

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



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1**  
**FACULTE DE TECHNOLOGIE**  
**DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention du Diplôme de Master 2 en Énergétique

**Titre : Réduction des émissions polluant de NO<sub>x</sub> et simulation  
de cycle combiné SKH**

Proposé et encadré par :  
Pf. BOUSSAD BOUMEDDANE

Réalisé par :  
BOUNEDJAR ILIES  
BELHABCHI ZAKARIA

Année universitaire 2019/2020

## *Dédicaces*

*À mes très chers parents Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être. Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours. Que ce modeste travail soit l'exaucement de vos vœux tant formulés, le fruit de vos innombrables sacrifices, Puisse Dieu, le Très Haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie et faire en sorte que jamais je ne vous déçoive.*

*À mes chers frères Mohamed, Amine et Hosny.*

*À la mémoire de mon ami Abdenour Allah yarahmo.*

*À Lynda je la remercie pour sa fidélité, son soutien, et ses encouragements.*

*À mon binôme Zakaria qui m'a beaucoup aidé et soutenu durant la réalisation de ce travail.*

*BOUNEDJARILIES.*

## *Dédicaces*

*Tout d'abord je rends grâce à Dieu qui m'a éclairé et m'a permis de surmonter les différentes étapes de ma vie estudiantine.*

*Du fond du cœur, je dédie ce modeste travail à :*

*Mes chers parents, qui m'ont poussé vers le succès. Merci pour votre aide. Vous êtes toujours les plus importants dans ma vie. Qu'Allah me les garde durant toute ma vie.*

*Tous mes amis et tous ceux qui sont proches de mon cœur et qui m'encouragent à donner le meilleur de moi-même.*

*Et surtout à mon binôme ILIES qui il a est resté jusqu'au bout pour ce voyage.*

*BELHABCHI ZAKARIA.*

## *Remercîments*

*Merci ALLAH de nous avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir,  
la force d'y croire, la patience d'aller jusqu'au bout de nos rêves.*

*Nous tenons à remercier profondément : Notre promoteur Mr  
Boumedane de nous avoir confié ce travail riche d'intérêt et d'avoir  
accepté de le diriger à chaque étape de sa réalisation et dont l'aide  
précieuse que nous a été indispensable sur le plan scientifique et  
technique et les grandes qualités humaines : votre amabilité, gentillesse,  
confiance et sympathie.*

*Nous remercions respectivement Mr  
.....d'avoir accepté de présider le jury de ce  
manuscrit, Mr..... de nous faire l'honneur  
d'examiner notre travail.*

*Et enfin à tous nos enseignants, qui nous ont donnés les bases de la  
science, nous les remercions profondément.*

## **RÉSUMÉ**

La production d'électricité augmente ces dernières dizaines d'années en réponse aux besoins énergétiques, et comme le principal facteur de production d'électricité sont les centrales thermiques à gaz, leurs émissions polluantes exposent la terre à un risque d'augmentation de l'effet de serre, ce qui entraîne une augmentation de la température et menace l'humanité.

Vu de cette croissant du l'effet de serre les grandes autorités internationales de l'environnement ont imposé des restrictions strictes à la quantité d'émissions polluantes produites lors de la combustion rejetée chaque année par chaque pays.

Avec ce travail, nous analysons les différents mécanismes de formation du NO<sub>x</sub>, et les méthodes utilisées pour réduire les émissions polluantes, avec simulation pour comparer la combustion non pré mélangée et partiellement pré mélangée dans l'ANSYS Fluent.

On apprend aussi le calcul de l'énergie produite en cycle combiné de SKH avec une brève étude de la variation de la température et du taux de compression.

**Mots clés : Combustion, Émissions polluantes, Production d'électricité, Pré mélangée**

## **SUMMARY**

The production of electricity has been constantly increasing in recent decades in response to energy demand, and since the main factor of electricity production are gas-fired power plants, their pollution emissions expose the earth to the risk of an increase in the greenhouse effect, which leads to a rise in temperature and threatens humankind.

In view of this growing greenhouse effect, the major international environmental authorities have imposed strict restrictions on the amount of polluting emissions produced during combustion discharged each year by each country.

With this work, we analyze the different mechanisms of NO<sub>x</sub> formation, and the methods used to reduce the polluting emissions, with simulation to compare the non-pre-mixed and partially pre-mixed combustion in the ANSYS Fluent.

We additionally learn how to calculate the energy produced in the SKH combined cycle with a brief study of the variation in temperature and compression ratio.

**Keywords: Combustion, Pollutant emissions, Electricity generation, Pre-mixed**

## ملخص

ازداد إنتاج الكهرباء باستمرار في العقود الأخيرة لاستجابة للطلب على الطاقة ، وبما أن العامل الرئيسي لإنتاج الكهرباء هو محطات توليد الطاقة التي تعمل بالغاز الطبيعي ، فإن انبعاثاتها الملوثة تعرض الأرض لخطر زيادة تأثير الاحتباس الحراري ، والتي يؤدي إلى ارتفاع في درجة الحرارة ويهدد البشرية. في ضوء هذا التأثير المتزايد لظاهرة الاحتباس الحراري ، فرضت السلطات البيئية الدولية قيوداً صارمة على كمية الانبعاثات الملوثة الناتجة أثناء الاحتراق التي تطلقها كل دولة سنوياً.

من خلال هذا العمل ، نقوم بتحليل الآليات المختلفة لتكوين أكاسيد النيتروجين ، والطرق المستخدمة لتقليل الانبعاثات الملوثة ، مع محاكاة لمقارنة الاحتراق غير المختلط مسبقاً والاحتراق المختلط جزئياً في ANSYS Fluent. نتعلم أيضاً كيفية حساب الطاقة المنتجة في دورة المركبة ش.ك.ح مع دراسة موجزة للتغير في درجة الحرارة ونسبة الضغط

**الكلمات المفتاحية: الاحتراق ، الانبعاثات الملوثة ، إنتاج الكهرباء**

**TABLE DES MATIÈRES**

**DÉDICACE**

**REMERCIEMENT**

**RÉSUMÉ**

**TABLES DES MATIÈRES**

**LISTE DES TABLEAUX**

**LISTE DES FIGURES**

**ABRÉVIATION**

**INTRODUCTION GÉNÉRALE .....1**

**CHAPITRE I :Généralités à propos du cycle combiné**

**I.1/ INTRODUCTION.....4**

**I.2/ COURTE INTRODUCTION SUR LA CENTRALE THERMIQUE D'HADJRET EN NOUSS .....5**

**I.2/ CENTRAL THERMIQUE À CYCLE COMBINÉ : .....6**

**I.4/ DÉFINITION DE CYCLE COMBINÉ: .....8**

**I.4.1/ CYCLE DE BRAYTON : .....8**

**I.4.1.1/ LE CYCLE RÉVERSIBLE DE BRAYTON.....9**

**I.4.1.2/ LE CYCLE OUVERT IRRÉVERSIBLE DE BRAYTON .....9**

**I.4.2/ CYCLE DE RANKINE (HIRN) : .....10**

**I.4.2.1/ CYCLE DES CENTRALES THERMIQUE À VAPEUR D'EAU .....11**

**I.4.2.2/ INTÉRÊT DE LA SURCHAUFFE.....12**

**I.5/ DEFINITION TURBINE À GAS .....12**

**I.5.1/ PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE TAG :.....12**

**I.5.2/ COMPRESSEUR : .....14**

**I.5.3/ CHAMBRE DE LA COMBUSTION.....15**

**I.5.4/ TURBINE À GAZ.....16**

**I.5.4.1/ CARACTÉRISTIQUES DE LA TURBINE À GAZ:.....17**

**I.6/ UTILISATION DU TAG : .....17**

**I.7/ POLLUTION DU TAG : .....17**

**I.8/ CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION DE CHALEUR HRSG : .....18**

**I.8.1/ CARACTÉRISTIQUES DU GÉNÉRATEUR DE VAPEUR À RÉCUPÉRATION DE CHALEUR: .....20**

**I.9/ TURBINE À VAPEUR : .....21**

**I.9.1/ CARACTÉRISTIQUES DE LA TURBINE À VAPEUR:.....23**

## TABLE DES MATIÈRES

I.10/ CONDENSEUR DE VAPEUR :.....	24
I.10.1/ CARACTÉRISTIQUES DES CONDENSEURS: .....	25
I.11/ GÉNÉRATEUR/ALTERNATEUR :.....	25
I.11.1/ CARACTÉRISTIQUES DE L'ALTERNATEUR:.....	27
I.12/ STATION DE DESSALEMENT/ DÉMINER L'EAU DE MER :.....	28
I.12.1/ FILTRATION PAR FILTRES À SABLES : .....	28
I.12.2/ OSMOSE INVERSE : .....	28
I.12.3/ ELECTRO D'IONISATION EDI : .....	29
I.13/ CONCLUSION .....	30
<b>CHAPITRE II : Formation du NO<sub>x</sub> et les différentes méthodes de réductions les émissions polluant</b>	
II.1/ INTRODUCTION .....	32
II.2/ GÉNÉRALITÉS LES OXYDES D'AZOTE .....	32
II.3/ LES PROPRIÉTÉS DES OXYDES D'AZOTES (NOX) .....	33
II.4/ PROCESSUS DE FORMATION DE NOX .....	33
II.4.1/ LE MÉCANISME DU NO THERMIQUE (THERMAL- NO).....	34
II.4.2/ LE MÉCANISME DU NO PRÉCOCE (PROMPT-NO) .....	35
II.4.3/ LE MÉCANISME DU NO DU COMBUSTIBLE.....	36
II.4.4/ LE MÉCANISME DE FORMATION DE NO VIA N <sub>2</sub> O .....	37
II.5 / PRÉDICTION DE LA FORMATION DE NOX .....	38
II.6 / EMISSIONS D'OXYDES D'AZOTE.....	39
II.6.1 / SOURCE D'OXYDES D'AZOTE.....	39
II.6.2 / POLLUTION PAR LES OXYDES D'AZOTE.....	40
II.6.2.1 / TOXICITÉ GÉNÉRALE.....	40
II.6.2.1.1 / PLUIES ACIDES .....	40
II.6.2.1.2 / EUTROPHISATION.....	40
II.6.2.1.3 / POLLUTION PHOTO-OXYDANTE.....	41
II.6.2.2 / TOXICITÉ SUR L'HOMME.....	41
II.6.2.2.1 / LE MONOXYDE D'AZOTE (NO) .....	41
II.6.2.2.2 / LE DIOXYDE D'AZOTE (NO <sub>2</sub> ).....	42
II.6.2.2.3 / LE PROTOXYDE D'AZOTE (N <sub>2</sub> O) .....	42
II.7 / CONCEPTION DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION .....	42
II.7.1 / LA FLAMME .....	43
II.7.2 / LA TURBULENCE DE LA FLAMME .....	44
II.7.3 / FLAMME DE PRÉMÉLANGE PAUVRE .....	45

## TABLE DES MATIÈRES

II.8 / FORMATION DE NOX DANS LES TURBINES À GAZ.....	45
II.9 / LES PROCÉDÉS UTILISÉS POUR UNE FAIBLE ÉMISSION DE NOX .....	46
II.10 / LES PREMIÈRES MÉTHODES UTILISÉES POUR RÉDUIRE LES ÉMISSIONS DE NOX.....	46
II.10.1 / INJECTION D’EAU .....	46
II.10.2 / INJECTION DE VAPEUR .....	47
II.10.3 / RÉDUCTION CATALYTIQUE SÉLECTIVE .....	49
II.11 / L’ÉVOLUTION DES SYSTÈMES SÈCHE À FAIBLE TENEUR EN NOX (DLN) :.....	49
II.12 / GENERAL ELECTRIC DLN SYSTÈMES .....	51
II.12.1 / GENERAL ELECTRIC DLN-1 SYSTEM.....	51
II.12.1.1 / CHAMBRE DE COMBUSTION DLN-1 .....	52
II.12.1.2 / MODES D’OPÉRATION DLN-1 .....	52
II.12.2 / GENERAL ELECTRIC DLN-2 SYSTEM.....	54
II.12.2.1 / CHAMBRE DE COMBUSTION DLN-2 .....	54
II.12.2.2 / MODES D’OPERATION DLN-2 .....	55
II.12.3 / EVOLUTION DE DLN-2.6.....	57
II.12.4 / EVOLUTION DE DLN-2+.....	58
II.13 / CONCLUSION.....	59
<b>CHAPITRE III : Modélisation et simulation du cycle combiné</b>	
III.1/ INTRODUCTION :.....	61
III.2/ ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE.....	61
III.3/ DONNÉE DE L’ÉTUDE : .....	63
III.4/ MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE DE L’INSTALLATION .....	64
III.4.1/ ETUDE THERMODYNAMIQUE DE CYCLE GAZ.....	64
III.4.1.1/ COMPRESSEUR .....	64
III.4.1.2/ CHAMBRE DE COMBUSTION.....	65
III.4.1.3/ TURBINE DE DÉTENTE À GAZ.....	66
III.4.1.4/ CALCUL DES PERFORMANCES DY CYCLE A GAZ .....	67
III.4.2/ CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION (HRSG) .....	68
III.4.3/ ETUDE THERMODYNAMIQUE DE CYCLE VAPEUR .....	70
III.4.3.1/ LE RENDEMENT DES POMPES D’ALIMENTATION .....	70
III.4.3.2/ LE RENDEMENT DES TURBINES À VAPEUR :.....	71
III.4.3.3/ CALCUL DU TRAVAIL FOURNI PAR LES POMPES .....	71
III.4.3.4/ CALCUL DU TRAVAIL DES TURBINES.....	71
III.4.3.5/ CALCUL DES PERFORMANCES DY CYCLE A VAPEUR .....	72

## TABLE DES MATIÈRES

III.4.4/ CALCUL DES PERFORMANCES DU CYCLE COMBINÉ :.....	72
III.4.4.1/ PUISSANCE NET DU CYCLE COMBINÉ :.....	73
III.4.4.2/ RENDEMENT DU CYCLE COMBINE.....	73
III.5/ RÉSULTATS ET DISCUSSION .....	74
III.5.1/ INFLUENCE DE TEMPÉRATURE AMBIANTE SUR LE CYCLE GAZ .....	76
III.5.1.1/ ANALYSE DU RÉSULTAT .....	78
III.5.2/ INFLUENCE DE TAUX DE COMPRESSION SUR LE RENDEMENT DE CYCLE GAS .....	78
III.5.2.1/ ANALYSE DU RÉSULTAT .....	79
III.5.3/ INFLUENCE DE PRESSION DE CONDENSEUR SUR LE CYCLE VAPEUR .80	
III.5.3.1/ ANALYSE DU RÉSULTAT .....	81
III.6/ CONCLUSION.....	81
<b>CHAPITRE IV : Modélisation de la combustion à l'aide du CFD ANSYS Fluent</b>	
IV.1/ INTRODUCTION.....	83
IV.2/ MODÉLISATION DU PROCESSUS DE COMBUSTION AVEC COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD).....	83
IV.3/ DESCRIPTION DU PROBLÈME.....	84
IV.4/ DÉFINITION DES PARAMÈTRES .....	85
IV.4.1/ MODÈLE VISQUEUX.....	85
IV.4.2/ ÉQUATIONS DE TRANSPORT DU MODÈLE .....	86
IV.4.3/ MODÉLISATION DE LA VISCOSITÉ TURBULENTE .....	87
IV.4.4/ MODÈLE D'ESPÈCE .....	87
IV.4.5/ MODÈLE DE RAYONNEMENT.....	89
IV.4.6/ CONDITIONS INITIALES .....	89
IV.4.7/ CONDITION LIMITE .....	89
IV.4.8/ MODELÉ DE COMBUSTION .....	91
IV.4.9/ LES OPTIONS DE SOLUTION .....	92
IV.5/ DISCUSSION DES RÉSULTATS .....	92
IV.6/ CONCLUSION .....	97
<b>CONCLUSION GÉNÉRALE .....</b>	<b>98</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>	<b>99</b>

**LISTE DES TABLEAUX**

**Tableau 1.1** : Production d'électricité en par source (TWh), Source des données : Agence internationale de l'énergie ..... **Error! Bookmark not defined.**

**Tableau 2.1** : Constantes de formation et de dissociation pour le mécanisme du NO : unités : A (cm<sup>3</sup>/mol.s), B (-), E (J/mol) ..... **Error! Bookmark not defined.8**

**Tableau 3.1** : Donnée du cycle combine de la centrale ..... **Error! Bookmark not defined.3**

**Tableau 3.2** : Les résultats de calcul de cycle à gaz ..... **Error! Bookmark not defined.4**

**Tableau 3.3** : Les résultats de calcul de cycle à vapeur..... **Error! Bookmark not defined.4**

**Tableau 3.4** : Les résultats de calcul de travail de cycle combiné **Error! Bookmark not defined.5**

**Tableau 3.5** : Les résultats de calcul de puissance de cycle combiné ..... **Error! Bookmark not defined.5**

**Tableau 3.6** : Les résultats de calcul de rendement de cycle combiné ..... **Error! Bookmark not defined.6**

**Tableau 4.1** : Table des paramètres de conditions initiales.....89

**Tableau 4.2** : Tables des paramètres du Primary air inlet ..... **Error! Bookmark not defined.0**

**Tableau 4.3** : Tables des paramètres du Scondary air inlet..... **Error! Bookmark not defined.0**

**Tableau 4.4** : Tables des paramètres du Fuel inlet ..... **Error! Bookmark not defined.1**

**Tableau 4.5** : Les options du calcul de solution..... **Error! Bookmark not defined.2**

**LISTE DES FIGURES**

- Figure 1.1 :** Centrale thermique Hadjret enouuss ..... **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.2 :** Schéma d'un Single shaft configuration du cycle combine ..... **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.3 :** Schéma d'un Multie shaft configuration du cycle combine ..... **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.4 :** Diagrammes T-S / P-V du cycle brayton ..... **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.5 :** Diagramme T-S du cycle Ranking avec sur chauffage (HIRN) ..... **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.6 :** Simplification de fonctionnement de TAG ..... **Error! Bookmark not defined.2**
- Figure 1.7 :** Compresseur à 18 étages du Turbine à gaz 9FB ..... **Error! Bookmark not defined.4**
- Figure 1.8 :** Schéma de chambre à combustion d'un turbin a gaz **Error! Bookmark not defined.5**
- Figure 1.9 :** Schéma de simplification du cycle TAG ..... **Error! Bookmark not defined.6**
- Figure 1.10 :** Conversion des différents polluants en fonction de la richesse du mélange gazeux ..... **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.11 :** Structure de l'unité de cycle combiné avec un HRSG à triple niveaux de pression et avec réchauffage ..... 19
- Figure 1.12 :** Chaudière de récupération de chaleur -Hadjret enouuss- ..... 19
- Figure 1.13 :** Schéma de simplification Turbine a action/réaction ..... 22
- Figure 1.14 :** Coupe transversale d'une turbine à vapeur avec triple niveaux de pression **Error! Bookmark not defined.3**
- Figure 1.15 :** Schéma simplifier le fonctionnement d'un condenseur ..... **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.16 :** Rotor/Stator d'alternateur de Central thermique Hadjret enouuss **Error! Bookmark not defined.**
- Figure 1.17 :** Système de refroidissement de l'alternateur ..... **Error! Bookmark not defined.7**
- Figure 1.18 :** Schéma simplifier système Osmose-inverse ..... 29
- Figure 1.19 :** Schéma de système Electro ionisation EDI ..... 29
- Figure 2.1:** Un diagramme simplifié de l'intégration et de la désintégration des oxydes d'azote au cours du processus de combustion ..... **Error! Bookmark not defined.7**
- Figure 2.2:** Evolution des émissions d'oxydes d'azote (NOx) en France .... **Error! Bookmark not defined.0**
- Figure 2.3:** Composant principal de la chambre de combustion... **Error! Bookmark not defined.3**
- Figure 2.4:** Diagramme du régime de combustion turbulent du prémélange ..... **Error! Bookmark not defined.4**
- Figure 2.5:** Production de NOx à partir de flammes de diffusion et de pré-mélange ..... **Error! Bookmark not defined.6**
- Figure 2.6:** Modélisation dynamique d'un cycle de Cheng ..... **Error! Bookmark not defined.8**

