformée,
δ :	Densité réduite,
ϕ :	Energie libre spécifique de Helmholtz adimensionnelle,
γ :	Energie libre spécifique de Gibbs adimensionnelle,
π :	Pression réduite,
θ :	Température réduite,
ϑ :	Température transformée,
ρ :	Densité,
τ :	Température réduite inverse.

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] Jan Strömberg and Per-Åke Franck, 1994, “*Gas turbines in industrial CHP applications: assessment of economics*”, Heat Recovery Systems & CHP Vol. 14, No. 2, pp. 129-141.
- [2] Y. S. H. Najjar and M. Akyurt, 1994, “*Review paper: Combined cycles with gas turbine engines*”, Heat Recovery Systems & CHP Vol. 14, No. 2, pp. 93-103.
- [3] T.S. Kim, C.H. Song, S.T. Ro, S.K. Kauh, 2000, “*Influence of ambient condition on thermodynamic performance of the humid air turbine cycle*”, Energy, Vol. 25, pp. 313–324.
- [4] Ashraf M. Bassily, 2001, “*Effects of evaporative inlet and after cooling on the recuperated gas turbine cycle*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 1875-1890.
- [5] Andréas A. Amell, Francisco J. Cadavid, 2002, “*Influence of the relative humidity on the air cooling thermal load in gas turbine power plant*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1529–1533.
- [6] Toru Takahashi, Eiichi Koda and Toshio Mimaki, 2002, “*A systematic analysis of the effect of air humidification to gas turbine systems*”, JSME International Journal, Series B, Vol. 45, No.3, pp. 530-535.
- [7] Jean Castaing-Lasvignottes, 2003, “*Air humide: Propriétés thermodynamiques, opérations unitaires et technologie associées à son emploi*”, cours – Université de Pau et des pays de l’Adour, <http://jc.castaing.free.fr/>
- [8] Chia-Chin Chuang and Deng-Chern Sue, 2005, “*Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading*”, Energy, Vol. 30, pp. 1793–1801.
- [9] Felipe R. Ponce Arrieta, Electo E. Silva Lora, 2005, “*Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance*”, Applied Energy, Vol. 80, pp. 261–272.
- [10] Jie Wang, Yihua Gu, 2005, “*Parametric studies on different gas turbine cycles for a high temperature gas-cooled reactor*”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 235, pp. 1761–1772.
- [11] Hasan Hüseyin Erdem, Süleyman Hakan Sevilgen, 2006, “*Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 320–326.
- [12] Kyong Sok Oh, Tong Seop Kim, 2006, “*Performance analysis on various system layouts for the combination of an ambient pressure molten carbonate fuel cell and a gas turbine*”, Journal of Power Sources, Vol. 158, pp. 455–463.
- [13] Jobaidur Rahman Khan and Ting Wang, 2006, “*Fog and Overspray Cooling for Gas Turbine Systems with Low Calorific Value Fuels*”, Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea & Air May 8-11, ASME GT2006-90396, Barcelona, Spain.
- [14] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, “*Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles*”, Colloque international sur les Energies Renouvelables (CER) organisé du 4 Mai au 5 Mai 2007 par l’école polytechnique de Ouajda – Maroc.
- [15] Potter, P. J., 1976, “*Power plant theory and design*”, 2nd edition of steam power plant John Wiley & sons New York Chichester Brisbane Toronto.
- [16] El-Wakil, M. M., 1985, “*Power Plant Technology*”, International Student ed., 1st print, McGraw-Hill Education Singapore; International Ed edition.
- [17] Kenneth C. Weston, 1992, “*Energy Conversion*”, is a mechanical engineering textbook, published in 1992 and now out of print, electronic version of the text as originally published, with some updates and minor revisions.
- [18] Horlock, J. H., 2003, “*Advanced gas turbine cycles*”, Pergamon Press, Oxford edition.

-
- [19] Masaaki Bannai, Akira Houkabe, Masahiko Furukawa, Takao Kashiwagi, Atsushi Akisawa, Takuya Yoshida, Hiroyuki Yamada, 2006, “*Development of efficiency-enhanced cogeneration system utilizing high-temperature exhaust-gas from a regenerative thermal oxidizer for waste volatile-organic-compound gases*”, Applied Energy, Vol. 83, pp. 929–942.