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure 2.7:</b> Le taux de production de NO <sub>x</sub> avec injection d'eau/vapeur .....	<b>Error! Bookmark not defined.8</b>
<b>Figure 2.8:</b> Température de flamme en fonction de rapport air/carburant ...	<b>Error! Bookmark not defined.1</b>
<b>Figure 2.9:</b> Chambre de combustion DLN .....	<b>Error! Bookmark not defined.1</b>
<b>Figure 2.10:</b> Modes de fonctionnement de la chambre de combustion GE DLN-1 .....	<b>Error! Bookmark not defined.3</b>
<b>Figure 2.11:</b> Chambre de combustion GE DLN-2 .....	<b>Error! Bookmark not defined.5</b>
<b>Figure 2.12:</b> Vue extérieure des injecteurs de carburant DLN-2..	<b>Error! Bookmark not defined.7</b>
<b>Figure 2.13:</b> Stratégie d'allumage, d'accélération et de démarrage de la DLN-2.6 .....	<b>Error! Bookmark not defined.8</b>
<b>Figure 2.14:</b> Stratégie d'allumage, d'accélération et de démarrage de la DLN-2.....	59
<b>Figure 3.1 :</b> Diagramme simplifiant le cycle des plantes .....	<b>Error! Bookmark not defined.2</b>
<b>Figure 3.2 :</b> Diagramme T-S du cycle de la centrale .....	<b>Error! Bookmark not defined.2</b>
<b>Figure 3.3 :</b> Transfert de chaleur des gaz chauds à l'eau et à la vapeur .....	68
<b>Figure 3.4 :</b> Variation de rendement de cycle gaz en fonction de température ambiante ....	<b>Error! Bookmark not defined.6</b>
<b>Figure 3.5 :</b> Variation de rendement de cycle combiné en fonction de température ambiante .....	<b>Error! Bookmark not defined.7</b>
<b>Figure 3.6 :</b> Variation de puissance de cycle gaz et combiné en fonction de température ambiante.....	<b>Error! Bookmark not defined.7</b>
<b>Figure 3.7 :</b> Variation de travail de compresseur en fonction de température ambiante.....	78
<b>Figure 3.8 :</b> Influence de taux de compression sur le travail utile de cycle gaz .....	79
<b>Figure 3.9 :</b> Influence de taux de compression sur le rendement de cycle gaz .....	79
<b>Figure 3.10 :</b> Influence de pression de condenseur sur le rendement de cycle vapeur.....	<b>Error! Bookmark not defined.0</b>
<b>Figure 3.11 :</b> Influence de pression de condenseur sur la puissance de cycle vapeur .....	<b>Error! Bookmark not defined.0</b>
<b>Figure 4.1 :</b> Vue d'ensemble de la géométrie schématiser et en 3D .....	<b>Error! Bookmark not defined.4</b>
<b>Figure 4.2 :</b> Maillage de la géométrie .....	85
<b>Figure 4.3 :</b> Tableaux de modélé d'espace de l'ANSYS Fluent ...	<b>Error! Bookmark not defined.8</b>
<b>Figure 4.4 :</b> Création de table pdf pour fuel l'oxydant .....	88
<b>Figure 4.5 :</b> Tableau PDF pré calculé .....	89
<b>Figure 4.6 :</b> Scène de vecteur de vitesse.....	<b>Error! Bookmark not defined.2</b>
<b>Figure 4.7 :</b> Profile de température (Non premixed / Partially premixed) ...	<b>Error! Bookmark not defined.3</b>

## *LISTE DES FIGURES*

**Figure 4.8 :** Profile de mass fraction ch4 (Non premixed / Partially premixed) **Error! Bookmark not defined.4**

**Figure 4.9 :** Profile de CO2 mass fraction (Non premixed / Partially premixed)..... **Error! Bookmark not defined.4**

**Figure 4.10 :** Profile de H2O mass fraction (Non premixed / Partially premixed)..... **Error! Bookmark not defined.5**

**Figure 4.11 :** Profile de N2 mass fraction (Non premixed / Partially premixed)..... **Error! Bookmark not defined.5**

**Figure 4.12 :** Profile de O2 mass fraction (Non premixed / Partially premixed)..... **Error! Bookmark not defined.5**

**Figure 4.13 :** Profile de Co mass fraction (Non premixed / Partially premixed)**Error! Bookmark not defined.6**

**Figure 4.14 :** Profile de NO mass fraction (Non premixed / Partially premixed)..... **Error! Bookmark not defined.6**

**ABBREVIATIONS**

**SKH:** Sharikat Kahraba Hadjrett Ennouss.

**EPA:** Environmental Protection Agency.

**GE:** General Electric.

**CCGT:** Combined Cycle Gas-Turbine.

**TAG :** Turbine à gaz.

**TAV :** Turbine à vapeur.

**HRSG:** Heat Recovery Steam Generator (Générateur de vapeur à récupération de chaleur).

**C.C:** Combustion chamber (Chambre de combustion).

**BWR :** Back Work Rate (Taux de retour au travail).

**PCI :** Pouvoir calorifique inferieur.

**CH4 :** Méthane.

**NOX :** Oxydes d'azotes.

**NO :** monoxyde d'azote.

**NO2 :** Dioxyde d'azote.

**N2O :** Protoxyde d'azote.

**CO :** Monoxyde de carbone.

**SO2 :** Dioxyde de soufre.

**O3 :** Ozone.

**O2 :** Oxygène.

**N2 :** Azote.

**VRF :** Vapeur réchauffé froide.

**VRC :** Vapeur réchauffé chaude.

**HP:** High pressure (Haute pression).

**IP:** Intermediate Pressure (Pression intermédiaire).

**LP:** Low pressure (Basse pression).

**EDI:** Electrodeionisation.

**RCS:** Réduction catalytique sélective.

## *ABBREVIATIONS*

**DLE:** Dry Low Emission.

**DLN:** Dry Low NO<sub>x</sub>.

**PPM:** Parties par million.

**PDE:** Partial Differential Equation (Équation différentielle partielle).

**DO:** Discrete Ordinaries.

**EES:** Engineering Equation Solver.

**CFD:** Computational Fluid Dynamics.

**INTRODUCTION GÉNÉRALE**

La production d'électricité joue un rôle très important dans le secteur industriel et continuera à augmenter de plus en plus à la suite de l'accroissement des besoins énergétiques, les principales sources de production d'électricité depuis le XIXe siècle sont les centrales thermiques alimentées généralement au gaz naturel.

En Algérie selon les estimations de BP, l'Algérie a produit 81,3 TWh d'électricité une augmentation de 6 % en 2019 et de 89 % depuis 2009, ce qui place le pays au troisième rang en Afrique avec 9,3 % de la production africaine [1.1]

Source	1990	%	2000	%	2010	%	2016	2017	%2017
Pétrole	0,87	5,4	0,77	3,0	0,96	2,1	0,97	0,32	0,4%
Gaz naturel	15,10	93,7	24,6	96,7	44,6	97,5	69,69	75,06	98,7
Total fossiles	15,97	99,2	25,36	99,8	45,56	99,6	70,66	75,38	99,2
Hydraulique	0,135	0,8	0,054	0,2	0,17	0,4	0,22	0,06	0,07
Solaire	---	---	---	---	---	---	0,09	0,57	0,8
Eolien	---	---	---	---	---	---	0,03	0,008	0,01
Total	16,10	100	25,41	100	45,73	100	71,00	76,02	100

**Tableau 1.1 :** Production d'électricité en par source (TWh), Source des données : Agence internationale de l'énergie

Cette préférence pour les centrales thermiques au gaz naturel en raison de la turbine à gaz qui caractérisée par son coût relativement faible par rapport à la turbine à vapeur, et un délai de construction court avec une technologie avancé a des faible risque par rapport aux centrales nucléaires. Et à une évolution de la technologie des centrales électriques et à un accès à des matériaux plus complexes et durable l'utilisation de cycle combiné a augmenté pour profiter du l'énergie échappent des gas rejeter

Aussi bénéfique qu'il soit d'avoir une production d'électricité élevée, ces centrales thermiques représentent plus de 30% des émissions polluantes atmosphérique. Derrière le terme de pollution atmosphérique, se cache une grande variété de polluants. Les sources d'émissions polluantes sont multiples (gaz de combustion industrielle, gaz d'échappement automobile, émissions d'usines,...), Les plus classiques sont les suivants : le dioxyde de soufre (SO<sub>2</sub>), les oxydes d'azotes (NO et NO<sub>2</sub>), l'ozone (O<sub>3</sub>) et les poussières en suspension

Des grandes quantités de polluants sont relâchées dans l'environnement, la plupart d'entre elles étant considérées comme dangereuses. L'introduction de ces composés implique des risques sérieux non seulement pour l'environnement et les organismes vivants, mais aussi pour la santé humaine. Avec cette augmentation des émissions polluantes, toutes les grandes autorités environnementales internationales (US EPA, Commission européenne, ministères de l'environnement locaux) introduisent des limites de plus en plus strictes à la quantité de polluants émis par l'industrie.

Cet accroissement de l'attention portée aux problèmes environnementaux a conduit à la réalisation d'un supplément d'études et de recherches sur de nouvelles et meilleures turbines à gaz avec des systèmes à faibles émissions DLE, au milieu des années 70, la plupart des centrales électriques utilisaient l'injection d'eau et de vapeur, même si cela présentait un risque élevé pour les matériaux, le système a permis de réduire considérablement les émissions

Après une plus grande restriction environnementale, l'ammonium et les catalyseurs ont été introduits et sont maintenant utilisés dans la plupart des centrales thermiques. La poursuite de la recherche d'un système à faibles émissions plus efficace et plus performant ne s'est pas arrêtée là et cela a également fait apparaître une nouvelle génération de DLE systems (Les brûleurs DLN) qui utilise la technologie du carburant prémélangé et permet de réduire considérablement les émissions polluantes 9 ppm

# **Chapitre I**

## **Généralités à propos du cycle combiné**

## I.1/ INTRODUCTION

Les centrales électriques peuvent être définies par type fonctionnel (par exemple, charge de base, charge de pointe ou cycle combiné). Chacun a ses avantages et ses inconvénients.

Les centrales électriques à charge de base ont les coûts d'exploitation les plus bas et produisent le plus d'électricité au cours d'une année donnée. Il existe plusieurs types de centrales électriques à charge de base. Les ressources disponibles déterminent généralement le type d'installation de charge de base utilisé pour produire de l'énergie. Les centrales au charbon et nucléaires sont les principaux types de centrales électriques à charge de base.

Les centrales électriques à charge de pointe sont des turbines à gaz à cycle simple qui ont les coûts d'exploitation les plus élevés mais qui sont les moins chères à construire. Ils sont rarement exploités et sont utilisés pour répondre aux demandes de pointe en électricité en période de forte utilisation et sont principalement alimentés au gaz naturel ou au pétrole.

Les turbines à gaz ont augmenté de capacité au cours des 25 à 45 dernières années. Les turbines à gaz avec des puissances nominales de 40 à plus de 350 MW qui ont augmenté la puissance spécifique ont conduit au développement parallèle de systèmes de production d'électricité à cycle combiné très efficaces et économiques.

Chaque système de production d'électricité à cycle combiné (CCGT) comprend une turbine à gaz, des générateurs de vapeur à récupération de chaleur (HRSG), des générateurs, des commandes et une turbine à vapeur.

Les systèmes à cycle combiné sont généralement un système optimisé d'équipement de production d'énergie de haute technologie, de logiciels et de services qui sont intégrés dans l'équipement auxiliaire des services publics pour créer une installation de production d'énergie économique et stable.

Les systèmes à cycle combiné englobent une large gamme de capacités pour un fonctionnement à 50 et 60 Hz. Les systèmes à cycle combiné sont polyvalents, permettant de nombreuses configurations différentes pour satisfaire les exigences des applications individuelles.

Il existe deux grandes catégories de systèmes de cycle combiné:

- Systèmes alimentés au mazout ou au gaz naturel pour la production d'électricité.

- Systèmes de cogénération à cycle combiné et au charbon ou au mazout.

## I.2/ COURTE INTRODUCTION SUR LA CENTRALE THERMIQUE D'HADJRET EN NOUSS

La centrale thermique de hadjret enouss a été construite par la Snc-lavalin (SNC-Lavalin est l'un des plus grands groupes d'ingénierie et de construction au monde) pour le client Sharikat Kahraba Hadjret enouss SKH, avec 3 ensembles de groupes de turbines à arbre unique. Générant chacun environ 400 MW et l'ensemble de la centrale génère environ 1227 MW réalisés par des auxiliaires (refroidisseurs et brûleur de conduit) avec un rendement de 60%.

La centrale thermique utilise le gaz naturel comme combustible principal (diesel en cas d'urgence) et l'eau de mer pour les installations de production de vapeur et de refroidissement d'où la raison de site stratégique ...

La centrale est fondée en 2009 à Hadjret enouss-Tipaza Algérie **Figure 1.1.**



**Figure 1.1 :** Centrale thermique Hadjret enouss

## I.2/ CENTRAL THERMIQUE À CYCLE COMBINÉ :

Les centrales électriques à cycle combiné sont attrayantes pour la production d'électricité en raison de leur efficacité thermique plus élevée que les cycles individuels des turbines à vapeur ou à gaz.

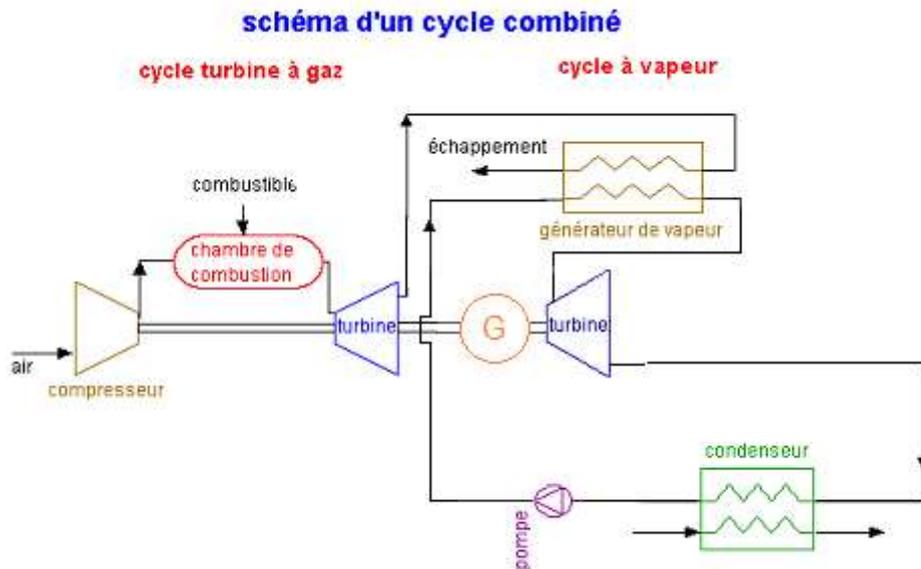
La production d'électricité à cycle combiné répondre à la demande énergétique croissante avec une réduction des polluants et des émissions de gaz à effet de serre. Au cours des deux dernières décennies, les centrales électriques à cycle combiné de turbines à gaz et à vapeur ont été mises en service avec des rendements supérieurs d'utilisation du combustible (environ 60%), par rapport à des centrales à turbine à gaz ou à turbine à vapeur distinctes. Aujourd'hui, parmi les centrales thermiques disponibles dans le commerce, la centrale à cycle combiné est la plus efficace [1.2], Par conséquent, la conception optimale de ces cycles est d'une grande importance en raison de l'augmentation des prix du carburant et de la diminution des ressources en combustibles fossiles.

Le principal défi dans la conception d'un cycle combiné est l'utilisation appropriée de la chaleur d'échappement d'une turbine à gaz dans le cycle de vapeur afin d'obtenir une sortie optimale de turbine à vapeur, et ici le HRSG ( heat recovery steam generator) a été introduit comme un lien entre turbine à gaz et turbine à vapeur pour générer plus électricité à moindre coût.

Il existe deux configurations d'une centrale électrique à cycle combiné :

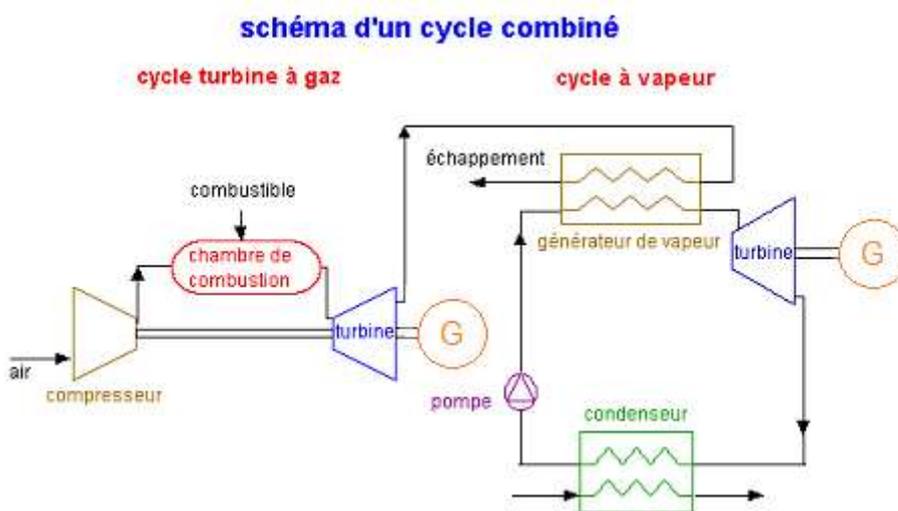
- **Single shaft configuration (Un seul arbre) :** une turbine à combustion, une turbine à vapeur et un alternateur sur la même ligne d'arbre **Figure 1.2.**

Single shaft systèmes peut avoir moins de flexibilité et de fiabilité que les systèmes multi shafts. Avec certaines dépenses, il existe des moyens d'ajouter de la flexibilité opérationnelle : Duct burning, Chiller.



**Figure 1.2 :** Schéma d'un Single shaft configuration du cycle combiné

- **Multi shafts configuration (Plusieurs arbres) :** peu avoir jusqu'à trois turbines à combustion avec son alternateur et une turbine à vapeur avec son alternateur. Le fait de n'avoir qu'une seule turbine à vapeur permet de réaliser des économies d'échelle et de réduire les coûts d'exploitation et de maintenance. Cependant, un système à plusieurs arbres a un coût initial d'environ 5% plus élevé. **Figure 1.3.**



**Figure 1.3 :** Schéma d'un Multi shaft configuration du cycle combiné

La taille globale de l'installation et le nombre associé de turbines à gaz nécessaires peuvent également déterminer quel type d'installation est plus économique. Un ensemble de centrales électriques à cycle combiné à un seul arbre peut être plus coûteux à exploiter et à entretenir, car il y a plus d'équipements. Cependant, il peut réduire les frais d'intérêt en permettant à une entreprise d'augmenter la capacité de l'usine au besoin.

## **I.4/ DÉFINITION DE CYCLE COMBINÉ:**

Dans un système d'un cycle combine deux circuits sont présents : le circuit de la turbine à gaz qui est assimilé à un cycle de Brayton et le circuit de la turbine à vapeur qui assimilé à un cycle de Rankin.

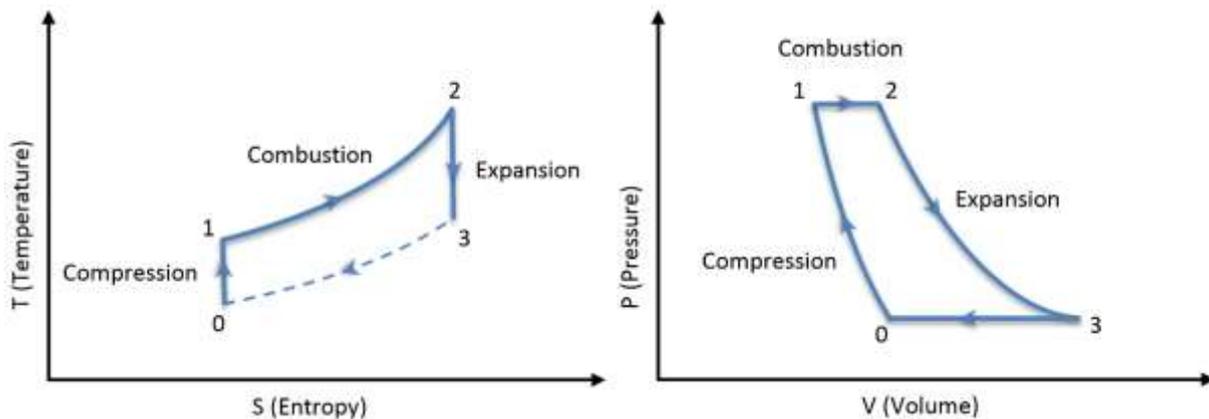
### **I.4.1/ CYCLE DE BRAYTON :**

Les cycles des turbines à gaz décrivent ce qui arrive à l'air lorsqu'il traverse et sort de la turbine à gaz. Le cycle décrit la relation entre le volume (V) d'air dans le système et la pression (P) sous laquelle l'air se trouve.

Le cycle de Brayton connu sous le nom cycle joul développé en 1876 est un cycle thermodynamique nommé d'après George Brayton (1830–1892), qui l'a développé à l'origine pour une utilisation dans les moteurs à pistons, bien qu'il ait été initialement proposé par l'Anglais John Barber en 1791.

Les moteurs Brayton d'origine utilisaient un compresseur à piston et un détendeur à piston, mais les moteurs à turbine à gaz plus modernes suivent également le cycle de Brayton et sont séparées en deux catégories selon la nature de la puissance récupérée du fluide en sortie de la turbine.

- **Les turbomoteurs et les turbopropulseurs :** La turbine à gaz génère de la puissance mécanique extraite d'un arbre. Cet arbre peut entraîner un rotor d'hélicoptère, une hélice d'avion (turbopropulseur), un alternateur (groupe électrogène).
- **Les turboréacteurs :** La turbine à gaz génère de l'énergie cinétique sous forme d'un jet à haute vitesse qui sert à la propulsion des avions.



**Figure 1.4 :** Diagrammes T-S / P-V du cycle brayton

Les moteurs Brayton modernes sont presque toujours du type à turbine, Dans le moteur Brayton d'origine du XIXe siècle l'air ambiant est aspiré dans un compresseur à piston, où il est comprimé. L'air comprimé traverse ensuite une chambre de mélange où du carburant est ajoutée. Le mélange d'air et de carburant sous pression est ensuite enflammé dans un cylindre d'expansion et de l'énergie est libérée, ce qui fait que l'air chauffé et les produits de combustion se dilatent à travers un piston / cylindre.

Les turbines à gaz moderne sont également des moteurs Brayton, avec trois composants: un compresseur à gaz, un brûleur (ou chambre de combustion) et une turbine de détente

#### **Figure 1.4.**

Le cycle réel se différencie du cycle idéal par l'irréversibilité dans le compresseur et la turbine.

### **I.4.1.1/ LE CYCLE RÉVERSIBLE DE BRAYTON**

Le cycle réversible de brayton est composé des quatre transformations suivantes :

- Une compression isentropique.
- Un apport de chaleur ou combustion isobare.
- Une détente isentropique.
- Un retrait de chaleur isobare.

### **I.4.1.2/ LE CYCLE OUVERT IRRÉVERSIBLE DE BRAYTON**

Le cycle irréversible de brayton est composé des quatre transformations suivantes :

- Une compression adiabatique.
- Un apport de chaleur ou combustion isobare.

- Une détente adiabatique.
- Un retrait de chaleur isobare.

L'efficacité idéale de Brayton est fonction de:

- Le rapport du compresseur.
- La température maximale atteinte (la machine peut supporter).
- Température ambiante.

L'efficacité est généralement se situe 30% et 40% dans des conditions ISO normales (humidité ambiante, température et pression).

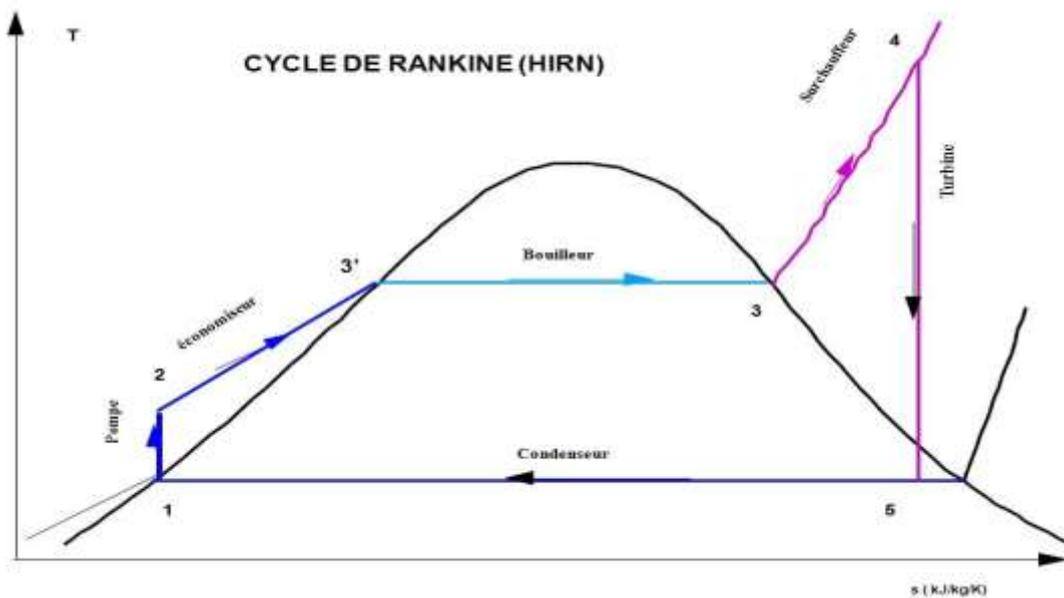
#### **I.4.2/ CYCLE DE RANKINE (HIRN) :**

Les cycles thermodynamiques à vapeur exploitent l'importante variation de masse volumique due au changement de phase d'un fluide entre l'état liquide et gazeux pour convertir de l'énergie thermique en énergie mécanique.

Parmi les cycles à vapeur le plus ancien est le cycle Rankine nommé après l'inventeur William John Macquorn Rankine (1820-1872) ce cycle emploie l'eau comme fluide de travail, La vapeur générer a beaucoup d'application tant dans l'industrie mais nous nous intéresserons a ses applications dans les centrales thermiques **Figure 1.5.**

Les installations industrielles à vapeur sont en générale constituées :

- Une chaudière qui représente la source chaude. Son rôle est la production de la vapeur nécessaire.
- Une turbine à vapeur ou la vapeur vient se détendre en cédant une partie de son énergie sous forme de travail.
- Un condenseur qui représente la source froide. Son rôle consiste à condenser la vapeur et maintenir un niveau assez bas à la sortie de la turbine.
- Une pompe pour alimenter la chaudière à vapeur et élever la pression de l'eau.



**Figure 1.5 :** Diagramme T-S du cycle Rankine avec sur chauffage (HIRN)

### I.4.2.1/ CYCLE DES CENTRALES THERMIQUE À VAPEUR D'EAU

Il y a quatre processus dans le cycle de Rankine :

- Une compression adiabatique réversible de l'eau dans une pompe.
- Un apport de chaleur isobare dans la chaudière.
- Une détente adiabatique réversible dans la turbine.
- Rejet de chaleur isobare dans le condenseur.

La Rankine maximale idéale (théorique) l'efficacité thermique du cycle est fonction de:

- Pression de chaudière.
- La température maximale atteinte (la machine peut résister).
- Température ambiante.

L'efficacité est généralement se situe entre 30% et 40%.

La détente dans la turbine pour le cycle de Rankine se fait dans le domaine diphasique où l'on a beaucoup de vapeur contenant des gouttelettes de liquide. Ceci présente un grand risque de destruction des aubages de la turbine sous l'impact des gouttelettes de liquide surtout là où les vitesses sont très grandes, Pour ces raisons on préfère effectuer la détente dans la turbine dans le domaine de la vapeur sèche.

Une variante est le cycle HIRN dans lequel la vapeur est surchauffée avant d'être détendue, Cette variant est le cycle qui se rapproche le plus du fonctionnement d'un cycle eau-vapeur des centrales thermique.

### I.4.2.2/ INTÉRÊT DE LA SURCHAUFFE

La surchauffe présente plusieurs intérêts :

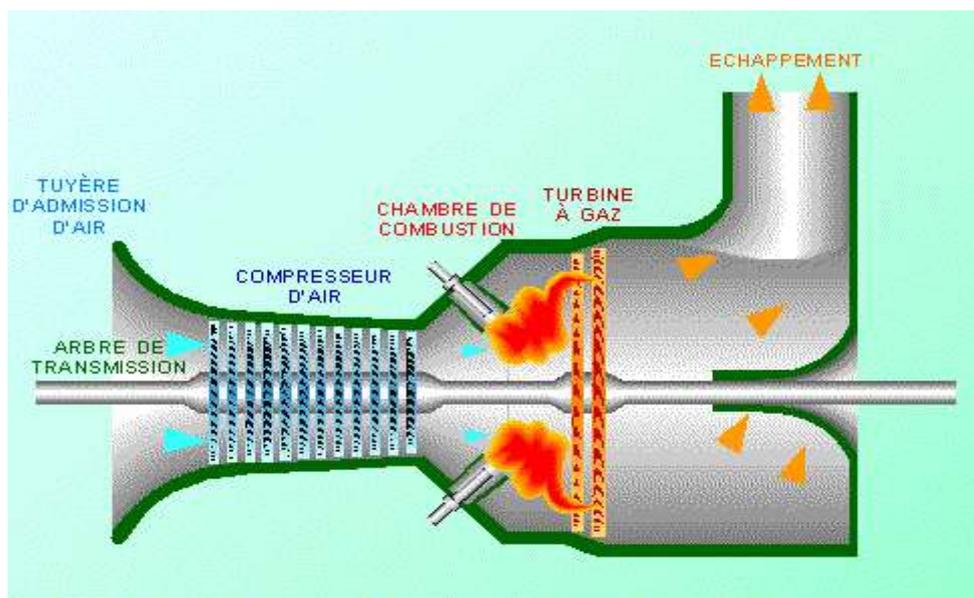
- Atteindre des températures de vapeur sèche plus élevé.
- La surchauffe diminue l'humidité de la vapeur nuisible aux aubes de turbines.
- Elle retarde l'apparition d'eau liquide au cours de la détente.
- Améliore le rendement de cycle global.

## I.5/ DEFINITION TURBINE À GAZ

Une turbine à gaz est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne.

Une telle turbine sert à produire soit du travail, par l'entraînement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice (hélicoptère ou propfan, par exemple), soit une propulsion, par détente des gaz en sortie de turbine dans une tuyère, comme dans un moteur à réaction.

### I.5.1/ PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE TAG :



**Figure 1.6 :** Simplification de fonctionnement de TAG

La turbine à combustion 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. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons, qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre) [1.3].

Dans sa forme la plus simple, la turbine à combustion fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement :

- Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- Un chauffage isobare comme pour un moteur Diesel.
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.
- Un refroidissement isobare.

Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente moins travail de compression) à la chaleur fournie par la source chaude. Le rendement théorique croît avec le taux de compression et la température de combustion. Il est supérieur à celui du cycle Diesel car sa détente n'est pas écourtée, et si la veine d'échappement est bien conçue, elle permet de récupérer une partie non négligeable de l'énergie cinétique des gaz sortant des aubage turbine.

La turbine à combustion 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 combustion 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.

Le cycle de base décrit plus haut peut être amélioré par différents organes complémentaires :

- **récupération de chaleur à l'échappement** : les gaz très chauds détendus en sortie de turbine traversent un échangeur de chaleur pour préchauffer l'air comprimé avant son admission dans la chambre de combustion.
- **compression refroidie** : la compression comprend deux étages (ou plus) séparés par un échangeur (air/air ou air/eau) refroidissant l'air. La puissance nécessaire à la compression s'en trouve réduite au bénéfice du rendement.
- **combustion étagée** : la détente comprend deux étages (ou plus) séparés par un ou des

réchauffages additionnels. La puissance fournie est accrue d'où amélioration du rendement.

Les deux dernières dispositions visent à tendre vers des transformations isothermes en lieu et place des adiabatiques et se justifient surtout sur les machines à taux de compression élevé. Les trois dispositifs peuvent être présents indépendamment ou simultanément. Dans ce cas, on retrouve le cycle d'Ericsson qui, comme le cycle de Stirling, présente un rendement théorique égal au rendement maximal du cycle de Carnot. Cette supériorité théorique par rapport aux cycles Otto et Diesel est cependant contrebalancée par l'impossibilité pratique de réaliser les transformations isothermes. Dans tous les cas, ces dispositifs sont réservés aux installations stationnaires du fait de l'encombrement et du poids des échangeurs gaz/gaz.

### **I.5.2/ COMPRESSEUR :**

Un compresseur rotatif aspire l'air extérieur déjà filtré par un filtre house, canalisé par une tuyère d'admission (conduit de section conique servant à accélérer l'air admis), l'air va directement au compresseur qui se compose de 18 étages (stator / rotor) qui compriment l'air à une pression de 18 bars **Figure 1.7**.

L'air comprimé joue de nombreux rôles dans le cycle :

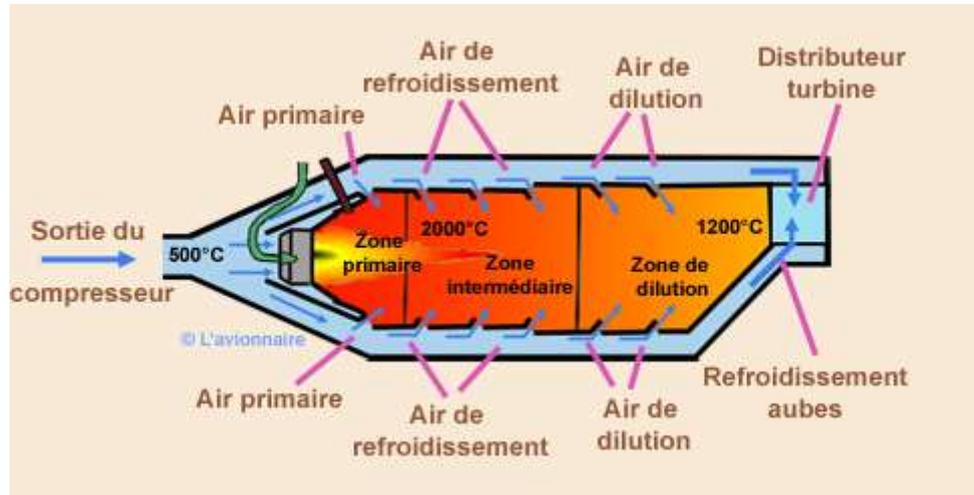
- Dilution de la chambre de combustion.
- Refroidissement des buses de la turbine (9 étages refroidissent le deuxième étage de la turbine / 13 étages refroidit le premier étage de turbine).
- Combustion à l'intérieur du C.C.
- étanchéité entre les étages de turbine.



**Figure 1.7** : Compresseur à 18 étages du Turbine à gaz 9FB

### I.5.3/ CHAMBRE DE LA COMBUSTION

L'air, une fois comprimé, pénètre dans la chambre de combustion, dans laquelle on injecte le combustible (gaz naturel, fuel domestique...).



**Figure 1.8 :** Schéma de chambre à combustion d'un turbina gaz

Le système de combustion est du type à flux inversé composé de 18 chambres de combustion canulaires disposées autour de la périphérie du boîtier CDC à l'intérieur de l'enveloppe de combustion, les boîtes sont montées sur la face d'extrémité avant de l'enveloppe de combustion.

Le système de combustion se compose de:

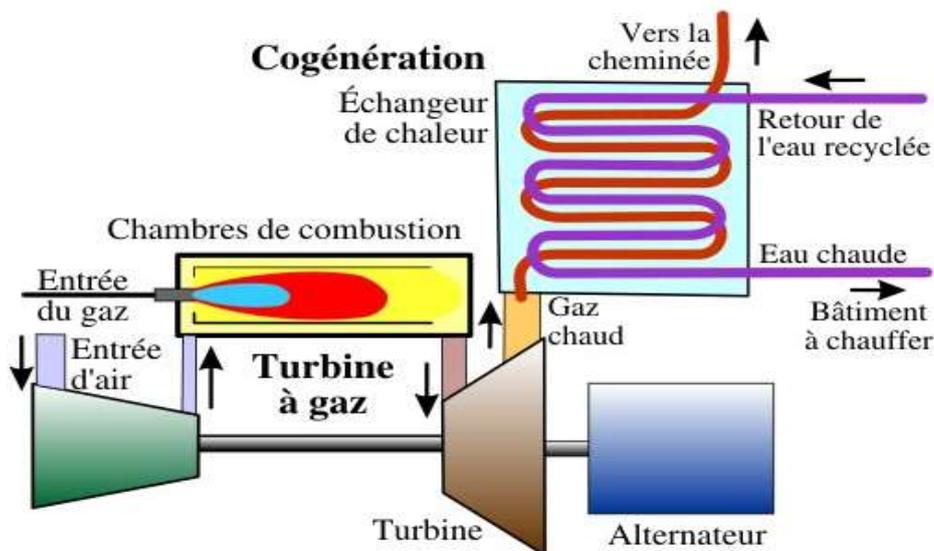
- **Fuel nozzles** (conçues pour disperser et mélanger le carburant dans l'air à l'intérieur de la doublure).
- **Système d'allumage par bougie d'allumage** (les bougies d'allumage à électrode rétractable 15KV déclenchent l'allumage).
- **Détecteurs de flamme** (indique la présence ou l'absence de flamme)
- **Cross fire tubes.**
- **Flow sleeve** (guide l'air haute pression vers l'extrémité du capuchon de la doublure)
- **Combustion liner** (l'air entre par des trous dans la doublure pour soutenir le processus de combustion).
- **pièces de transition** (diriger les gaz chauds des buses linéaires vers les buses de la turbine) Il y a trois zones (zone de réaction - zone de trempage thermique - zone de dilution).

### I.5.4/ TURBINE À GAZ

Il s'agit essentiellement d'un stator / rotor à trois étages, les gaz chauds quittant transition pièce assay sont dirigés par des buses de stator du premier étage (qui sont recouvertes de céramique pour l'empêcher de se fissurer en raison des gaz à haute température) vers le rotor du premier étage, la diminution de la pression augmente la vitesse créant une force de poussée et de rotation le rotor convertit l'énergie thermique en énergie mécanique, et il continue à passer au troisième étage le dernier.

Les buses de turbine sont refroidies par l'air du compresseur, les 13 étages de compresseur refroidissent le premier étage de turbine et le 9 étage de compresseur refroidit le deuxième étage de turbine, le troisième étage est refroidi par l'air extérieur [1.4].

L'énergie mécanique fournie par la turbine pour effectuer un travail est récupérée sur l'axe de ces roues. Cette part d'énergie correspond à environ à 30 % de l'énergie fournie à la turbine sous forme de carburant. Le rendement de ce moteur est donc de l'ordre de 30 %.



**Figure 1.9 :** Schéma de simplification du cycle TAG

### **I.5.4.1/ CARACTÉRISTIQUES DE LA TURBINE À GAZ:**

- Fabricant: General Electric.
- Modèle: 9FB.
- Puissance: 268,8 MW.
- Poids: 288Tm.
- Carburant: gaz naturel / diesel
- Température d'entrée du gaz: 185 °C (160 °C dans notre cas).
- Pression gaz d'entrée: 28 bar (32 bars dans notre cas).
- Nombre de brûleurs: 18.
- Nombre d'étages de turbine: 3.
- Température d'échappement: 641 °C.
- Consommation de gaz à pleine charge: 16,5 kg / s.

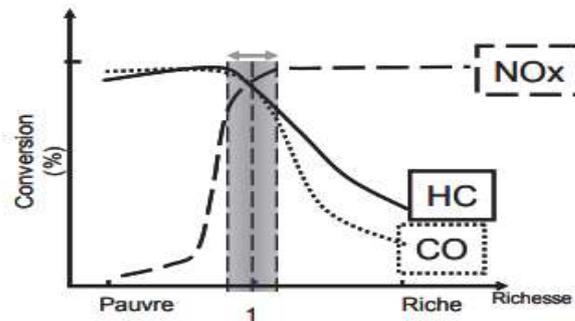
### **I.6/ UTILISATION DU TAG :**

Aujourd'hui, la turbine à gaz trouve deux principaux domaines d'application. Elle est d'abord très employée dans le domaine de la motorisation, en particulier pour la motorisation des avions, étant assez légère : elle est alors associée au principe de la réaction, et prend la dénomination de « turboréacteur ». Dans une autre mesure, elle est également utilisée dans la production d'électricité, où la rapidité de son installation est très appréciée.

### **I.7/ POLLUTION DU TAG :**

Des efforts importants ont été entrepris par les constructeurs pour limiter la pollution de l'air par les turbines à gaz, en particulier en réduisant les rejets d'oxyde d'azote (NOx), produit si la température de combustion dépasse 1800K. Cette température peut être contrôlée par injection d'eau, ou de vapeur d'eau dans le système de combustion.

L'utilisation de gaz naturel (contenant généralement peu de soufre) ou de combustible liquide sans soufre permet une émission plus faible de dioxyde de soufre (SO<sub>2</sub>), des chambres de combustion particulières avec des injecteurs spécifiques permettent une émission faible de monoxyde de carbone (CO). Les modèles peu polluants sont surtout installés par les pays développés, tandis que les turbines à gaz de conception moins sophistiquée et de prix (installation et maintenance) moins élevé sont préférées par les pays en voie de développement **Figure 1.10**.



**Figure 1.10 :** Conversion des différents polluants en fonction de la richesse du mélange gazeux

## I.8/ CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION DE CHALEUR HRSG :

La HRSG est un élément clé d'une centrale à cycle combiné, joue le rôle de convertir autant de chaleur que possible des gaz d'échappement de la turbine à gaz en vapeur pour une turbine à vapeur (HRSG est le lien entre la turbine à gaz et le processus de turbine à vapeur)

### **Figure 1.11.**

La chaleur des gaz d'échappement est captée par l'eau qui coule à travers des tubes placés dans le chemin des gaz chauds. Ces tubes ont des ailettes soudées pour augmenter leur surface d'échange afin qu'ils puissent absorber plus de chaleur des gaz chauds [1.5].

La HRSG peut être construit suivant deux configurations **Horizontal – Vertical** basées sur la direction du gaz d'échappement.