- [20] L. Berrin Erbay, Selahattin GoË ktun, Hasbi Yavuz, 2001, “*Optimal design of the regenerative gas turbine engine with isothermal heat addition*”, Applied Energy, Vol. 68, pp. 249–264.
- [21] Lingen Chen, Ye Li, Fengrui Sun, Chih Wu, 2004, “*Power optimization of open-cycle regenerator gas-turbine power-plants*”, Applied Energy., Vol. 78, pp. 199–218.
- [22] Kyoung Hoon Kim, Horacio Perez-Blanco, 2007, “*Potential of regenerative gas-turbine systems with high fogging compression*”, Applied Energy, Vol. 84, pp. 16–28.
- [23] Macchi, E., Consonni S., Lozza, G., and Chiesa, P., 1995, “*An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles: Part A – Intercooled and steam-injected cycles*”, ASME J Eng Gas-Turbines Power, 117:489–98.
- [24] Danilo Salvi, Paolo Pierpaoli, 2002, “*Optimization of inlet air cooling systems for steam injected gas turbines*”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 41, pp. 815–822.
- [25] F.J. Wang, J.S. Chiou, 2004, “*Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system*”, Energy Conversion and Management, Vol. 45, pp. 15–26.
- [26] Milancej, M., 2005, “*Advanced Gas Turbine Cycles: Thermodynamic Study on the Concept of Intercooled Compression Process*”, Diploma Thesis Institut für Thermodynamik und Energie wandlung Technische Universität Wien Vienna.
- [27] Mun Roy Yap and Ting Wang, 2006, “*Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection*”, ASME GT2006-90164, Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea & Air, May 8-11, Barcelona, Spain.
- [28] Amir Abbas Zadpoor, Ali Hamedani Golshan, 2006, “*Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system*”, Energy, vol. 31, pp. 2652–2664.
- [29] H. Canière, A. Willockx, E. Dick, M. De Paepe, 2006, “*Raising cycle efficiency by intercooling in air-cooled gas turbines*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1780–1787.
- [30] S. Boonnasa, P. Namprakai, T. Muangnapoh, 2006, “*Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller*”, Energy, Vol. 31, pp. 2036–2046.
- [31] Jean-Pierre Bédécarrats, Françoise Strub, 2008, “*Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage*”, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issues 5-6, April 2009, pp: 1166–1172.
- [32] Bruno Facchini, Giovanni Ferrara and Luca Innocenti, 2000, “*Blade cooling improvement for heavy duty gas turbine: the air coolant temperature reduction and the introduction of steam and mixed steam/air cooling*”, Int. J. Therm. Sci., Vol. 39, pp. 74–84.
- [33] A.M. Bassily, 2004, “*Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling*”, Applied Energy, Vol. 77, pp. 249–272.
- [34] K Sarabchi, 2004, “*Performance evaluation of reheat gas turbine cycles*”, IMechE Instn Mech. Engrs, Power and Energy, Vol. 218 Part A: J. pp : 529–539.
-

-
- [35] A. Khaliq, S.C. Kaushik, 2004, “*Thermodynamic performance evaluation of combustion gas turbine cogeneration system with reheat*”, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1785–1795.
 - [36] Roberto Carapellucci, Adriano Milazzo, 2005, “*Thermodynamic optimization of a reheat chemically recuperated gas turbine*”, Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 2936–2953.
 - [37] B. Sheikhbeigi, M. B. Ghofrani, 2007, “*Thermodynamic and environmental consideration of advanced gas turbine cycles with reheat and recuperator*”, Int. J. Environ. Sci. Tech., Vol. 4, No. 2, pp. 253-262.
 - [38] A.M. Bassily, 2008, “*Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator*”, Applied Energy, Volume 85, Issue 12, December 2008, Pages 1141-1162.
 - [39] Daniele FIASCHI and Giampaolo MANFRIDA, 1998, “*Exergy analysis of the semi-closed gas turbine combined cycle (SCGT/CC)*”, Energy Convers. Mgmt Vol. 39, No. 16-18, pp. 1643-1652.
 - [40] Mathioudakis, K., 2002, “*Evaluation of Steam and Water Injection Effects on Gas Turbine Operation Using Explicit Analytical Relations*”, Proc. Inst. Mech. Eng., Part A, No.6, vol. 216, pp. 419-431.