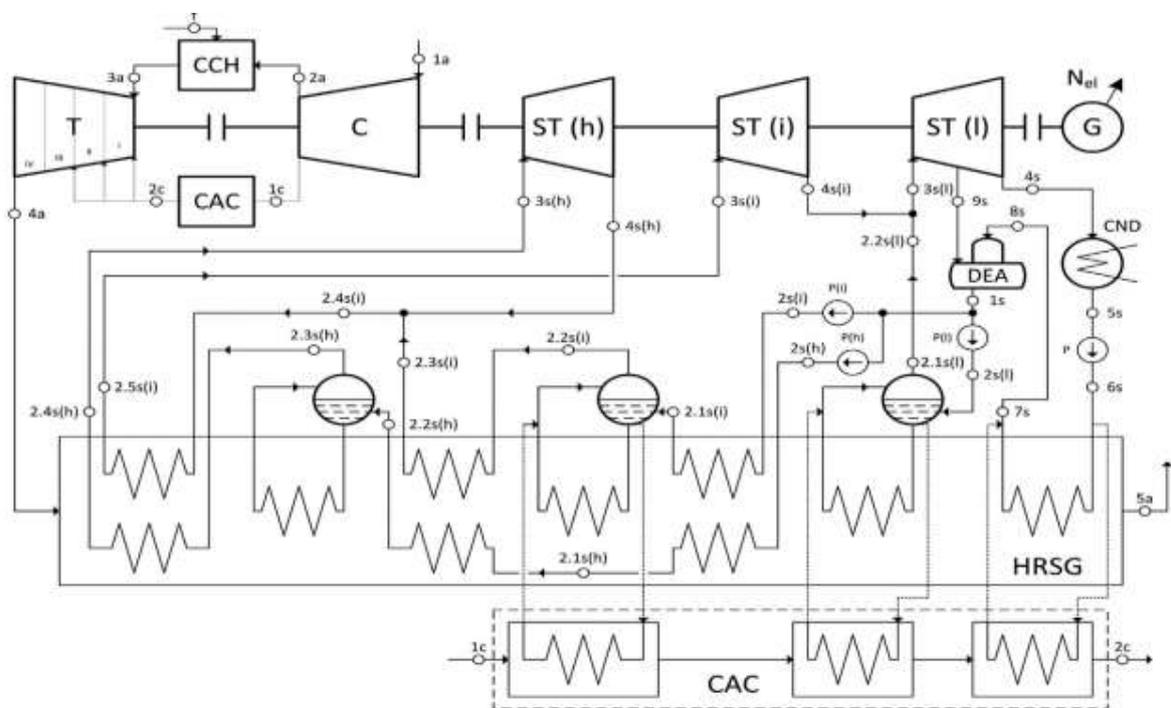
Du point de vue du chauffage de l'eau, nous avons 3 types de modules :

- **Économiseur :** Le but de économiseur est d'élever température d l'eau d'alimentation jusque a une valeur proche de saturation, tout en s'assurent de ne pas commencer la vaporisation.
- **Évaporateur :** évaporateur est le seul échangeur du dispositif qui n'élève pas la température du fluide il assurer le changement de phase de l'eau du liquide saturée en vapeur saturée.

- **Surchauffeur** : Son but est d'augmenter la température du vapeur saturée sortant de l'évaporateur en vapeur surchauffer pour fournir plus d'énergie à la turbine à vapeur en laissant l'expansion dans le premier étage de turbine plus proche de l'expansion isentropique sans provoquer de condensation .

Les trois modules sont disposés dans le chemin du gaz chaud de sorte que la surchauffeur est exposée au gaz le plus chaud. Vient ensuite l'évaporateur tandis que l'économiseur récupère la chaleur du point le plus frais des gaz d'échappement.

- **Resurchauffeur** : réchauffe la vapeur arrivant de la turbine HP et vapeur réchauffé froid (VRF) en vapeur réchauffé chaud (VRC) avant d'être acheminé vers la turbine IP.



**Figure 1.11 :** Structure de l'unité de cycle combiné avec un HRSG à triple niveaux de pression et avec réchauffage

La température des gaz d'échappement de la turbine chute au fur et à mesure qu'ils traversent les différentes étapes du HRSG, le contrôle des émissions pour éliminer les  $\text{NO}_x$  nécessite que les gaz soient à une température spécifique pour que le processus soit effectué efficacement et cela se fait par des systèmes de contrôle des émissions installés à l'intérieur du HRSG.

Il est possible d'ajouter de la chaleur aux gaz d'échappement en installant des brûleurs à gaz, une technique connue sous le nom de brûleur à conduit.

La mise à feu supplémentaire rend le système plus flexible en permettant plus de génération de vapeur là où c'est nécessaire ou pour fournir de la chaleur supplémentaire si les turbines à gaz fonctionnent à moins de charge. La cuisson supplémentaire est moins efficace thermiquement.



**Figure 1.12 :** Chaudière de récupération de chaleur -Hadjret ennuouss-

## **I.8.1/ CARACTÉRISTIQUES DU GÉNÉRATEUR DE VAPEUR À**

### **RÉCUPÉRATION DE CHALEUR:**

- Fabricant: Doosan.
- Draft: Flux de gaz horizontal avec circulation naturelle.
- 3 niveaux de pression et réchauffage intermédiaire.
- Hauteur de la cheminée: 65 m.
- Diamètre de la cheminée: 6,9 m.
- Température de sortie du gaz: 82,8 °C.

Basse pression: 4,085 bars.

- Température: 296,9 °C.
- Débit: 10,77 kg / s.

Pression intermédiaire: 22,09 bars.

- Température: 566,2 °C.

- Débit: 86,69 kg / s.

Haute pression: 98,57 bars.

- Température: 566,5 °C.
- Débit: 78,83 kg / s.

## I.9/ TURBINE À VAPEUR :

Une turbine à vapeur est une machine thermique qui extrait l'énergie thermique de la vapeur sous pression et la transforme en travail mécanique, La turbine à vapeur gère la demande de puissance maximale parmi tous les moteurs principaux fixes utilisés pour la production d'énergie électrique [1.6].

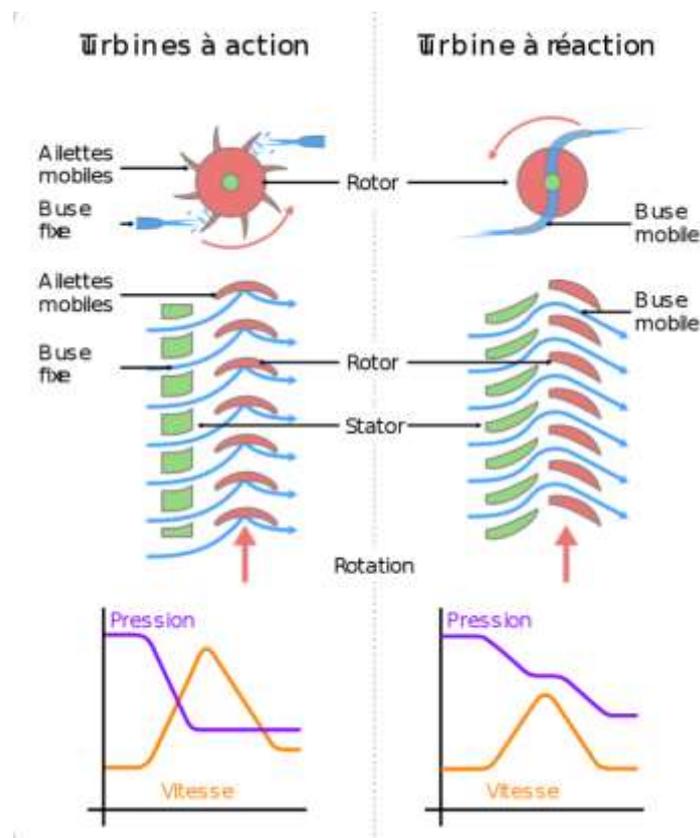
Les principales composantes d'une turbine à vapeur sont :

- **le rotor** qui porte l'aube pour convertir l'énergie thermique de la vapeur en mouvement rotatif de l'arbre, Les aubes sont la partie la plus importante d'une turbine leur conception est cruciale pour capturer autant d'énergie de la vapeur que possible Les aubes et le rotor sont complètement enfermés dans un boîtier extérieur en acier allié très robuste (capable de résister à des pressions et des températures élevées).
- **Stator et l'enveloppe** à l'intérieur de laquelle tourne le rotor, qui sert de récipient sous pression pour contenir la vapeur.  
Il accueille des passages des aubes fixes ou des aubes de stator à travers lesquelles la vapeur est accélérée avant d'être dirigée contre et à travers la pale du rotor (aubes directrices).
- **le système de support** qui comprend le système de lubrification des roulements qui supportent le rotor et absorbent également toute poussée d'extrémité développée, ainsi que pour refroidir les surfaces.

L'aube de turbine doit être soigneusement conçue avec la forme aérodynamique correcte pour faire tourner correctement la vapeur qui coule et générer efficacement de l'énergie de rotation. Les aubes doivent également être suffisamment solides pour résister à des contraintes centrifuges élevées et doivent être dimensionnées pour éviter les vibrations dangereuses.

Deux types de lamelles ont été développés:

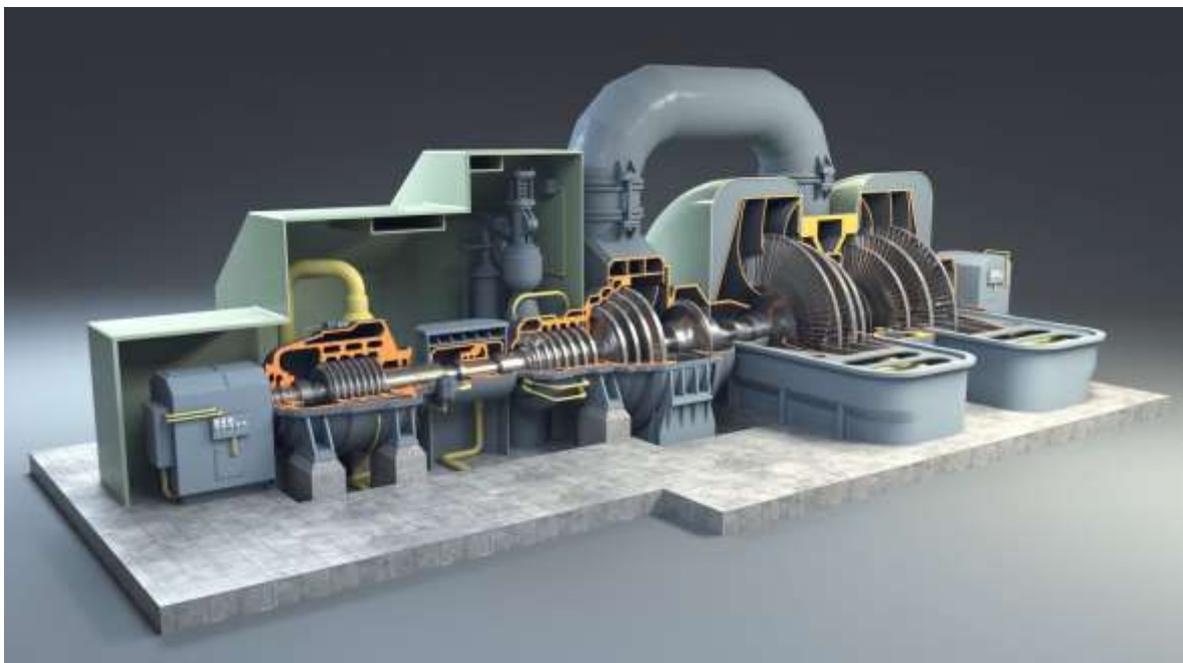
- **L'aube d'impulsion** est le mieux adapté pour les régions à haute pression et pour les petites quantités de vapeur, Le principe de l'aube d'impulsion est :  
Une série de buses fixes permet à la vapeur de se dilater à une pression plus basse tandis que sa vitesse et son énergie cinétique augmentent. La vapeur est ensuite dirigée vers les passages mobiles où l'énergie cinétique est extraite.
- **L'aube de réaction** est avantageuse dans la région de basse pression, où un grand volume de vapeur doit être manipulé, Le principe de l'aube réaction est :  
La chute de pression est presque égale à la fois dans les passages fixes et rotatifs qui ont tendance à ressembler à des images miroir les uns des autres. Si la vitesse d'écoulement est subsonique, un écoulement de passage en expansion augmentera sa vitesse lorsque la pression chute **Figure 1.13**.



**Figure 1.13 :** Schéma de simplification Turbine à action/réaction

La turbine à vapeur se compose de trois parties :

- **Turbine HP:** la vapeur provient de la chaudière dans la turbine HP, Le diamètre des lames du rotor de la turbine HP est le plus petit par rapport aux autres parties.
- **Turbine IP:** la vapeur arrive dans la turbine IP de HP par le réchauffeur plus la vapeur IP, on peut repérer le tuyau de vapeur IP car il est le plus grand dans le cycle.
- **Turbine LP:** la vapeur sortante de la turbine IP entre directement dans la turbine LP.



**Figure 1.14 :** Coupe transversale d'une turbine à vapeur avec triple niveaux de pression

### I.9.1/ CARACTÉRISTIQUES DE LA TURBINE À VAPEUR:

- Fabricant: General Electric.
- Modèle: A 15.
- Puissance: 140 MW.

Composition:

- **Section HP:** 30 étapes de réaction.
- **Section MP:** 11 étapes d'action.
- **Section BP:** 6 étapes de réaction et d'action.

Turbine haute pression:

- Pression d'entrée: 147 bars.

- Température d'entrée. 565,5 °C.
- Débit vapeur d'entrée: 78,83 kg / s.

Turbine à pression intermédiaire:

- Pression d'entrée: 21,65 bar.
- Température d'entrée. 565,5 °C.
- Débit de vapeur d'entrée: 86,69 kg / s.

Turbine basse pression:

- Pression d'entrée: 3,654 bar
- Température d'entrée. 312,8 °C
- Débit vapeur d'entrée: 100,33 kg / s
- Pression de sortie: 0,03691 bar (condenseur pression)
- Température de sortie: 27,6 °C

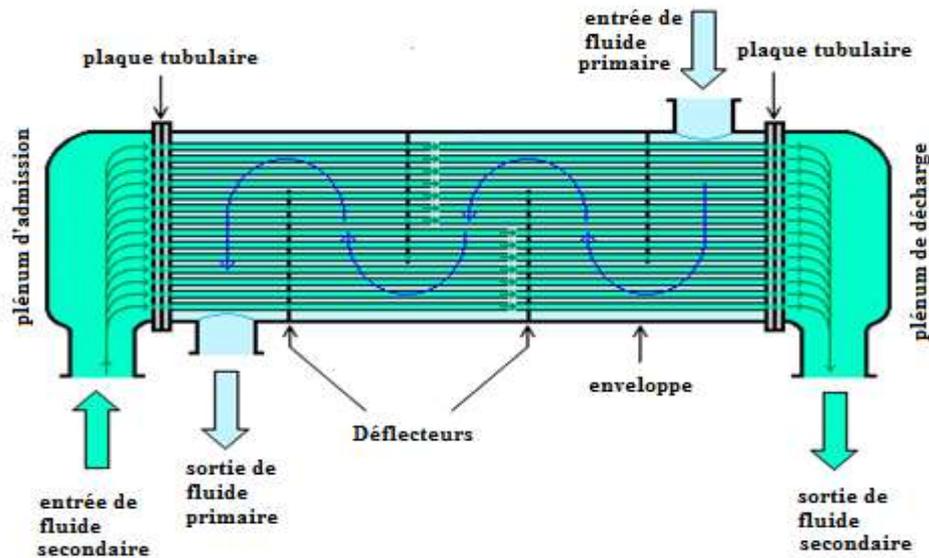
### **I.10/ CONDENSEUR DE VAPEUR :**

Le condenseur est un échangeur de chaleur avec changement de phase qui permet de condenser la vapeur en sortie de TV, pour réalimenter en eau la chaudière **Figure 1.15**.

Les condenseurs les plus couramment utilisés dans les centrales à vapeur sont des condenseurs de surface avec la conception d'un récipient fermé rempli de nombreux tubes.

Ce type de condenseur est principalement un échangeur de chaleur à enveloppe à vide et à tubes (le vide est réalisé à l'aide de 2 grandes pompes à vide). L'idée des condenseurs de surface est de maintenir la vapeur séparée de l'eau de refroidissement et la raison en est de réutiliser de l'eau de haute pureté, sans avoir besoin de traitement d'eau.

La condensation de la vapeur se fait à l'aide de l'eau de mer, La quantité d'eau de refroidissement nécessaire pour condenser la vapeur entrante peut soit 50 à 80 fois le débit de vapeur en fonction de la température de l'eau de refroidissement.



**Figure 1.15 :** Schéma simplifié le fonctionnement d'un condenseur

### I.10.1/ CARACTÉRISTIQUES DES CONDENSEURS:

- Fabricant: FOSTER WHEELER.
- Motif: rectangulaire.
- Entrée vapeur: verticale.
- Nombre de passes: 2.
- Nombre de tubes: 11826.
- Diamètre du tube: 25,4 mm.
- Longueur du tube: 10 028 m.
- Matériau des tubes: titane.
- Débit d'eau en circulation: 20,387 m<sup>3</sup> / h.
- Débit vapeur: 362,61 Tm / h.
- Pression de service: 0,030701 bar abs.
- Système de nettoyage de tube: Taprogge.

### I.11/ GÉNÉRATEUR/ALTERNATEUR :

Le principe de fonctionnement du générateur est basé sur la LOI DE FARADAY INDUCTION ÉLECTROMAGNÉTIQUE, qui stipule que:

"S'il y a un mouvement relatif entre le conducteur et le champ magnétique, alors un champ électromagnétique sera induit dans le conducteur », Pour créer ce mouvement relatif, peu

importe que l'aimant tourne et que le conducteur soit immobile ou que le conducteur tourne et que l'aimant soit immobile **Figure 1.16**.

La majorité des turbines à gaz et des turbines à vapeur sont directement couplées aux générateurs à deux pôles, les trois types de générateurs utilisés dans les centrales à cycle combiné :

- Générateurs refroidis à l'air avec le refroidissement à l'air à circuit ouvert :
- Générateurs refroidis à l'air avec de l'air à circuit fermé.

Les générateurs avec refroidissement à l'air sont de moindre en cout, maintenance facile et courte inspection leur désavantages est son rendement est dessous 98% en plain de puissance avec des problèmes de l'encrassement et de bruit.

- Générateurs refroidis à hydrogène.

Les générateurs refroidis à l'hydrogène peut atteignent des rendements de 99% en pleine puissance, leur désavantages est conception plus complexe et plus chères que les machines refroidies à l'air.

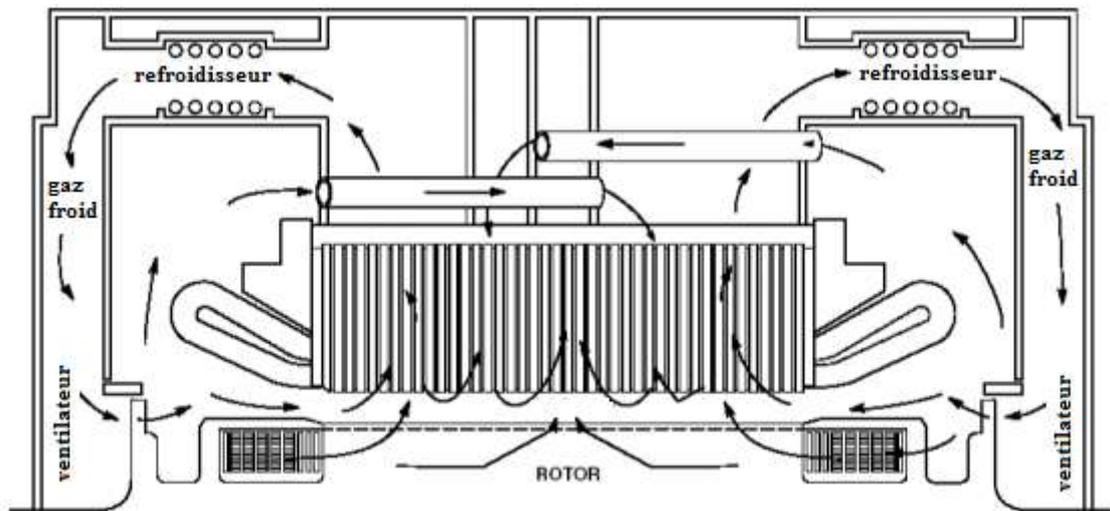
Les générateur/l'alternateur se compose de :

- **Stator** : La partie stationnaire de générateur (l'induit) constitué d'un bobinage triphasé généralement couplé en étoile et découpé en paire de pôles.
- **Rotor** : c'est la partie tournante du générateur (l'inducteur) il est entraîné par les turbines et crée un champ magnétique tournant, Suivant la technologie utilisée, le champ magnétique est créé par des bobinages ou des aimants permanents.
- **Excitation system** : la fonction principale du système d'excitation est de fournir une alimentation en courant continu au champ du générateur, créant le champ magnétique. Le système d'excitation fournit également un équipement de contrôle et de protection qui régule la sortie électrique du générateur.
- **Système de refroidissement** : l'air et l'hydrogène sont deux milieux de refroidissement pour le refroidissement du générateur. Les pertes de cuivre du champ et de l'armature sont évacuées par l'air / l'hydrogène gazeux circulant à l'intérieur du générateur et circulant avec des ventilateurs axiaux.