 - [41] K. Mathioudakis, 2002, “*Analysis of the Effects of Water Injection on the Performance of a Gas Turbine*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, pp. 489-495.
 - [42] Haselbacher, H., 2005, “*Performance of Water/Steam Injected Gas Turbine Power Plants Consisting of Standard Gas Turbines and Turbo Expanders*”, Int. J. Energy Technology and Policy, Vol. 3, Issue 1/2, pp. 12-23.
 - [43] B. de Jager, J.B.W. Kok, G. Skevis, 2007, “*The effects of water addition on pollutant formation from LPP gas turbine combustors*”, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31, pp. 3123–3130.
 - [44] Fraize, W.E., and Kinney, C., 1979, “*Effects of steam injection on the performance of gas-turbine power cycles*”, ASME J Eng Power, 101:217–27.
 - [45] Brown, D.H., and Cohn, A., 1981, “*An evaluation of steam-injected combustion turbine systems*”, ASME J Eng Power, 103:13–9.
 - [46] A. I. Khandwawala and S. A. Asif, 1984, “*Prediction of the effects of steam addition on performance of gas turbines with fixed-bed regenerators*”, Heat Recovery Systems, Vol. 4, No. 1, pp. 1-8.
 - [47] Larson, E.D., and Williams, R.H., 1987, “*Steam-injected gas-turbines*”, ASME J Eng Gas-Turbines Power, 109:55–63.
 - [48] Rice, I.G., 1995, “*Steam-injected gas-turbine analysis: steam rates*”, ASME J Eng Gas-Turbines Power; 117:347–53.
 - [49] F. M. Penning and H. C. de Lange, 1996, “*Steam injection: analysis of a typical application*”, Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 2, pp. 115-125.
 - [50] Nishida, K., Takagi, T., and Kinoshita S., 2005, “*Regenerative steam-injection gas-turbine systems*”, Applied Energy, 81:231–246.
 - [51] Frank Delattin, Svend Bram, Sofie Knoops, Jacques De Ruyck, 2008, “*Effects of steam injection on microturbine efficiency and performance*”, Energy, Vol. 33, pp. 241–247.
 - [52] Yasushi Ozawa, Tomoharu Fujii, Shunji Kikumoto, Mikio Sato, 1995, “*Development of a low NOx catalytic combustor for a gas turbine*”, Catalysis Today, vol. 26, pp. 351-357.
 - [53] Moore, M. J., 1997, “*NOx Emission Control in Gas Turbines for Combined Cycle Gas Turbine Plant*”, Proc. Inst. Mech. Eng., No A1, vol. 211, pp. 43-52.
-

- [54] Ohno, Y., Zhao, D. Furuhata, T., Yamashita, H., Arai, N., & Hisazumi, Y., 2000, "*Combustion characteristics and NOx formation of a gas turbine system with steam injection and two-stage combustion*", IJPGC2000-15046, Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference & Exposition, Miami Beach, Florida, July 23-26, ASME paper IJPGC2000-15046.
- [55] Zhao, D., Ohno, Y., Furuhata, T., Yamashita, H., Arai, N., and Hisazumi, Y., 2001, "*Combustion technology in a novel gas turbine system with steam injection and two-stage combustion*", Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol. 34, No.9 pp.1159-1164.
- [56] Takahisa Yamamoto, Tomohiko Furuhata, Norio Arai and Ashwani K. Gupta, 2002, "*Prediction of NOx emissions from high-temperature gas turbine : Numerical simulation for low-NOx combustion*", JSME International Journal Series B, Vol. 45, No. 2, pp. 221-230.
- [57] Louis Tsaguea, Joseph Tsogo, Thomas Tamo Tatietse, 2006, "*Technical note: Prediction of the production of nitrogen oxide (NOx) in turbojet engines*", Atmospheric Environment, vol. 40, pp. 5727-5733.
- [58] Andrea Lazzaretto, Andrea Toffolo, 2008, "*Prediction of performance and emissions of a two-shaft gas turbine from experimental data*", Applied Thermal Engineering, S1359-4311(08)00049-5.
- [59] Porchakov, B. P., Aïssani, S., et Mikaelian, E., 1981, "*Essais d'une turbine à gaz avec variations de pertes de charge locales à la sortie*", Revue générale de thermique, France N° 231.