Les pertes de chaleur générées dans le générateur sont dissipées dans le liquide de refroidissement secondaire qui est de l'eau par l'air / l'hydrogène **Figure 1.17**.



**Figure 1.16 :** Rotor/Stator d'alternateur de Central thermique Hadjret ennuous



**Figure 1.17 :** Système de refroidissement de l'alternateur

### **I.11.1/ CARACTÉRISTIQUES DE L'ALTERNATEUR:**

- Fabricant: General Electric H450.
- Rate: -Trois phases, refroidies par H2 (hydrogène).
- Pression 5,17 bar (75 psig), 40 ° C.
- Puissance apparente: 544 Mva.
- Tension de génération: 18 kv.
- Vitesse de rotation: 3000 tr / min.
- 3 phases, 50 Hz.

## **I.12/ STATION DE DESSALEMENT/ DÉMINER L'EAU DE MER :**

L'eau de mer est utilisée pour de nombreuses choses, inclus le refroidissement des unités dans lesquelles variée en 4 types:

- Eau salée (eau de mer aspirée via des pompes à travers un canal).
- Eau dessalée (premier passage en osmose inverse).
- Eau déminéralisée (deuxième passage en osmose inverse et procédé EDI).
- Eau reminéralisée (80% eau de feu, 20% eau de service et eau potable).



L'eau de mer contient des matières difficiles à éliminer (algues, déchets du plastic...), en premier l'eau est filtrée en plusieurs étapes pour s'en débarrasser du tout ca.

### **I.12.1/ FILTRATION PAR FILTRES À SABLES :**

Cette méthode de purification est souvent la plus économique et offre l'avantage d'une grande efficacité et d'une exploitation simple, a les filtre à sable généralement se compose de couches différent de matière et de épaisseur (gravier, sable, anthracite).

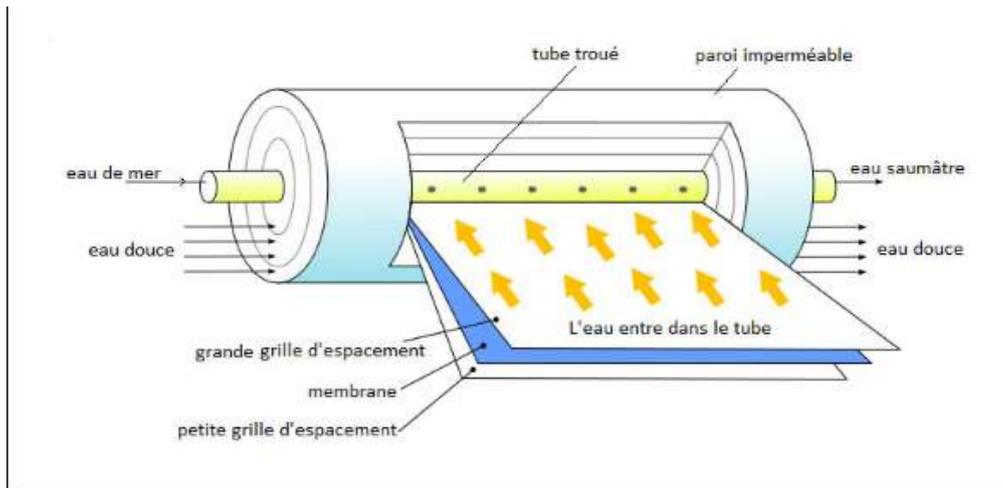
### **I.12.2/ OSMOSE INVERSE :**

L'osmose inverse est un système de purification de l'eau contenant des matières en solution par un système de filtrage très fin qui ne laisse passer que les molécules d'eau

#### **Figure 1.18.**

Considérons de l'eau comportant des solutés, particulièrement de sel. Si l'on met deux solutions de concentration différentes de chaque côté d'une membrane filtre l'eau franchit celle-ci jusqu'à ce que les concentrations s'équilibrent : C'est le phénomène de l'osmose.

Si une pression supérieure à la pression osmotique est appliquée du côté de la solution concentrée le sens normal du flux osmotique est inversé.



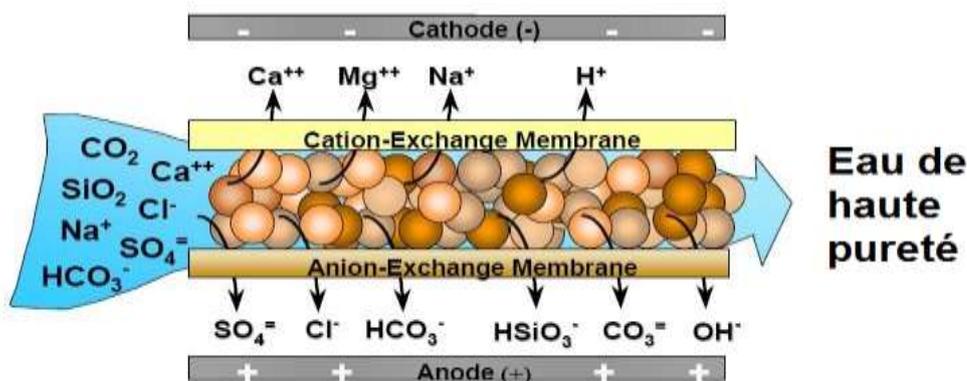
**Figure 1.18 :** Schéma simplifié système Osmose-inverse

### I.12.3/ ELECTRO D'IONISATION EDI :

Système pour générer de l'eau très résistante déminéralisée de toutes les particules minérales en utilisant un courant électrique élevé **Figure 1.19**.

Les lits mixtes de résines échangeuses d'ions anioniques et cationiques augmentent la conductivité électrique entre les membranes et servent de voie de transfert ionique. L'électrolyse de l'eau et la génération d'ions hydroxyde et hydronium permettent la régénération continue des résines échangeuses d'ions. Par conséquent, ce que l'on appelle la technologie EDI est une combinaison de technologies d'électrodialyse et d'échange d'ions, grâce à laquelle de l'eau purifiée est produite en continu.

L'EDI fonctionne généralement en combinaison avec un prétraitement par RO. Le prétraitement RO utilise une membrane semi-perméable pour éliminer les sels et autres impuretés, et le résultat est utilisé comme eau d'alimentation pour le module EDI.



**Figure 1.19 :** Schéma de système Electro ionisation EDI

## **I.13/ CONCLUSION**

Ce chapitre traite de la théorie des centrales électriques, les centrales électriques à cycle combiné (CCPP) sont populaires pour la production d'électricité dans l'industrie électrique. Contrairement à d'autres options de production d'électricité telles que la turbine à gaz et la turbine à vapeur seules.

Dans chacun desquels il y a d'autres subdivisions. Une combinaison des cycles de Brayton et de Rankine, s'est avérée pour obtenir des rendements aussi élevés que 60% et par conséquent est maintenant largement utilisée dans le monde entier comme principale source d'énergie.

Les systèmes de cycle combiné sont des systèmes efficaces à faible coût qui garantissent les performances et les objectifs d'exploitation. Ces systèmes peuvent être personnalisés en fonction des besoins et des préférences des services publics. Ils offrent une production d'électricité fiable et économique attrayante. La flexibilité de fonctionnement de la production d'énergie à cycle combiné justifie leur prise en compte pour la plupart des applications de production d'énergie.

## **Chapitre II**

**Formation du NO<sub>x</sub> et les différentes  
méthodes de réductions les émissions  
polluant**

## **II.1/ INTRODUCTION**

La préoccupation pour l'environnement a conduit à une législation mondiale sur les émissions aux oxydes d'azote (NOx) car ils ont un impact environnemental plus important, les émissions de NOx à des concentrations considérables ont de graves répercussions sur l'homme et l'environnement, avec leurs effets polluants, notamment : maladies pulmonaires et moindre résistance aux infections respiratoires, effet de serre, smog photochimique, pluies acides, appauvrissement de l'ozone stratosphérique, Diverses agences gouvernementales imposent des restrictions sur les émissions et exigent souvent une certaine forme de surveillance des émissions, même pour les nouvelles turbines à gaz à faibles émissions.

En accord avec cette réglementation, les turbines à gaz industrielles, en particulier, doivent respecter des niveaux stricts d'oxydes d'azote (NOx). Plusieurs techniques de mesure conventionnelles ont été utilisées pour la température et la mesure afin de répondre à la nouvelle exigence posée par l'Agence de protection de l'environnement (EPA).

Même s'il est possible d'atteindre l'objectif de réduction des NOx avec une augmentation nominale du CO par l'utilisation de l'eau ou l'injection de vapeur, et/ou par réduction catalytique sélective des gaz d'échappement, ces méthodes ne sont pas des solutions pratiques ou rentables pour un grand nombre d'applications.

## **II.2/ GÉNÉRALITÉS LES OXYDES D'AZOTE**

Les oxydes d'azote généralement référer par NO<sub>x</sub> comprend les composés suivants le monoxyde d'azote (NO), le dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>), le protoxyde d'azote (N<sub>2</sub>O), le tétraoxyde de diazote (N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>), le trioxyde d'azote (N<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) et le pentoxyde d'azote (N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>), De tous ces oxydes, seuls NO et NO<sub>2</sub> jouent un rôle important dans la pollution atmosphérique et sont désignés sous la forme abrégée NO<sub>x</sub>, le terme NO<sub>x</sub> généralement indique juste les deux composants majoritaires (l'oxyde nitrique ou monoxyde d'azote NO, et dioxyde d'azote NO<sub>2</sub>), On s'intéressera aussi aux différentes propriétés du protoxyde d'azote N<sub>2</sub>O, en effet c'est l'un des principaux produits lors du traitement catalytique de NO [2.1].

L'émission naturelle des oxydes d'azote est généralement lors de la décomposition de matières organiques ou les feux d'origine naturelle mais ça ne menace pas la pollution atmosphérique. Par contre l'émission industrielle du NOx soit par les installations de combustion, usines de traitement des déchets ou les automobiles.

Lorsque le NO est directement émis, il se transforme en NO<sub>2</sub> en présence d'O<sub>2</sub>, d'O<sub>3</sub>, le NO<sub>2</sub> est également un précurseur de l'ozone lorsque les conditions pratiques le permettent (action photochimique du soleil); c'est pourquoi il est mesuré aussi bien en zone urbaine que rurale.

Les oxydes d'azotes sont des gaz qui se forment lorsque l'air est porté à des hautes températures dans les phénomènes de combustion, en particulier par combinaison dans la flamme entre azote et oxygène, sous l'action de la foudre.

### **II.3/ LES PROPRIÉTÉS DES OXYDES D'AZOTES (NOX)**

Le NO est un gaz incolore à température ordinaire. Il est peu soluble dans l'eau. Son odeur, douceâtre ou piquante et est perceptible dès 0,3 ppm, Il se transforme lentement dans l'atmosphère en peroxyde d'azote, mais est assez stable à haute température.

Le N<sub>2</sub>O produits par la combustion dans les moteurs à essence, dans les fourneaux et les chaudières fonctionnant au charbon, au bois, au gaz ou au mazout, est aujourd'hui reconnu comme nocif (puissant gaz à effet de serre).

Le peroxyde d'azote est un gaz brun-orange à l'odeur caractéristique. A des températures inférieures à -11°C il est polymérisé en dimère (N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>). Et avec l'augmentation de la température, le dimère se dissocie en monomère (NO<sub>2</sub>). Au-delà de 158°C, le peroxyde d'azote se trouve totalement sous forme de monomère.

### **II.4/ PROCESSUS DE FORMATION DE NOX**

L'oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>) formation provient premièrement du l'oxydation de l'azote atmosphérique avec l'oxygène de l'aire a une haute température  $T > 1800K$ , cette réaction généralement ce déroule dans les Moteur à combustion interne (véhicules, turbine à gaz, ...) est-elle dépend de la température plus la température est élevée plus la quantité de NO formé.

Le dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>) forme en résultat de l'oxydation de monoxyde d'azote avec les agents de l'air (ozone) dans une réaction rapide.

Il existe plusieurs mécanismes chimiques pour la formation de NO [2.2] :

### II.4.1/ LE MÉCANISME DU NO THERMIQUE (THERMAL- NO)

Appelé aussi par Zeldovich mécanisme [2.2], Proposé par zeldovich (1946) ils correspondent à la réaction endothermique d'oxydation de l'azote atmosphérique par l'oxygène de combustion.

Ce mécanisme se compose de deux reactions et les deux ne seront rapides qu'à haute température.

Le NO formé par ce mécanisme est appelé NO thermique car les taux de formation ne sont significatifs qu'à des températures élevées.



La formation de NO augmente proportionnellement avec la température et la concentration initiale en oxygène.

Une troisième réaction introduite par lavoie et al en 1970 :



Le processus de formation de NO est supposé être beaucoup plus lent que le processus de combustion; cela permet de supposer que les éléments affectant la formation de NO sont dans leurs concentrations d'équilibre (Heywood, 1988). Avec ces hypothèses, le taux de formation de NO devient:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \left\{ 1 - \left( \frac{[NO]}{[NO]_e} \right)^2 \right\}}{1 + \left( \frac{[NO]}{[NO]_e} \right) R_1 / (R_2 + R_3)} \quad (II.4)$$

Les paramètres Ri sont basés sur les constantes de vitesse de réaction cinétique directe pour les trois réactions dans le mécanisme de Zeldovich étendu et les concentrations d'équilibre des espèces applicables:

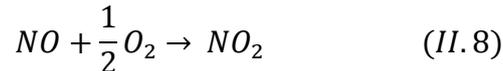
$$R_1 = k_1 + [O]_e [N_2]_e \quad (II.5)$$

$$R_2 = k_2 + [N]_e [O_2]_e \quad (II.6)$$

$$R_3 = k_3 + [N]_e [OH]_e \quad (II.7)$$

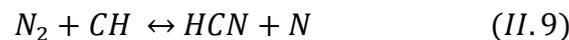
Les constantes de vitesse cinétique sont basées sur la température du mélange réactif et sont facilement disponibles pour chaque réaction dans le mécanisme de Zeldovich étendu (Heywood, 1988).

La formation de NO<sub>2</sub> peut constituer jusqu'à 30% des NOx totaux émis dans le cas des moteurs Diesel. Ces derniers sont formés par oxydation rapide du NO à haute température, suivant la réaction.

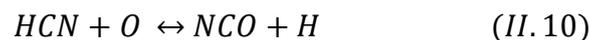


#### **II.4.2/ LE MÉCANISME DU NO PRÉCOCE (PROMPT-NO)**

Appelé aussi par Fenimore mécanisme Proposé par fenimore (1970) [2.2] ,le mécanisme a été proposé au début pour tenir compte de la formation de NO qui s'est produite très rapidement dans la zone de réaction primaire de la chambre de combustion, On a découvert plus tard que le NO est formé à partir de fragments d'hydrocarbures présents pendant le processus de combustion réagissant avec l'azote (Nicol et al. 1995).



L'atome N devient NO par les réactions du mécanisme de Zeldovich. La route HCN vers NO est complexe, mais son chemin principal passe par NCO, NH, N, puis enfin vers NO via les mêmes réactions atomiques de Zeldovich N.



Contrairement au mécanisme du NO thermique, le prompt- NO est produit à température relativement basse (< 1000K).

Pour limiter la formation du prompt-NO, on augmentera la vitesse de mélange combustible air.

Généralement la quantité de *NO* formée par ce mécanisme est faible comparé à celle issue du mécanisme de zeldovich.

### II.4.3/ LE MÉCANISME DU NO DU COMBUSTIBLE

Proposé par Fenimore et Jones (1961) [2.2]. La source d'azote est ici l'azote constitutif de la partie organique du combustible, les teneurs en azote des combustibles sont variables: presque nulles pour le gaz naturel, de 0,3 à 0,5% pour les fuels lourds, de 0,5 à 2% pour les charbons, de 0,5 à 1,5% pour les cokes de pétrole.

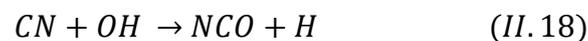
L'origine de cet azote se trouve dans les matières organiques de la période géologique pendant laquelle le pétrole a été formé.

N<sub>2</sub> Les liaisons carbone-azote C-N impliquées ici sont nettement plus faibles que la triple liaison N≡N impliquée dans la formation du NO thermique et du NO prompt. Ainsi, le NO du combustible pourra se former aussi bien à basse température.

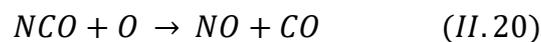
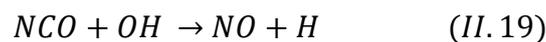
Des réactions rapides conduisent à la formation de l'acide cyanhydrique, *HCN*, qui réagit avec l'oxygène atomique.



Le radical CN. Produit NCO par :



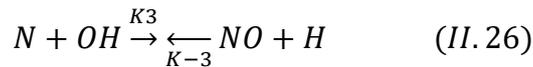
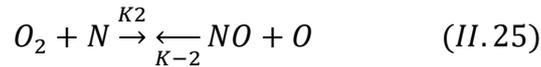
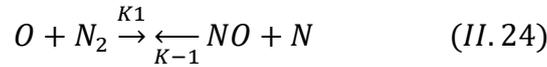
Milieu oxydant NCO. Conduit à NO et au monoxyde de carbone par :





## II.5 / PRÉDICTION DE LA FORMATION DE NOX

Le mécanisme de formation de NO le plus dominant, est celui, de Zeldovich. Le schéma proposé se compose des deux réactions suivantes qui décrivent la formation du NO à partir de l'azote de l'air [2.5].



$$K = A \cdot T^B \cdot e^{\frac{E}{R \cdot T}} \quad (II. 27)$$

Les constantes de formation sont généralement cotées K+ (direction avant) et les constantes de dissociation K- (direction arrière). Les valeurs des constantes A, B et E sont rassemblées dans le **Tableau 1.2**.

(i)	K <sup>+</sup>			K <sup>-</sup>		
	A	B	E	A	B	E
1	1,36.10 <sup>14</sup>	0	315900	3,27.10 <sup>12</sup>	0,3	0
2	6,4.10 <sup>9</sup>	1	26300	1,5.10 <sup>9</sup>	1	162100
3	6,8.10 <sup>13</sup>	0	0	2,0.10 <sup>14</sup>	0	196600

**Tableau 2.1 :** Constantes de formation et de dissociation pour le mécanisme du NO : unités :  
A (cm<sup>3</sup>/mol.s), B (-), E (J/mol)

Pour chacune de ces réactions, Ri est le taux de réaction à équilibre de la réaction (i).

$$R_1 = K_1^+ \cdot [N_2]_e \cdot [O]_e = K_1^- [NO]_e \cdot [N]_e \quad (II. 28)$$

$$R_2 = K_2^+ \cdot [O_2]_e \cdot [N]_e = K_2^- [NO]_e \cdot [O]_e \quad (II. 29)$$

$$R_3 = K_3^+ \cdot [OH]_e \cdot [N]_e = K_3^- [NO]_e \cdot [H]_e \quad (II. 30)$$

K<sub>i</sub> : constante cinétique de la réaction (i) (cm<sup>3</sup>/mol.s).

[X]<sub>e</sub> : concentration à l'équilibre des espèces X (mol/cm<sup>3</sup>).

R<sub>i</sub> : taux de réaction à l'équilibre pour la réaction (i) (mol/cm<sup>3</sup>.s).

Parmi les espèces impliquées dans ces réactions, Kesgin indique qu'une partie d'entre elles peut être considérée comme proche de l'équilibre puisqu'elles sont réactives à d'autres réactions de combustion qui sont beaucoup plus rapides que (II.24), (II.25) et (II.26) : O, O<sub>2</sub>, OH et H. NO et N ne peuvent être considérés comme proches de l'équilibre. Choisir les variables  $\alpha$  et  $\beta$  comme suit :

$$\alpha = \frac{[NO]}{[NO]_e}, \beta = \frac{[N]}{[N]_e} \quad (II.31) \quad (II.32)$$

A la suite de Kesgin, les taux de formation de NO et de N sont écrits ici en fonction du temps :

$$\frac{d[NO]}{dt} = R1 + \beta(R2 + R3) - \alpha(\beta R1 + R2 + R3) \quad (II.33)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = R1 + \alpha(R2 + R3) - \beta(\alpha R1 + R2 + R3) \quad (II.34)$$

## II.6 / EMISSIONS D'OXYDES D'AZOTE

### II.6.1 / SOURCE D'OXYDES D'AZOTE

Les oxydes d'azote NOx présents dans l'atmosphère, constitués en moyenne à 95% de monoxyde d'azote (NO) et à 5% de dioxyde d'azote (NO<sub>2</sub>), sont des entités fortement impliqués dans les principaux problèmes de pollution [2.3].