- [60] GE Power Systems, 1997, "*MS 5002C Gas turbine performance*", Report for Training Centre of Hassi R'Mel, Nuovo Pignone, 1997.
- [61] Alan S. Feitelberg, Michael D. Starkey, Richard B. Schiefer, Roointon E. Pavri, Matt Bender, John L. Booth, Gordon R. Schmidt, 2000, "*Performance of a Reduced NOx Diffusion Flame Combustor for the MS5002 Gas Turbine*", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, Vol. 122, pp. 301 – 306.
- [62] www. gepower.com, 2003, "*Gas Turbine and Combined Cycle Products, Technology, Experience and Innovation*", GE Power Systems, 4200 Wildwood Parkway Atlanta, GA 30339 GEA 12985C.
- [63] S. L. Dixon, 1978, "*Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*", 3rd Edition Pergamon Press oxford (New York, Toronto, Sydney, Frankfurt).
- [64] R. Bidard & J. Bonnin, 1979, "*Energétique et turbomachines*", Editions Eyrolles Saint-Germain Paris.
- [65] S.M. Yahia, 1984, "*Turbines compressors and fans*", published by tata Mc Graw-Hill Publishing Company Limited National Aeronautical Laboratory Bangalor – INDIA, janvier 1984.
- [66] Cohen, H., Rogers, G. F. C., and Saravanamuttoo, H. L. N., 1996, "*Gas Turbine Theory*", 4th Edition, Longman, London.
- [67] CHRISTIAN ROBERT, 2000, "*Techniques de l'ingénieur : Machines hydrauliques et thermiques*", Avril 2000.
- [68] Philip P. Walsh, Paul Fletcher, 2004, "*Gas Turbine Performance*", Second Edition by Blackwell Science Ltd a Blackwell Publishing company, Editorial Offices: Blackwell Science Ltd, 9600 Garsington Road, Oxford OX4 2DQ, UK.
- [69] Olav Bolland, 2004, "*Thermal power generation*", Thermal power generation – TEP9-2004.
- [70] M. Mostafavi, A. Alaktiwi, B. Agnew, 1998, "*Thermodynamic analysis of combined open-cycle-twin-shaft gas turbine (Brayton cycle) and exhaust gas operated absorption refrigeration unit*", Applied Thermal Engineering., Vol. 18, pp. 847-856.

- [71] Boissenin, Y., Moliere, M., et Remy, P., 1994, "*Les atouts de la turbine à gaz MS6001 B en cogénération –exemple de l'usine d'électricité de Metz*", Revue technique Gec Alsthom N°15.
- [72] Jacques MAUNAND, 1195, "*Production d'électricité par turbine à gaz*", Techniques de l'Ingénieur, D 4 001, pp.1-16.
- [73] André LALLEMAND, 1195, "*Production d'énergie électrique par centrales thermiques*", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [74] V. Ganapathy, B. Heil, J. Rentz, 1988, "*Heat recovery steam generator for cheng cycle application*", American Society of Mechanical Engineers, Industrial Power Conference – PWR, Vol.4, pp. 61-65.
- [75] Chang H. Oh and Richard L. Moore, "*Brayton cycle for high temperature gas-cooled reactors*", Nuclear Technology Vol. 149, pp. 324-336, MAR. 2005.
- [76] Pascal Anzieu, Jean François Parisot et Bernard BIGOT, 2006, "*Les réacteurs nucléaires à caloporteur gaz*", CEA Saclay et Groupe Moniteur (Edition du Moniteur), Paris.
- [77] David J. Taylor Olivier Crabos, 2003, "*GE Power Systems Gas Turbine and Combined Cycle Products Technology - Experience - Innovation*", Gas turbine and Combined Cycle - GE Power Systems 2003.
- [78] A.L. Polyzakis, C. Koroneos, G. Xydis, 2008, "*Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant*", Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 551–563.
- [79] Heppenstall T., 1998, "*Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review*", Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp. 837-846.
- [80] S. Jebaraj, S. Iniyan, 2004, "*A review of energy models*", Renewable and Sustainable Energy Reviews vol. 10, , n°4, pp. 281-311.
- [81] Poullikkas, A., 2005, "*An overview of current and future sustainable gas turbine technologies*", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 9: 409-443.
- [82] M A Alabdoadaim, B Agnew and A Alaktiwi, 2004, "*Examination of the performance envelope of combined Rankine, Brayton and two parallel inverse Brayton cycles*", Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 218 Part A: J. Power and Energ, pp : 377 – 385.
- [83] KN Pradeep Kumar, A Tourlidakis & P Pilidis, 2004, "*Performance Review: PBMR Closed Cycle Gas Turbine Power Plant*", Nuclear Technology.
- [84] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., and VanWylen, G. J., 1998, "*Fundamentals of thermodynamics*", 5th ed, Jonh Wiley and sons, New York.
- [85] Rainer Kurz, 2005, "*Gas turbine performance*" Proceedings of the thirty-Fourth Turbomachinery Symposium -2005, pp. 131-146.
- [86] Keenan, J. H., Chao, J., & Kaye, J., 1980, "*Gas tables thermodynamic properties of air products of combustion and component gases compressible flow functions*", 2nd Edition, John Wiley, New York.
- [87] David Pamych, 1996, "*An experimental investigation of combustion turbine exhausts noise sources*", Noise-Con 96 Seattle, Washington September 29 - October 2, 1996.
- [88] Greg Kelsall, Christian Troger, 2004 "*Prediction and control of combustion instabilities in industrial gas turbines*", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1571–1582.
- [89] Çengel, Y.A. Boles, M.A., 2002, "*Thermodynamics : an Engineering Approach*", McGraw-Hill, Boston, pp. ISBN: 0-07-238332-1.
- [90] Lefebvre, A.H., 1999, "*Gas Turbine Combustion*", Taylor & Francis, Philadelphia, ISBN: 1-56032-673-5.
- [91] Kurz, R., and Ohanian, S., 2003, "*Modeling Turbomachinery in Pipeline Simulations*", PSIG 35th Annual Meeting.
- [92] Amir Abbas Zadpoor and Ali Hamedani Golshan, 2006, "*Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system*", Energy 31 (2006) 2652–2664.

-
- [93] Lefebvre AH. “*Gas turbine combustion*”, second ed. London: Taylor & Francis; 1998.
 - [94] Marshall, A. M., Snyder, R. B., and Bautista, P., 1997, “*Continuous Parametric Monitoring Systems for Gas Turbines*”, Proceedings of the 1997 Air & Waste Management Association’s 90th Annual Meeting & Exhibition, Anonymous Air & Waste Management Assoc, Pittsburgh, PA, USA, Toronto.
 - [95] Lewis, G. D., 1981, “*Prediction of NO_x Emissions*”, American Society of Mechanical Engineers (Paper), (81) pp. 5.
 - [96] Lewis, G. D., 1991, “*New Understanding of NO_x Formation*”, Tenth International Symposium on Air Breathing Engines, Anonymous Publ by AIAA, Washington, DC, USA, Nottingham, Engl, pp. 625-629.
 - [97] Bakken, L. E., and Skogly, L., 1995, “*Parametric Modelling of Exhaust Gas Emission from Natural Gas Fired Gas Turbines*”, Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Anonymous ASME, New York, NY, USA, Houston, TX, USA, pp. 11.
 - [98] Rokke, N. A., Hustard, J. E., and Berg, S., 1993, “*Pollutant Emissions from Gas Fired Turbine Engines in Offshore Practice-Measurements and Scaling*”, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Anonymous Publ by ASME, New York, NY, USA, Cincinnati, OH, USA, pp. 10.
 - [99] Rizk, N. K., and Mongia, H. C., 1993, “*Semi analytical Correlations for NO_x, CO, and UHC Emissions*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, 115(3) pp. 612-619.
 - [100] Crane, R.I.A., (1998), “*Critical analysis of the thermodynamic advantages of reheat in gas turbines*”, Proc. Instn Mech. Engrs, Part A: J. Power, Energy, 215, 81-87.
 - [101] da Cunha, M.A., de Franca Mendes Carneiro, H.F., Travieso, L.E., Pilidis, P., Ramsden, K.W., 1998, “*An insight on intercooling and reheat gas turbine cycles*”. Proc. Instn Mech. Engrs, Part A: J. Power, Energy, 215(A2).
 - [102] P. Chambadal, 1976, “*La turbine à gaz*”, collectioun de la direction des études et recherches d’électricité de france. Eyrolles 1976, Edition Paris.