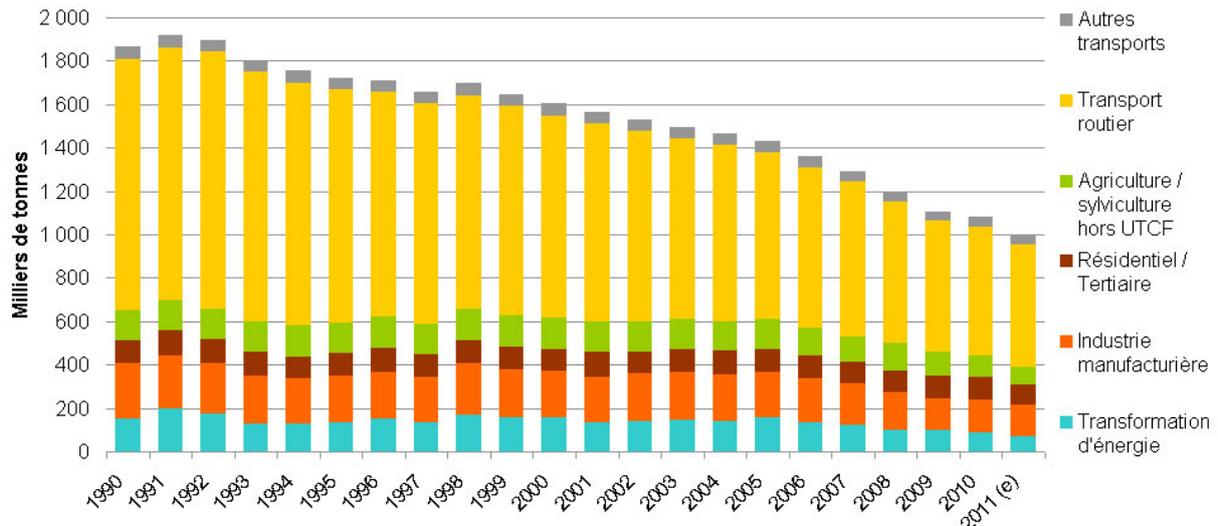
Les sources d'émission des NOx majeur sont :

- Toutes les installations de la combustion (charbon, gaz naturel, biomasse,...).
- Les trafic routier (véhicules, principalement de la combustion des essences dans les moteurs).

Le maximum d'émissions a été observé en 1980. Depuis 1990, le niveau d'émission diminue régulièrement. Les émissions de NOx sont dues aux sources mobiles telles que le transport routier qui reste le principal émetteur (49%).

En 2017, les émissions de trois polluants contribuent majoritairement à l'acidification des milieux naturels : l'ammoniac (NH<sub>3</sub>) pour 62 %, les oxydes d'azote (NOx) pour 30 % et le dioxyde de soufre (SO<sub>2</sub>) pour 8 %.

Depuis 1990, les émissions de SO<sub>2</sub> et de NOx ont diminué grâce à l'équipement progressif des véhicules en pots catalytiques. Les sources stationnaires, telles que les centrales thermiques, les usines d'incinération, les cimenteries et les verreries **Figure 2.2.**



**Figure 2.2:** Evolution des émissions d'oxydes d'azote (NOx) en France

## **II.6.2 / POLLUTION PAR LES OXYDES D'AZOTE**

### **II.6.2.1 / TOXICITÉ GÉNÉRALE**

Le dioxyde d'azote participe aux phénomènes de pluies acides, pollution photochimique, eutrophisation, et à la formation de l'ozone troposphérique, dont il est un des précurseurs, à la dégradation de la couche d'ozone et à l'effet de serre [2.4].

#### **II.6.2.1.1 / PLUIES ACIDES**

La pollution acide est liée aux polluants acides (NOx, SO2, HCl, HF) émis par les activités humaines. Ces polluants retombent à des centaines de kilomètres de leurs sources émettrices sous forme sèche ou humide.

Les phénomènes de pollution acide à grande échelle ont été mis en évidence par l'acidification des eaux des lacs scandinaves et canadiens. Le pH des eaux est devenu acide.

#### **II.6.2.1.2 / EUTROPHISATION**

C'est lorsqu'une masse d'eau s'enrichit excessivement en minéraux et en nutriments dû à un apport massif de composés azotés (NOx ou NH3) et phosphorés. Ce processus peut entraîner un appauvrissement en oxygène de la masse d'eau.

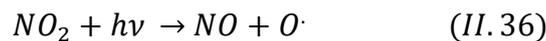
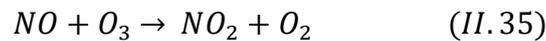
L'eutrophisation est souvent induite par le rejet de détergents, d'engrais ou d'eaux usées contenant du nitrate ou du phosphate dans un système aquatique.

### II.6.2.1.3 / POLLUTION PHOTO-OXYDANTE

La pollution photochimique est parfois appelée « smog » photochimique, la pollution photochimique est due à la réaction entre les oxydes d'azote et les composés organiques volatils par réaction activée par le rayonnement ultra-violet solaire, entraînant la formation d'ozone et d'autres composés oxydants (peroxyde d'hydrogène, aldéhydes, nitrates de peroxyacétyl).

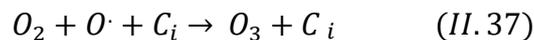
L'ozone formé à ce niveau est qualifié de "mauvais ozone" en raison de sa contribution à l'effet de serre, et de ses effets néfastes sur la santé humaine et sur les végétaux

Le processus de formation de l'ozone troposphérique soit complexe, mais on peut le résumer par le cycle de Chapman.



$h\nu$  : L'énergie du rayonnement solaire.

NO<sub>2</sub> absorbe efficacement l'énergie du rayonnement solaire pour se dissocier en atomes d'oxygène O et en NO.



$C_i$  : Représente une troisième molécule.

### II.6.2.2 / TOXICITÉ SUR L'HOMME

#### II.6.2.2.1 / LE MONOXYDE D'AZOTE (NO)

Le monoxyde d'azote NO est un composé radicalaire présent dans l'organisme humain comme neurotransmetteur Ce dernier peut se dissoudre dans le sang, où il limite la fixation de l'oxygène sur l'hémoglobine lorsque est respiré à fortes doses Les organes sont alors moins bien oxygénés.

Il est toutefois considéré comme un gaz peu toxique, et sa dangerosité réside dans sa capacité à être oxydé en NO<sub>2</sub>. Car il s'oxyde naturellement à température ambiante en dioxyde d'azote dans l'atmosphère.

### **II.6.2.2.2 / LE DIOXYDE D'AZOTE (NO<sub>2</sub>)**

Le dioxyde d'azote est un gaz de couleur brun-rouge quand il est concentré, et brun-jaune à plus basse concentration. A 5 ppm, il a une odeur piquante.

C'est un gaz capable de pénétrer dans les voies respiratoires profondes. Il fragilise la muqueuse pulmonaire face aux agressions infectieuses, notamment chez les enfants. Aux concentrations rencontrées habituellement, le dioxyde d'azote provoque une hyperréactivité bronchique chez les asthmatiques.

Le dioxyde d'azote se transforme dans l'atmosphère en acide nitrique, lequel est ensuite emporté par les précipitations (pluies acides) au sol et sur la végétation.

Les oxydes d'azote participent également à la formation de l'ozone troposphérique dont ils sont l'un des précurseurs, à l'atteinte de la couche d'ozone stratosphérique et à l'effet de serre, ainsi qu'à la formation de smog.

### **II.6.2.2.3 / LE PROTOXYDE D'AZOTE (N<sub>2</sub>O)**

Le protoxyde d'azote est un narcotique "gaz hilarant" à forte dose. Il était utilisé au début du siècle comme anesthésiant. Mais une de ses principales caractéristiques est d'être un gaz à « effet de serre » qui entraîne un réchauffement global de la planète.

Le protoxyde d'azote participe également à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique, qui absorbe la plupart des rayonnements ultraviolets qui provoquent chez l'Homme un dysfonctionnement du système immunitaire, et peuvent être la source de cancers.

## **II.7 / CONCEPTION DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION**

La chambre de combustion est un élément essentiel, peut-être le plus important, du fonctionnement de la turbine à gaz. La conception du système de combustion comprend la conception du dispositif de mélange air-carburant, la combustion stable, la dilution et le refroidissement nécessaires pour correspondre au profil de sortie [2.5].

Le système de combustion d'une turbine à gaz se compose de deux éléments matériels principaux. La section du brûleur ou de la buse de combustible et la chambre de combustion (revêtement et section de transition). Le processus de mélange air-carburant est effectuée par le brûleur ou les buses.

Le mélange air-carburant est brûlé à l'intérieur de la chambre de combustion. La flamme stable est située à l'intérieur de la section cylindrique de la chemise. Plus tard, le flux de gaz à haute température est dirigé vers la section de turbine à l'aide d'un étage de transition.



**Figure 2.3:** Composant principal de la chambre de combustion

## II.7.1 / LA FLAMME

Il existe trois types de flammes possibles dans un système de combustion de turbine à gaz industrielle. Diffusion (non prémélangé), prémélangé et partiellement prémélangé [2.6].

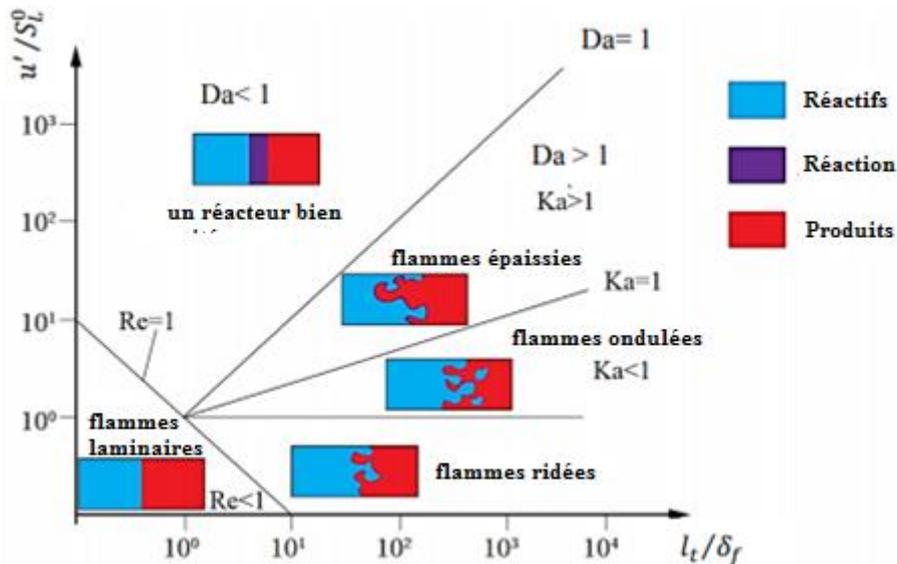
De nos jours, l'utilisation des chambres de combustion à diffusion est limitée car elle produit des flammes à haute température et des émissions de NOx. Le niveau d'émission pourrait être contrôlé en injectant de l'eau et de la vapeur près de la zone de la flamme.

Dans les moteurs d'avion et dans la post-combustion, le type de flamme de diffusion peut être utilisé pour les besoins de puissance élevée.

Ces dernières années, la combustion maximale des turbines à gaz fonctionne en mode prémélangé ou partiellement prémélangé. Ce type de flammes peut produire moins d'émissions (un mélange air-carburant plus important produit de faibles émissions de NOx).

## II.7.2 / LA TURBULENCE DE LA FLAMME

La structure laminaire de la flamme pré mélangée est fortement influencée par l'écoulement turbulent du flux du mélange air-carburant non brûlé **Figure 2.4**. Le front de flamme laminaire peut être plissé ou déformé par les tourbillons turbulents, L'effet de l'interaction turbulence-flamme est défini par Diagramme de Borghi [2.6].



**Figure 2.4:** Diagramme du régime de combustion turbulente du prémélange

**Le nombre de Damköhler (Da)** le rapport entre l'échelle de temps de fluctuation et l'échelle de temps chimique :

$$Da = \frac{\tau_t}{\tau_c} = \frac{l_t/u'}{\delta_f/S_L^0} = \left(\frac{l_t}{\delta_f}\right) / \left(\frac{u'}{S_L^0}\right) \quad (II.38)$$

$\tau_t$  : temps de fluctuation

$u'$  : vitesse de fluctuation

$\tau_c$  : temps chimique

$\delta_f$  : épaisseur de la flamme en régime laminaire

$l_t$  : longueur caractéristique des tourbillons

$S_L^0$  : vitesse de propagation du front de flamme

**Le nombre de Karlovitz (Ka)** relie l'échelle de temps d'Eddy Kolmogorov et l'échelle de temps chimique :

$$Ka = \frac{\tau_c}{\tau_k} = \left(\frac{l_t}{\delta_f}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{u'}{S_L^0}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (II.39)$$

**Le nombre de Reynolds de turbulence (Re)** est défini sur la base de l'échelle de longueur comme :

$$Re = \left( \frac{l_t}{\delta_f} \right) \left( \frac{u'}{S_L^0} \right) \quad (II.40)$$

La relation entre Re, Ka et Da est donnée par :

$$Re = (Da)^2 (Ka)^2 \quad (II.41)$$

### **II.7.3 / FLAMME DE PRÉMÉLANGE PAUVRE**

Cette technique a cependant été peu développée jusqu'à récemment à cause de nombreux inconvénients, mais les avantages qu'elle peut procurer au niveau environnemental la rendent très attrayante actuellement [2.6].

Inconvénient est lié aux phénomènes de retour de flamme dans l'injecteur (flash-back). Ce retour de flamme endommage très fortement l'injecteur. Les flammes de prémélange pauvre sont aussi plus sensibles aux instabilités de combustion.

Le prémélange empêche les "points chauds" locaux dans le volume de la chambre de combustion qui peuvent conduire à une formation significative de NOx. Le prémélange doit être bien réalisé et ne doit pas comporter d'inhomogénéités. Si ces conditions ne sont pas remplies, il apparaît des points chauds fortement émetteurs de NOX par la voie du NO thermique.

### **II.8 / FORMATION DE NOX DANS LES TURBINES À GAZ**

La combustion dans les turbines à gaz a traditionnellement employé une flamme de diffusion où le carburant est pulvérisé au centre d'un flux d'air. Le carburant se mélange à l'air par diffusion turbulente et le front de flamme peut être considéré comme le lieu de la mélange stœchiométrique où les températures atteignent environ 2000 C [2.7]. Les produits de combustion chauds sont refroidis par dilution avec un excès d'air à des températures acceptables pour les parois de la chambre de combustion et l'aube de la turbine.

Le processus de combustion se compose de trois phases :

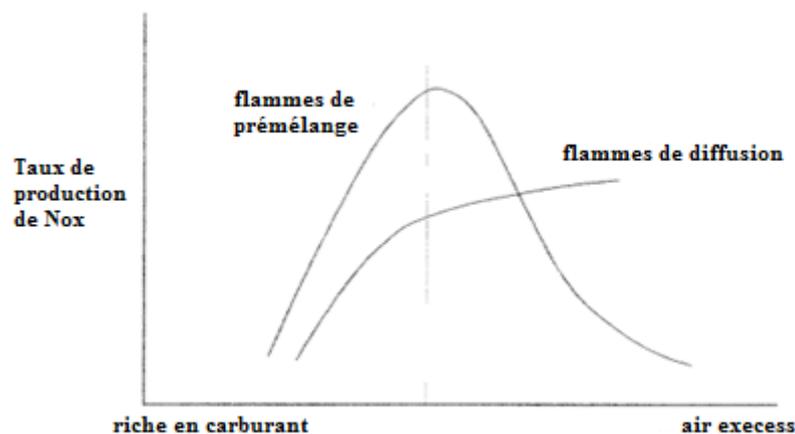
- La dissociation endothermique des molécules de carburant.
- formation exothermique rapide de CO et H2O.
- l'oxydation exothermique plus lente du CO en CO2.

Les oxydes d'azote sont formés à haute température par la dissociation de la molécule d'O<sub>2</sub> et action de l'O radical sur les molécules d'azote.

## **II.9 / LES PROCÉDÉS UTILISÉS POUR UNE FAIBLE ÉMISSION DE NOX**

L'augmentation des émissions polluantes au cours des dernières années a renforcé la législation environnementale sur les émissions d'oxydes d'azote, Les premières générations de systèmes de contrôle des émissions impliquaient l'injection d'eau et la réduction catalytique étaient relativement coûteux à exploiter [2.8].

Des systèmes de combustion (DRY LOW NOX) ont donc été mis au point, mais ils nécessitent davantage d'air primaire pour la combustion, cela réduire les besoins de l'air pour le refroidissement de la chambre de combustion et de l'aubage de la turbine.



**Figure 2.5:** Production de NOx à partir de flammes de diffusion et de pré-mélange

## **II.10 / LES PREMIÈRES MÉTHODES UTILISÉES POUR RÉDUIRE LES ÉMISSIONS DE NOX**

### **II.10.1 / INJECTION D'EAU**

Les premières tentatives de réduction des NOx ont introduit un dissipateur de chaleur dans la flamme par injection d'eau, dans le but de réduire la température moyenne de combustion et donc la réduction production thermique de NOx. Cela a eu l'avantage supplémentaire d'augmenter le rendement des turbines à gaz en augmentant le débit massique

de gaz à travers la turbine, mais les gains ont été annulés par le carburant supplémentaire nécessaire pour chauffer l'eau à la température du mélange brûlant [2.10].

L'eau a une chaleur de vaporisation très élevée. En injectant l'eau dans la chambre de combustion, la chaleur est transférée du cylindre chaud et de l'air d'admission dans l'eau, ce qui la fait s'évaporer, refroidissant la charge d'admission et réduisant la formation de NOx.

Cependant, le processus a nécessité de grandes quantités de l'eau propre - au moins la norme de l'eau d'alimentation de la chaudière – à éviter la corrosion de l'aube ou du dépôt de la turbine et blocage des trous d'air de refroidissement par les impuretés.

En particulier avec l'injection d'eau, on a également constaté une augmentation des niveaux de fluctuation de pression associés à la combustion. L'eau en absorbant de grandes quantités de chaleur et en s'évaporant, convertit une partie de l'énergie de combustion de la forme de chaleur à la forme de pression se transformant en vapeur à haute pression qui peut réduire la durée de vie de la chambre de combustion.

### **II.10.2 / INJECTION DE VAPEUR**

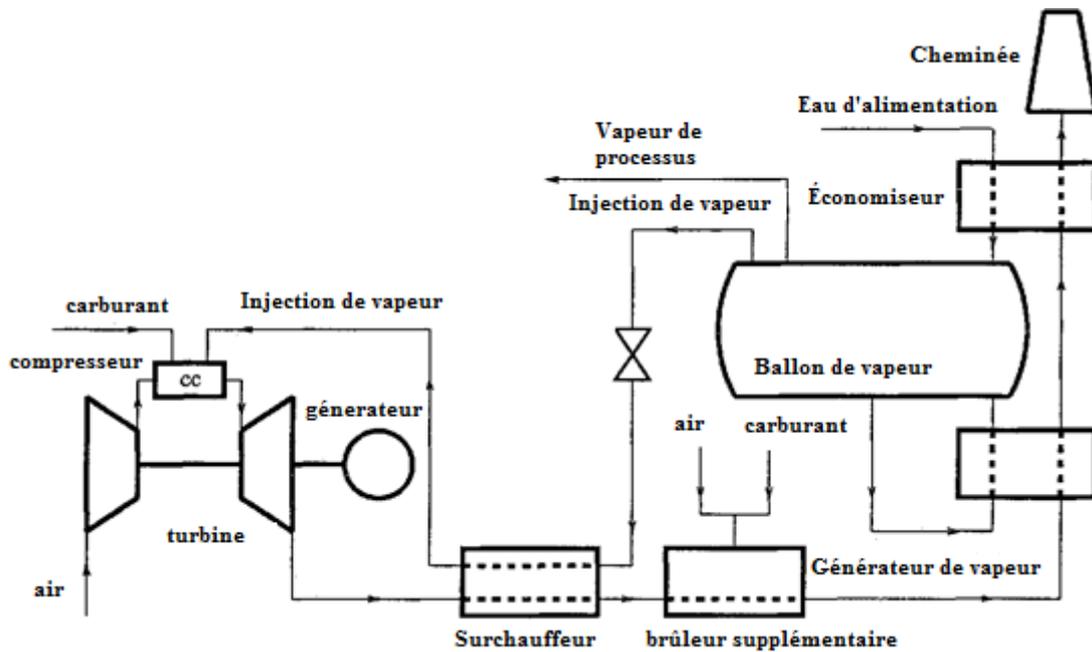
L'injection de vapeur a été utilisée dans les années 1940 pour augmenter la puissance des moteurs d'avions militaires. Depuis les années 1970, l'injection de vapeur dans les chambres de combustion est couramment utilisée comme une approche rentable pour réduire l'émission NOx en réduisant la température de combustion. La vapeur injectée avec environ 2 à 3 % du débit massique moyen de l'air est généralement injectée dans la chambre de combustion [2.11].