 - [103] Omar Othman Badran, 1999, “*Gas-turbine performance improvements*”, Applied Energy, Vol. 64, pp: 263-273.
 - [104] Paepe, M. D., and Dick, E., 2000, “*Cycle improvements to steam gas turbines*”, International Journal of Energy research 24: pp: 1081-1107.
 - [105] R.K. Sullerey and Ankur Agarwal, 2006, “*Performance improvement of gas turbine cycles*”, Advances in Energy Research, pp. 22-27.
 - [106] Roberto Carapellucci, Adriano Milazzo, 2007, “*Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration*”, Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp: 1590–1600.
 - [107] Foster-Pegg, R.W., 1989, “*Turbo-STIG. – The Turbocharged Steam Injected Gas Turbine Cycle*”, ASME Paper 89-GT-100.
 - [108] Larson, E.D. and Williams, R.H., 1987, “*Steam-Injected Gas Turbines*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109, pp: 55–63.
 - [109] Tuzson, J., 1992, “*Status of Steam-Injected Gas Turbines*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, pp: 682–686.
 - [110] Rice, I.G., 1995, “*Steam-Injected Gas Turbine Analysis: Steam Rates*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 117, pp: 347–353.
 - [111] M.A. Korobitsyn, 1998, “*New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles*”, ISBN 90 365 1107 0, Cover by Anja Astapova, Amsterdam, © 1998, Printed by Febodruk BV, Enschede.
-

-
- [112] Bolland, O., and Stadaas, J.F., 1995, “*Comparative Evaluation of Combined Cycles and Gas Turbine Systems with Water Injection, Steam Injection, and Recuperation*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 117, pp: 138–145.
 - [113] Qun, Z., Guoxue, W., et al., 1997, “*Experiment on Water Spraying Internal Cooling within the Compressor of Gas Turbina*”, ASME Paper 97-GT-158.
 - [114] Johnke, T. and Mast, M., 2002, *Power boosters – Technologies to enhance gas turbine power output on demand*, Siemens Power Journal Online, May. http://www.siemens-westinghouse.com/download/pool/mast_engl_3.pdf, access date Nov. 12.
 - [115] Anonymous, 2001, “*The top hat turbine cycle*”, Modern Power Systems, April, 35-37.
 - [116] Wang, Y., Wang, G., Li S, and Sun, Y., 2002, “*Analysis on effects of wet compression on surge margin of a small gas turbina*”, Proc., 2002 International Joint Power Generation Conference, Phoenix, Arizona, USA, June 24-26, ASME Paper No. IJPGC, pp: 2002-26042.
 - [117] de Biasi, V., 2000, “*LM6000 sprint design enhanced to increase power and efficiency*”, Gas Turbine World, 30(4), pp: 16-19.
 - [118] Gasparovic, N. and Stapersma, D., 1973, “*Gas turbines with heat exchanger and water injection in the compressed air*”, Combustion, 45(6), pp: 6-16.
 - [119] El-Masri, M. A., 1988, “*A modified, high-efficiency recuperated gas turbine cycle*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 110(2), 233-242, 1988a.
 - [120] El-Masri, M. A., 1988, “*A flexible, efficient gas-turbine cogeneration cycle with a novel dual mode heat recovery system*”, Proc., ASME Cogen-Turbo, Montreux, Switzerland, August 30 – September 1, IGTI-Vol. 3, 229-237, 1988b.
 - [121] Ågren, N. D. and Westermarck, M. O., 2001, “*Design study of part flow evaporative gas turbine cycle: performance and equipment sizing, part 1: aeroderivative core*”, Proc., ASME Turbo Expo, New Orleans, Louisiana, USA, June 4-7, ASME Paper No. 2001-GT-0112.
 - [122] Chiesa, P., Lozza, G., Macchi, E. and Consonni, S., 1995, “*An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles: Part B: Water-injected and HAT cycles*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 117(3), 499-508.
 - [123] Tuzson, J., 1992, “*Status of steam-injected gas turbines*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power”, 114(4), 682-686.
 - [124] MICHEL A. SAAD and DAH YU CHENG, 1997, “*The new LM2500 Cheng cycle for power generation and cogeneration*”, Energy Convers. Mgmt, Vol. 38, No. 15-17, pp. 1637-1646.
 - [125] Schorr, M. M., 1992, “*NOx emission control for gas turbines: A 1992 Update on Regulations and Technology*”, Proc., 1992 ASME Cogen-Turbo, Houston, Texas, USA, September 1-3, IGTI-Vol. 7, 1-12.
 - [126] Cloyd, S. T., and Harris, A. J., 1995, “*Gas turbine performance — New application and test correction curves*”, ASME paper 95-GT-167.
 - [127] Mohammed Ghiyath Soufi, Terushige Fujii and Katsumi Sugimoto, 2004, “*A modern injected steam gas turbine cogeneration system based on exergy concept*”, Kobe University, Faculty of Engineering, 1-1 Rokkodai-cho, Nada-ku, Kobe shi 657-8501, Kobe, Japan International Journal of Energy Research Int. J. Energy Res., vol. 28, pp.1127–1144.
 - [128] J P Yadav, O Singh, 2006, “*Thermodynamic Analysis of Air Cooled Simple Gas/ Steam Combined Cycle Plant*”, IE(I) Journal-MC, Vol. 86, pp: 217-222.
 - [129] J P Yadav, O Singh, 2006, “*Thermodynamic Evaluation of Influence of Different Coolants on the Performance of Simple Gas / Steam Combined Cycle Power Plants*”, IE(I) Journal-MC, Vol. 87, pp: 28-32.
-

-
- [130] Keenan, J. H., Chao, J., & Kaye, J., 1980, "*Gas tables thermodynamic properties of air products of combustion and component gases compressible flow functions*", 2nd Edition, John Wiley, New York.
- [131] International Association for the Properties of Water and Steam, 2007, "*Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam (The revision only relates to the extension of region 5 to 50 MPa)*", Erlangen, Germany.
- [132] International Association for the Properties of Water and Steam, 1997, "*Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*", Erlangen, Germany.
- [133] Goldammer, H. D., 1984, "*Computes thermophysical Properties of water / steam*", based on rational formulation for the free energy $F = U - T \cdot S$ (Helmholtz-Function) Program written and developed by Horet D. Goldammer, B.T.W.B. Last Update 30. 04. 1984; Schwaebisch Gmuend, Germany.
- [134] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, "*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, pp. 251-261, DOI: 10.2516/ogst:2007076.
- [135] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2008, "*Combustion chamber steam injection for gas turbine performance improvement during high ambient temperature operations*", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (ASME) Manuscript received September 12, 2006; final manuscript received January 7, 2008; published online April 23, 2008. JULY 2008, Vol. 130 / 041701-1 - 041701-10, sous le numéro : DOI: 10.1115/1.2898834.
- [136] A. BOUAM & S. AISSANI, 2006, "*Influence de l'injection de la vapeur d'eau sur les performances des turbines à gaz*", 3ème Symposium International des Hydrocarbures et de la Chimie organisé du 27 au 29 Mars 2006 par la Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie de Boumerdès à Ghardaïa.
- [137] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2006, "*Analyse of gas turbine performances in the presence of the steam of water in the combustion chamber*", 3ième Conférence internationale de Génie mécanique et de la mécanique avancée (ICAMEM 2006) organisé du 17 Décembre au 19 Décembre 2006 par Hammamet Tunisie.
- [138] S. AISSANI, A. BOUAM & R. KADI, 2007, "*Performances des turbines à gaz industrielles*", Société française de thermique (SFT07) organisé du 4 au 5 Mai –par Ile des Embiez, Marseille France.
- [139] R. KADI, A. BOUAM & S. AISSANI, 2007, "*Analyse des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau*", Colloque international sur les Energies Renouvelables (ICRES'D07) organisé du 21 Mai au 24 Mai 2007 par l'Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables à l'Université Abou Bekr Belkaïd – Tlemcen.
- [140] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, "*Evaluation théorique des performances d'une turbine à gaz avec l'injection de la vapeur d'eau*", Colloque international sur les Energies Renouvelables (ICRES'D07) organisé du 21 Mai au 24 Mai 2007 par l'Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables à l'Université Abou Bekr Belkaïd – Tlemcen.
- [141] A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, 2007, "*Amélioration des performances d'une turbine à gaz avec l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion*" 13ièmes journées Internationales de thermique, (JITH2007) organisé du 28 Août au 30 Août 2007 par l'école des mines d'Albi, France.
-