Une variante de la STIG est appelée le cycle de Cheng (par le professeur D. Y. Cheng, 1976), dans lequel la quantité de vapeur est considérablement augmentée pour approcher la limite que l'énergie perdue des gaz d'échappement peut fournir.

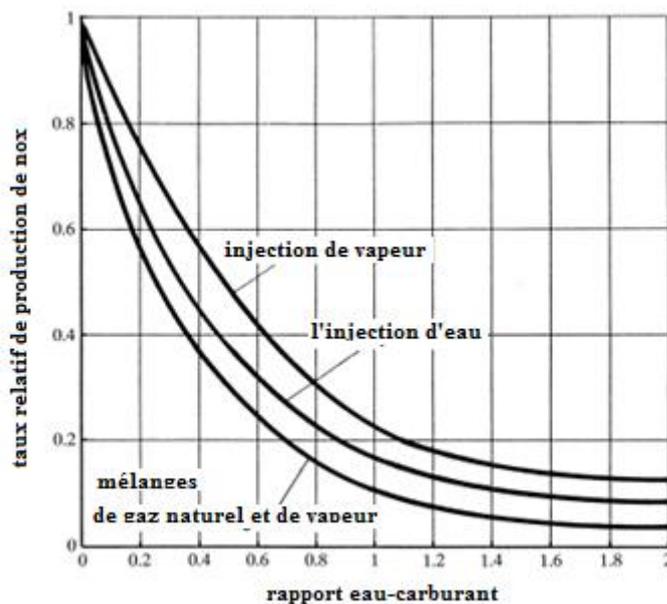
Le cycle de Cheng remplace l'ensemble du cycle de vapeur inférieur d'un système à cycle combiné en injectant une grande quantité de vapeur (25 % de la masse du flux d'air) dans la chambre de combustion **Figure 2.6**.

L'injection de vapeur, n'ayant pas l'effet de refroidissement de l'évaporation de l'eau injecté, peut néanmoins donner un meilleur mélange et des niveaux de pression dynamique

inférieurs à l'injection d'eau et peut être incorporée relativement simplement dans un cycle combiné gaz et vapeur.



**Figure 2.6:** Modélisation dynamique d'un cycle de Cheng



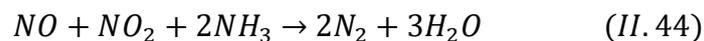
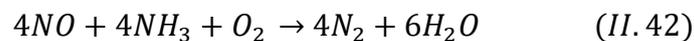
**Figure 2.7:** Le taux de production de NOx avec injection d'eau/vapeur

### **II.10.3 / RÉDUCTION CATALYTIQUE SÉLECTIVE**

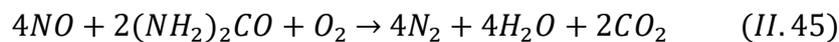
La réduction catalytique sélective des NOx a été brevetée aux États-Unis par Engelhard Corporation en 1957, RCS est un moyen de convertir les oxydes d'azote (NOx), à l'aide d'un catalyseur, en azote (N<sub>2</sub>) et en eau (H<sub>2</sub>O) dans une réaction d'oxydoréduction.

Un agent réducteur, généralement de l'ammoniac (NH<sub>3</sub>), de l'ammoniac aqueux (pour les installations industrielles), ou une solution d'urée (dans les automobiles) est injecté dans la chambre du catalyseur par une injection et mélangé à un flux de gaz d'échappement, la réaction de réduction a lieu lorsque les gaz traversent la chambre du catalyseur.

L'équation chimique de la réaction stoechiométrique utilisant de l'ammoniac anhydre ou aqueux est :



La réaction pour l'urée est :



Les catalyseurs de (RCS) sont fabriqués à partir de divers matériaux, généralement à base de tungstène (ou vanadium, molybdène, zéolites) sous forme oxydée.

Les catalyseurs à base de métaux tels que le vanadium et le tungstène, n'ont pas une grande durabilité thermique, mais sont moins chers et fonctionnent très bien dans température industriel. Les catalyseurs à base de zéolite peuvent fonctionner à des températures plus élevées que les catalyseurs à base de métaux communs jusqu'à 1120K.

### **II.11 / L'ÉVOLUTION DES SYSTÈMES SÈCHE À FAIBLE TENEUR EN NOX (DLN) :**

Les coûts élevés des systèmes ci-dessus ont incité d'explorer l'utilisation de mélanges non stœchiométriques pour réduire la température de la flamme dans les systèmes Dry Low NOx [2.12].

L'idée générale d'une chambre de combustion sèche à faible teneur en NOx (DLN) est de générer un mélange de combustible et d'air pauvre (lean) bien mélangé avant d'entrer dans la chambre de combustion de la turbine à gaz, si le carburant et l'air sont mélangés avant la combustion on dit une flamme de pré mélange.

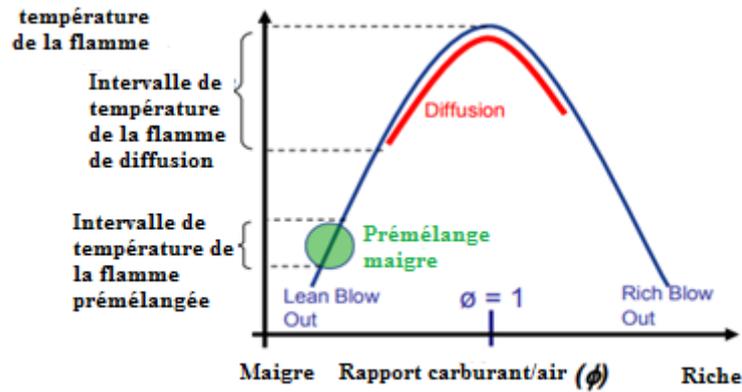
Le mélange pauvre crée une température de flamme relativement basse, qui produit des quantités plus faibles de NOx, et donc la température de combustion et les NOx formés, est une fonction importante du rapport air-carburant.

En utilisant un mélange air/carburant pauvre, le taux de formation de NOx peut être significativement réduit. Ce n'est que dans des conditions riches en combustible qu'une flamme de diffusion donne de faibles émissions de NOx. Avec des problèmes de refroidissement la chambre de combustion sans diluer le mélange combustible/air et présente la possibilité d'une combustion incomplète [2.9].

Les premières tentatives ont utilisé des étapes de combustible ou d'air dans lesquelles, après une première combustion, on ajoute de l'air et/ou du combustible, puis de l'air de dilution. Ces systèmes peuvent être riches/pauvres ou pauvres/pauvres dans l'ordre.

Pour le gaz naturel, la stratégie consiste à utiliser des brûleurs DLN incorporant des flammes maigres et pré-mélangées. Les principaux problèmes liés aux flammes de prémélange maigre sont :

- **Stabilité de la flamme** : Pour minimiser la température de la flamme et donc Production de NOx le mélange carburant/air est affaibli au point de se rapprocher le point d'extinction qui peut être atteint sans risque.  
  
Qui rend le mélange essentiellement évité une combustion instable et même un retour de flamme avec des dommages ultérieurs au brûleur.
- **inflexibilité de carburant** : utilisation d'un système hybride dans lequel la majeure partie du combustible est brûlée dans un brûleur de prémélange, le reste étant fourni à une petite flamme de diffusion pilote intégrée dans le flux.
- **la gamme de refus (turn-down range)** : turn-down stable est obtenue en incorporant plusieurs brûleurs dans la chambre de combustion qui peuvent être éteints systématiquement, en maintenant un profil de température uniforme dans la turbine avec la réduction du débit d'air du compresseur à une charge partielle grâce à des aubes directrices d'entrée variables.



**Figure 2.8:** Température de flamme en fonction de rapport air/carburant

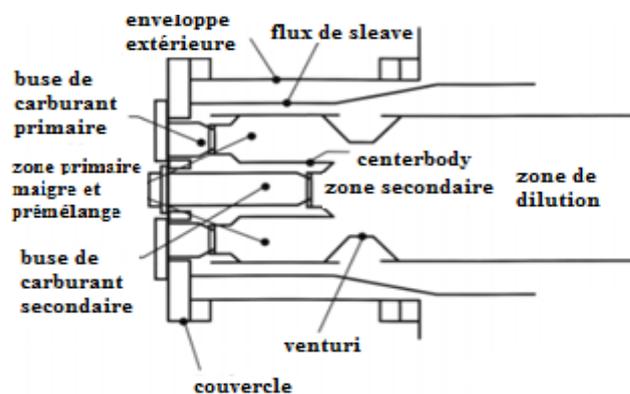
## II.12 / GENERAL ELECTRIC DLN SYSTÈMES

Le premier système DLN développé par GE a été testé à Houston Lighting and Power en 1980 et a atteint les objectifs d'émission de l'EPA à l'époque, soit 75 ppmv NOx.

Les développements ultérieurs ont conduit aux conceptions actuelles des chambres de combustion, désignées DLN-1 et DLN-2. Toutes deux sont basées sur le principe du pré-mélange pauvre mais diffèrent par leur géométrie détaillée.

### II.12.1 / GENERAL ELECTRIC DLN-1 SYSTEM

Le développement du DLN-1 a commencé dans les années 1970 dans le but de produire un système de pétrole sec (Dry-oil-system) pour répondre aux normes de l'Agence de protection de l'environnement des États-Unis, normes de performance de l'Agence pour les nouvelles sources de 75 ppmvd NOx à 15% O<sub>2</sub> [2.13] **Figure 2.9.**



**Figure 2.9:** Chambre de combustion DLN 1

### II.12.1.1 / CHAMBRE DE COMBUSTION DLN-1

La chambre de combustion GE DLN-1 est une chambre de combustion à prémélange à deux étages conçue pour être utilisée avec du gaz naturel et capable de fonctionner avec du combustible liquide. Le système de combustion comprend quatre composants principaux : le système d'injection de carburant, la chemise, le venturi et l'ensemble capuchon/corps central.

La conception du DLN-1 intègre un processus complexe de fuel-staging (ravitaillement en carburant) pour atteindre la pleine charge (full-load), a full load les buses primaires fournissent un mélange gaz/air prémélangé pauvre à la flamme qui brûle à la sortie de la buse secondaire, La recirculation après un venturi stabilise la flamme et de l'air de dilution est ajouté en aval.

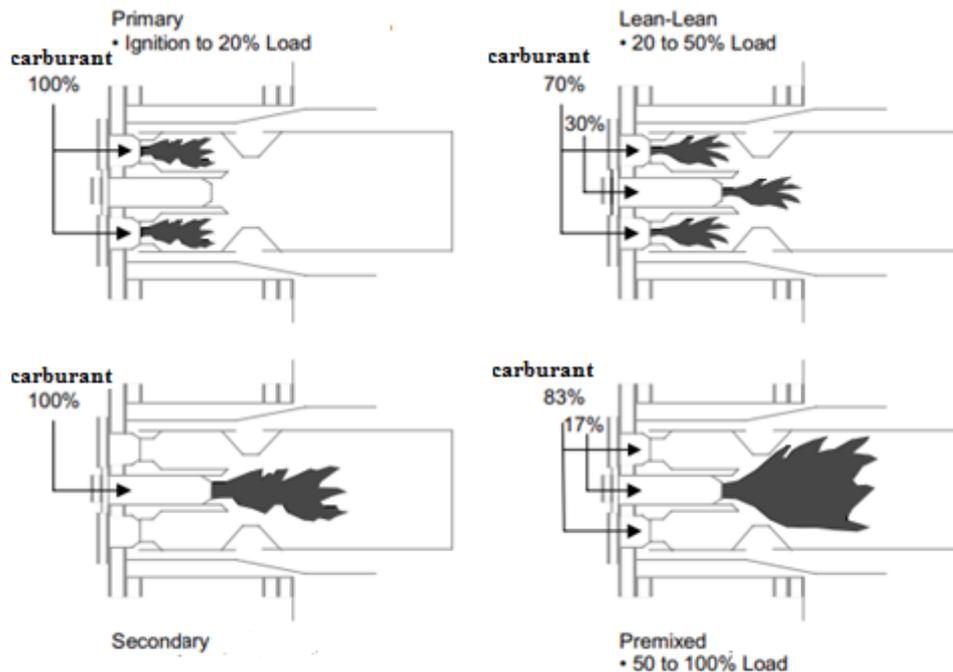
Pour une faible production de NOx le mélange air / carburant primaire est très pauvre donc, pour une stabilité et combustion efficace, une flamme pilote et divers géométriques des dispositions sont prises pour maintenir l'allumage du mélange principal.

### II.12.1.2 / MODES D'OPÉRATION DLN-1

Le système de combustion GE DLN-1 fonctionne en quatre modes distincts **Figure 2.10** :

- **Mode Primaire** : le carburant est injecté uniquement dans les buses primaires, qui rend la flamme n'est qu'au dans la zone primaire.  
Le mode primaire est utilisé pour l'allumage, accélération et l'opération de la machine sur des charges faibles à moyennes, jusqu'à une température de référence de combustion présélectionnée est atteinte.
- **Mode Lean-Lean** : le carburant est injecté pour les des buses primaires et secondaires, fait que la flamme est dans les deux zones primaire et secondaire  
Le mode lean-lean est utilisé pour des charges intermédiaires entre deux températures de référence de combustion présélectionnées.
- **Mode Secondaire** : le carburant est injecté à la buse secondaire uniquement, ce qu'il fait la flamme est dans la zone secondaire uniquement  
Le mode secondaire est un état de transition entre les modes "lean lean" et "premix",  
Ce mode est nécessaire pour éteindre la flamme dans la zone primaire, avant que le carburant ne soit réintroduit dans ce qui devient le prémélange primaire.

- **Mode Premix** : le carburant est injecté dans les buses primaires et secondaires, mais la flamme est uniquement dans l'étage secondaire. Le mode premix est réalisé au point de conception de température de référence de la combustion, dans ce mode on atteint les émissions optimales générées.



**Figure 2.10:** Modes de fonctionnement de la chambre de combustion GE DLN-1

Le système d'injection de carburant primaire est utilisé pendant l'allumage et le fonctionnement à charge partielle. Le système injecte également la plus grande partie du carburant pendant le fonctionnement en prémélange et doit être capable de stabiliser la flamme. Le système GE DLN-1 utilise cinq/six injecteurs de carburant primaire selon la taille de la machine, ce qui permet d'obtenir une flamme de diffusion bien stabilisée qui brûle efficacement à l'allumage et pendant le fonctionnement à charge partielle.

Un swirler monté sur l'extrémité aval du capuchon/corps central Cela crée un écoulement tourbillonnaire qui agite la zone d'interface entre la flamme pilote et l'écoulement de l'étage principal et garantit que la flamme se diffuse continuellement du pilote à la surface intérieure du mélange air-carburant sortant du premier étage.

## II.12.2 / GENERAL ELECTRIC DLN-2 SYSTEM

DLN-2 a été développé sans le corps central et venturi de DLN-1, économisant ainsi l'air de refroidissement nécessaire pour ces Composants. DLN-2 est une conception à un seul étage à cinq buses mélangeuses. Le mélange pauvre provenant des buses est tourbillonné dans la chambre de combustion où la décomposition du tourbillon et la recirculation stabilisent la flamme [2.13].

La première chambre de combustion DLN-2 a été exploitée commercialement à Florida P&L Martin Station en 1994 et a atteint < 25 ppm NOx et 15 ppm CO.

### II.12.2.1 / CHAMBRE DE COMBUSTION DLN-2

Le système de combustion DLN-2 est un brûleur à deux modes à un étage qui peut fonctionner à la fois avec du combustible gazeux et liquide **Figure 2.11**.

La chambre de combustion fonctionne en mode de diffusion à faible charge (<50% de charge) et en mode prémélangé à forte charge (> 50% de charge). Le système puisse fonctionner en mode de diffusion sur toute la charge, une injection de diluant serait nécessaire pour la réduction des NOx.

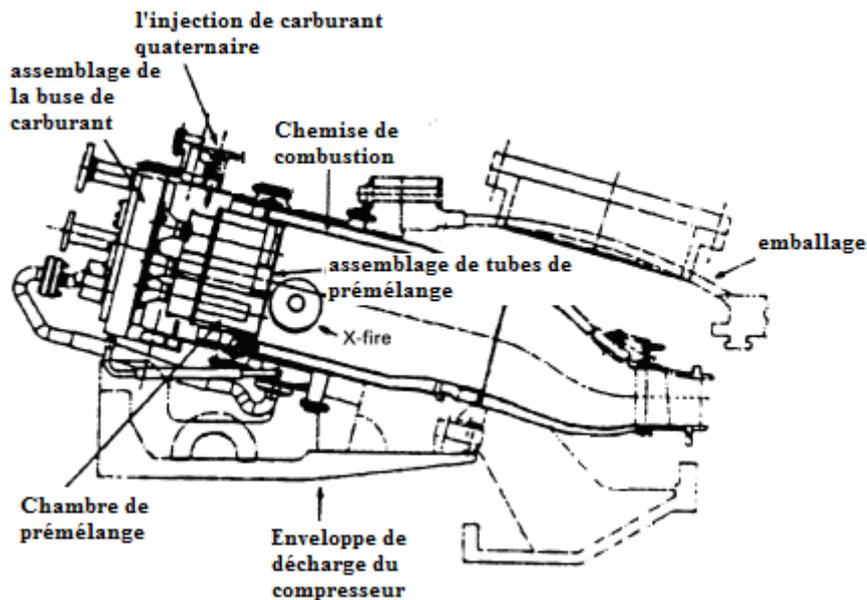
En opérant à faibles émissions, 90 % du carburant gazeux est injecté par des d'injection radiale de gaz dans le prémélangeur, et l'air de combustion est mélangé au carburant dans des tubes entourant chacune des cinq buses de carburant. Les tubes du prémélangeur font partie de l'assemblage.

Le combustible et l'air sont bien mélangés, sortent des cinq buses à grande vitesse et entrent dans la zone de combustion où se produit une combustion pauvre et à faible teneur en NOx.

Les systèmes d'alimentation des flux de carburant DLN-2 sont les suivants:

- **Carburant primaire** - le gaz combustible entrant par les ouvertures de diffusion du gaz dans le swirler de chacun des quatre injecteurs de carburant extérieurs.
- **Carburant secondaire** - le gaz pré-mélanger entrant par les ouvertures dans l'injecteur de gaz combustible de chacun des quatre injecteurs de carburant extérieurs.

- **Carburant tertiaire** - le gaz pré-mélanger délivré par les ouvertures de l'injecteur de gaz combustible de la buse de carburant intérieure.
- **Le système quaternaire** - injecte une petite quantité de carburant dans le flux d'air juste en haut des swirlers de la buse de carburant.



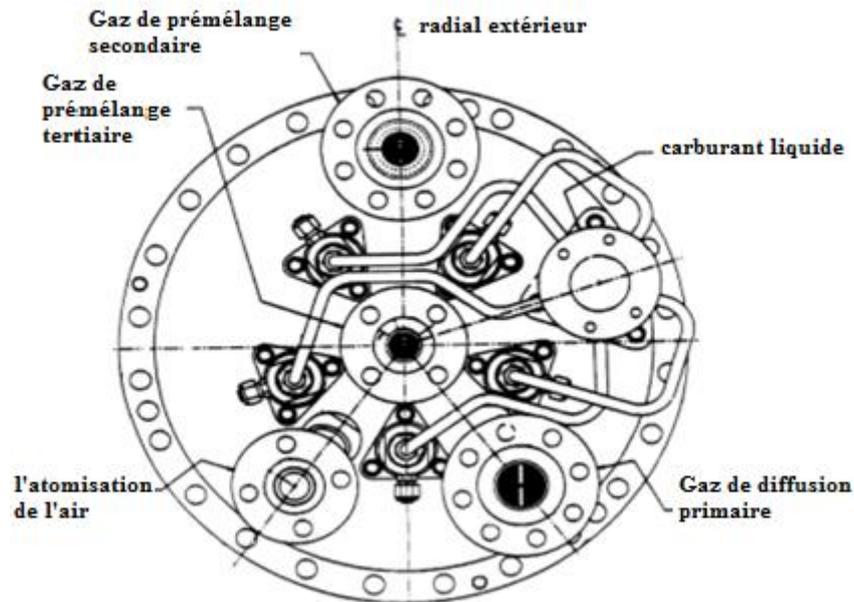
**Figure 2.11:** Chambre de combustion GE DLN-2

### II.12.2.2 / MODES D'OPERATION DLN-2

Le système de combustion GE DLN-2 fonctionne dans plusieurs modes différents :

- **Primaire** – le carburant est injecté uniquement sur le côté primaire des quatre buses de carburante avec une flamme de diffusion.  
Le mode primaire est utilisé de l'allumage jusqu'à une vitesse corrigée de 81%.
- **Lean-Lean** - le carburant est injecté vers les buses de carburant primaire (de diffusion) et buse unique de carburant tertiaire (prémélange).  
Ce mode est utilisé à partir d'une vitesse corrigée de 81% jusqu'à une température de référence de combustion présélectionnée. Si nécessaire, le mode pauvre peut être utilisé sur toute la zone de charge de la turbine.  
Le pourcentage du débit de combustible primaire est modulé sur toute la durée de fonctionnement en fonction de la température de référence de la combustion.

- **Transfert de prémélange** – C'est état de transition entre les modes lean-lean et premix. dans ce mode, les vannes de régulation de gaz primaire et secondaire modulent leur position finale pour le mode suivant.  
La valve de séparation du prémélange est également modulée pour maintenir une séparation de débit tertiaire constante.
- **Prémélange piloté**- Le carburant est dirigé vers les buses de carburant primaire, secondaire et tertiaire. Ce mode existe lorsque le contrôle de la température est désactivé comme mode intermédiaire entre le mode pauvre et le mode prémélange  
Ce mode existe également comme mode par défaut hors du mode prémélange et, dans le cas où le fonctionnement en mode prémélange n'est pas souhaité.  
La répartition des combustibles primaires, secondaires et tertiaires est constante pendant ce mode de fonctionnement.
- **Prémélange** - Le carburant est dirigé vers les passages de combustible secondaire, tertiaire et quaternaire qui fait une flamme prémélangée existe dans la chambre de combustion.  
La charge minimale pour un fonctionnement en prémélangé est définie par la température de référence de combustion, elle varie généralement de 50 % avec la chaleur de prélèvement d'entrée activée à 65 % avec la chaleur de prélèvement d'entrée désactivée.  
Le passage du mode prémélange au mode prémélange piloté ou du mode prémélange piloté au mode prémélange, peut se produire chaque fois que la température de référence de combustion est supérieure à 1204 C. Les émissions optimales sont générées en mode prémélange.
- **Tertiaire à pleine vitesse sans charge (FSNL)** - Initié lors d'un événement d'ouverture de disjoncteur de toute charge > 12,5%  
Le carburant est dirigé vers le buse tertiaire uniquement et l'appareil fonctionne en mode FSNL secondaire pendant au moins 20 secondes, puis passe en mode lean-lean.



**Figure 2.12:** Vue extérieure des injecteurs de carburant DLN-2

### **II.12.3 / EVOLUTION DE DLN-2.6**

Les mesures de régulation sur le marché américain dans le au début des années 1990 a conduit à la nécessité de développer un système de combustion pour le Frame 7FA. Le résultat de ce développement est le DLN-2.6 [2.13].

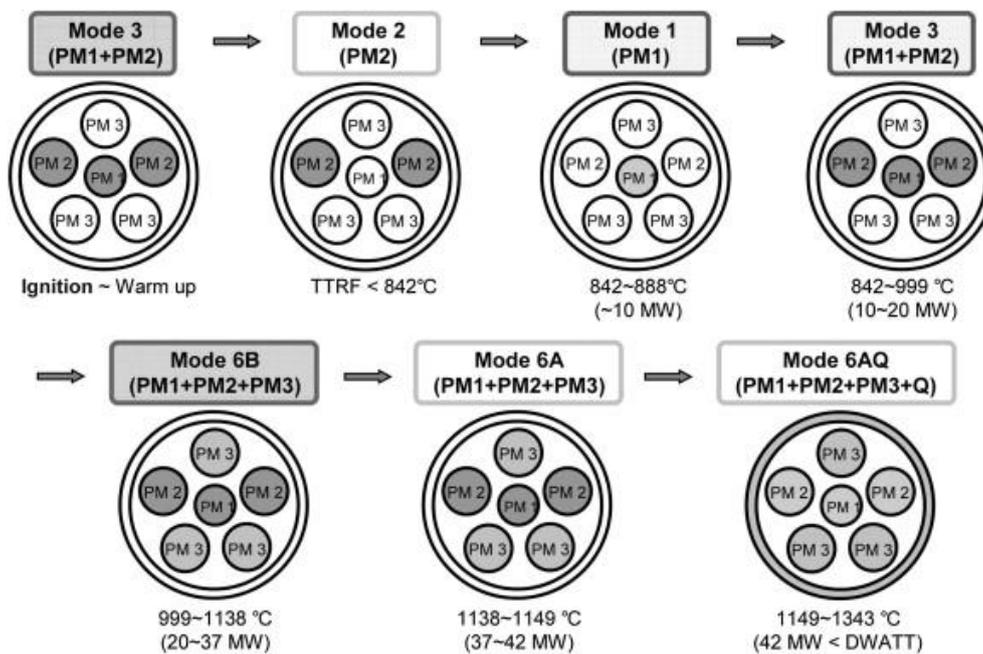
La réduction des niveaux de NOx du DLN-2 à 25 ppm à 9 ppm a nécessité le passage d'environ 6 % d'air supplémentaire dans les prémélangeurs de la chambre de combustion, cette modification des flux d'air a été réalisée grâce à la réduction des flux d'air de refroidissement. Le brûleur DLN-2 a été adopté comme base de la nouvelle chambre de combustion en raison de ses excellentes caractéristiques de stabilisation de la flamme.

La principale caractéristique de la nouvelle configuration est l'ajout d'un sixième brûleur situé au centre des cinq brûleurs DLN-2 existants. En alimentant la buse centrale séparément des buses extérieures, le rapport air-carburant peut être modulé par rapport aux buses extérieures, ce qui permet d'obtenir une réduction de la charge de base d'environ 100C avec 9 ppm de NOx.

La chambre de combustion DLN-2.6 aurait nécessité cinq manifolds de carburant, au lieu de quatre sur la DLN2, un autre système a été proposé pour faire fonctionner la machine au démarrage et à faible charge, ce qui a permis d'éliminer le mode de diffusion. Il en est résulté une chambre de combustion à prémélange seulement, avec 4 manifolds : 3 manifolds

de prémélange dirigeant le combustible vers les six brûleurs, et un quatrième manifold de prémélange pour l'injection de combustible quaternaire pour la réduction de la dynamique.

Les trois premiers manifolds de prémélange, désignés PM1, PM2 et PM3, sont configurés de manière à ce qu'un nombre quelconque (1 à 6) de brûleurs puissent fonctionner à tout moment, Le manifold PM1 alimente la buse centrale, le manifold PM2 alimente les deux buses extérieures situées au niveau des tubes de tir croisé et le manifold PM3 alimente les trois autres buses extérieures.



**Figure 2.13:** Stratégie d'allumage, d'accélération et de démarrage de la DLN-2.6

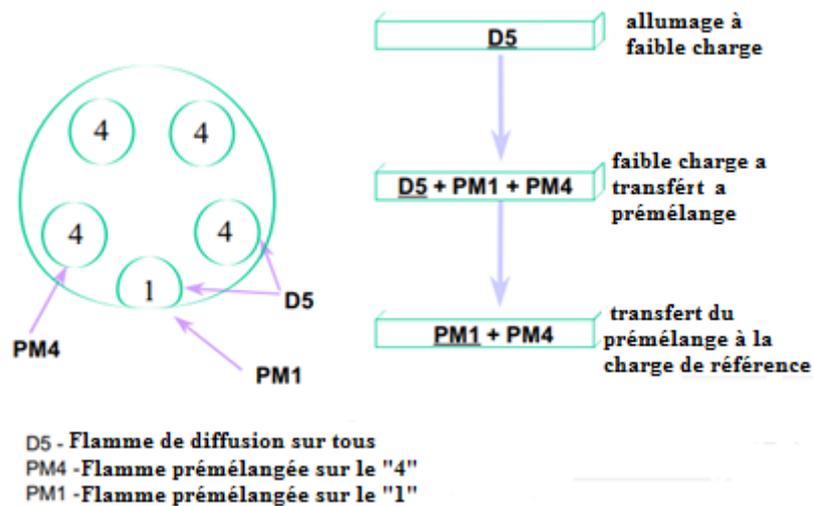
## II.12.4 / EVOLUTION DE DLN-2+

Fin 1996, une version améliorée du Cadre 9FA a été introduite. Appelé 9FA+e, le cycle de cette machine augmentait le débit d'air et de carburant vers le système de combustion d'environ 10 %, En plus, la machine était destinée à être utilisée avec des combustibles gazeux dont la teneur en chaleur varie entre 70 et 100 % du gaz naturel, tout en maintenant de faibles émissions. Pour répondre à ces exigences, une version actualisée de la DLN-2, appelée DLN-2+, a été développée [2.13].

Par comparaison avec le DLN-2, les principaux changements se concentrent dans la disposition de la buse de carburant et de l'embout, les deux ont considérablement élargis pour l'augmentation du débit volumétrique du carburant. En plus, la buse du combustible a été

redessinée pour améliorer encore la marge de maintien de la flamme, réduire la chute de pression et améliorer la stabilité de la flamme de diffusion.

Les gains supplémentaires en termes de différence de vitesse de flamme résultent d'une aérodynamique plus propre dans les prémélangeurs. Ceci est réalisé grâce à une nouvelle conception de swirlers. La géométrie de la buse et les améliorations de la stabilité de la flamme de diffusion permettent l'utilisation d'une flamme de diffusion sur chaque buse. Cela élimine le mode "lean lean" du DLN-2.



**Figure 2.14:** Stratégie d'allumage, d'accélération et de démarrage de la DLN-2

**II.13 / CONCLUSION**

Les fabricants de turbines à gaz ont développé avec succès des systèmes de combustion sèche à faible teneur en NOx (Dry Low NOx) pour la combustion du gaz naturel qui répondent aux exigences environnementales actuelles. Plusieurs améliorations de géométries de chambre de combustion et stratégies de contrôle sont utilisées, mais toutes sont basées sur le principe de la réduction de la température de la flamme.

Aujourd'hui, presque tous les fabricants de turbines à gaz utilisent une forme de chambre de combustion de turbine à gaz à mélange pauvre pour leurs moteurs à turbine à gaz. Cela rend DLN actuellement la méthode de conception de chambre de combustion la plus utilisée pour réduire les émissions pollutant.

Ce perfectionnement de la conception des chambres de combustion DLN devrait permettre d'avoir des émissions de NOx de < 9 ppm.

## **Chapitre III**

### **Modélisation et simulation du cycle combiné**

### III.1/ INTRODUCTION :

Les caractéristiques de l'air d'admission à l'entrée de compresseur de la TG et CC jouent un rôle très important dans la puissance de la turbine à gaz et la puissance de cycle combiné globalement. Car les performances thermiques des cycles combinés dépendent principalement du cycle de gaz, ce qui a un impact très important sur le rendement global du cycle.

Le gaz et la vapeur du cycle sont tous deux reliés par un équipement important et c'est la chaudière de récupération (HRSG) qui transforme l'énergie thermique des gaz rejetés en eau qui circule dans le cycle vapeur.

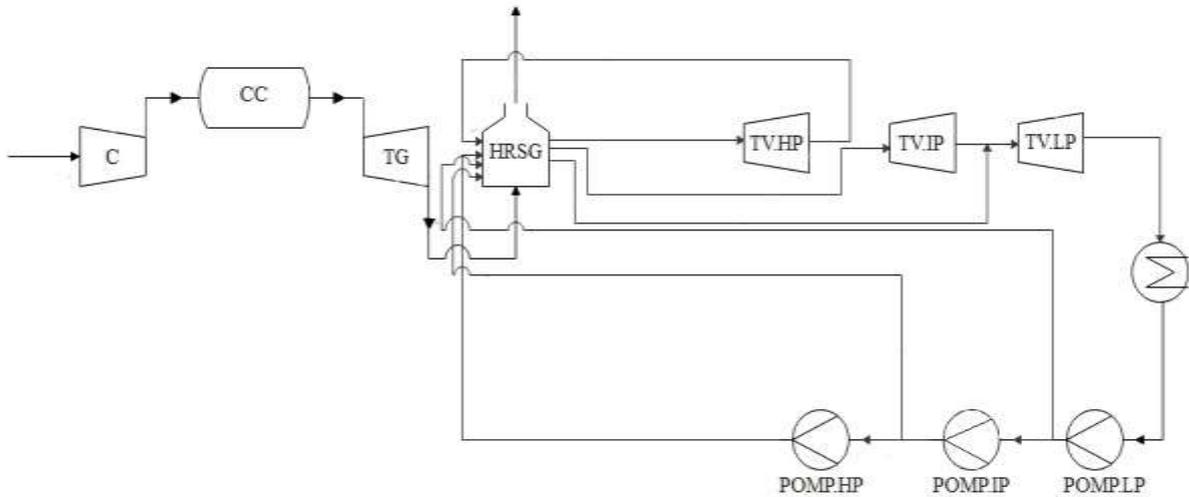
L'objet de notre étude est de présenter une méthode numérique pour le calcul thermodynamique du cycle combiné afin d'étudier ses performances. Pour faire la simulation numérique on utilise logiciel EES (Engineering Equation Solver).

### III.2/ ETUDE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE COMBINE

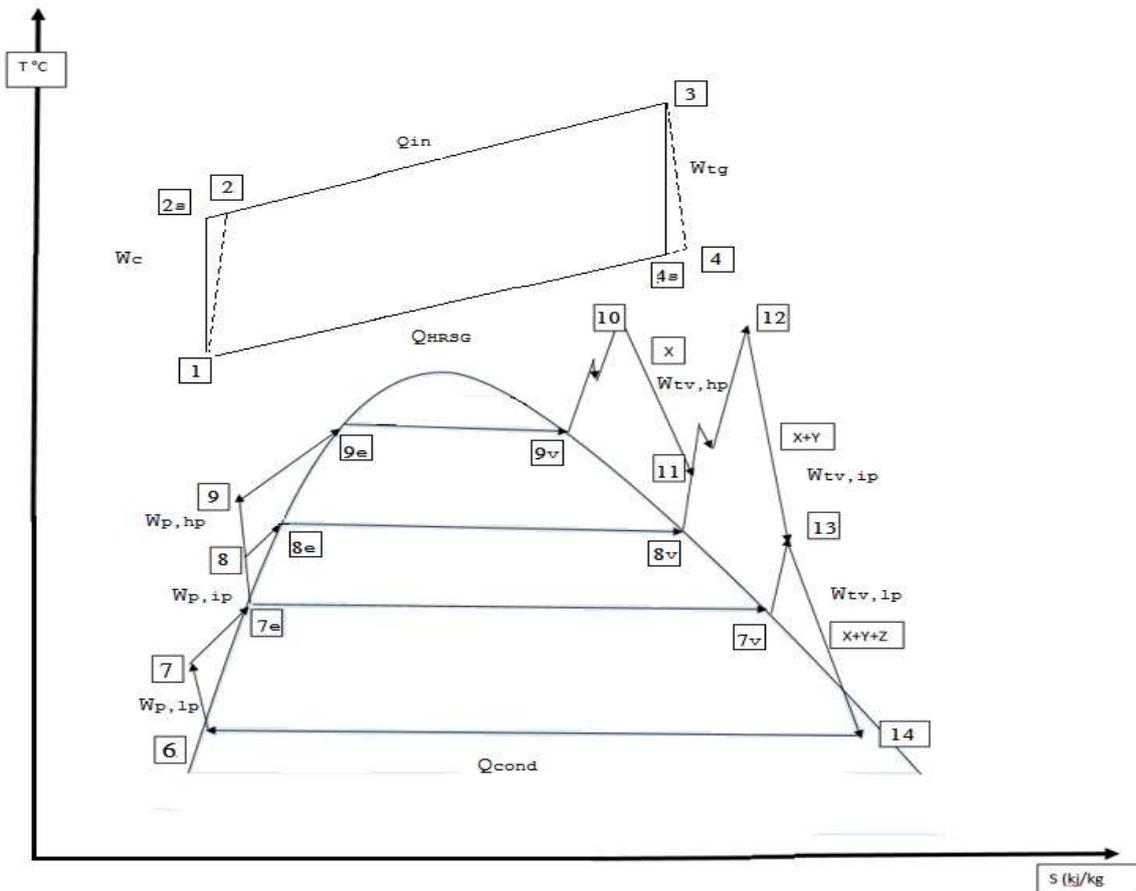
La forme idéal du cycle gaz (cycle de Brayton) se compose de deux processus isobares (system de chambre combustion et l'échappement des gaz), et deux processus isentropiques (la compression et la détente).

Le cycle de brayton est un cycle ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués vers l'atmosphère ou vers la chaudière de récupération dans les cycles combinés. Avec l'aide du HRSG le cycle vapeur se absorbe l'énergie thermique du gaz d'échappement et la transformer en énergie mécanique **Figure 3.1 [3.1]**.

La forme idéal du cycle vapeur (cycle de Rankin) se compose de deux processus isobares (vaporisation du l'eau et liquéfaction du vapeur), et deux processus isentropique (la compression et la détente), en ajoutant une surchauffeur le cycle est nommé Cycle HIRN.



**Figure 3.1 :** Diagramme simplifiant le cycle des plantes



**Figure 3.2 :** Diagramme T-S du cycle de la centrale

**III.3/ DONNÉE DE L'ÉTUDE :**

Les données utilisées dans le cadre de cette étude ont été prises à partir des différentes références, la table contient les valeurs fournies par des références **Tableau 3.1.**

Composants	Paramètres	Symboles	Unités	Valeurs
<b>Compresseur</b>	Température d'entrée de l'air	$T_{amb}$	K	288,08
	Pression d'entrée de l'air	$P_{amb}$	Kpa	103.79
	Taux de compression	$\tau_c$	---	18
	Débit massique de l'air	$\dot{m}_a$	Kg/s	625
	Rendement isentropique	$\eta_{is,c}$	---	0.85
<b>Chambre de combustion</b>	Débit massique de combustible	$\dot{m}_c$	Kg/s	16.5
	Pouvoir calorifique	PCI	Kj/Kg	45039.5
<b>Turbine</b>	Température d'admission des gaz	$T_3$	K	1650
	Débit massique de gaz	$\dot{m}_{gaz}$	Kg/s	645.5
	Rendement isentropique	$\eta_{is,th}$	---	0.86
<b>HRSG</b>	Température de sortie de gaz	$T_5$	K	359
	Température d'admission de la vapeur HP	$T_{hp}$	K	839.15
	Température d'admission de la vapeur IP	$T_{ip}$	K	839.15
	Temperature d'admision de la vapeur LP	$T_{lp}$	K	585.95
	Pression d'entrée de vapeur HP	$P_{hp}$	Kpa	13290
	Pression d'entrée de vapeur IP	$P_{ip}$	Kpa	2447

<b>Turbine à vapeur</b>	Pression d'entrée de vapeur LP	$P_{lp}$	Kpa	363
	Rendement isentropique de pompe HP	$\eta_{pmp, hp}$	---	0.82
	Rendement isentropique de pompe IP	$\eta_{pmp, ip}$	---	0.71
	Rendement isentropique de pompe LP	$\eta_{pmp, lp}$	---	0.70
	Rendement isentropique de turbine HP	$\eta_{tv, hp}$	---	0.81
	Rendement isentropique de turbine IP	$\eta_{tv, ip}$	---	0.89
	Rendement isentropique de turbine LP	$\eta_{tv, lp}$	---	0.88
<b>Condenseur</b>	Pression de condenseur	$P_c$	Kpa	10.6
	Température de condenseur	$T_c$	K	312

**Tableau 3.1 :** Donnée du cycle combine de la centrale

### III.4/ MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE DE L'INSTALLATION

#### III.4.1/ ETUDE THERMODYNAMIQUE DE CYCLE GAZ

##### III.4.1.1/ COMPRESSEUR

Le processus de compression d'air représenté par les segments (1-2s) pour le cas isentropique et (1-2) pour le cas réel [3.1] . On va déterminer la température de sortie de compresseur  $T_2$  et la pression de sortie  $P_2$ .

$$P_2 = P_1 \tau \quad (III.1)$$

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

$$\gamma = \frac{c_{p_{air}}}{c_{p_{air}} - r_{air}} \text{ avec } r_{air} = \frac{R}{M_{air}} \quad (III.3)$$

En tenant compte du rendement isentropique du compresseur  $\eta_{is,c}$ . La température réelle à la sortie du compresseur  $T_2$  est donnée par la relation suivante :

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{is,c}} \quad (III.4)$$

Le travail de compresseur est défini par la formule :

$$W_c = C_{p_{air}}(T_2 - T_1) \quad (III.5)$$

$$W_c = (H_2 - H_1) \quad (III.6)$$

$H_2$  est donné par:

$$H_2 = \frac{H_{2is} - H_1}{\eta_{is,c}} + H_1 \quad (III.7)$$

La puissance de compresseur est définie par la formule :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C_{p_{air}}(T_2 - T_1) \quad (III.8)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a(H_2 - H_1) \quad (III.9)$$

### III.4.1.2/ CHAMBRE DE COMBUSTION

La chambre de combustion sert principalement à créer de l'énergie thermique pour le cycle par une réaction de combustion [3.2].

On va déterminer la chaleur de combustion  $Q_{in}$  par la relation suivant :

$$Q_{in,tag} = (C_{p_{gaz}}T_3 - C_{p_{air}}T_2) \quad (III.10)$$

$$Q_{in,tag} = (H_3 - H_2) \quad (III.11)$$

La puissance thermique produite dans la chambre de combustion est donnée par :

$$\dot{Q}_{in,tag} = \dot{m}_c \cdot PCI \quad (III.12)$$

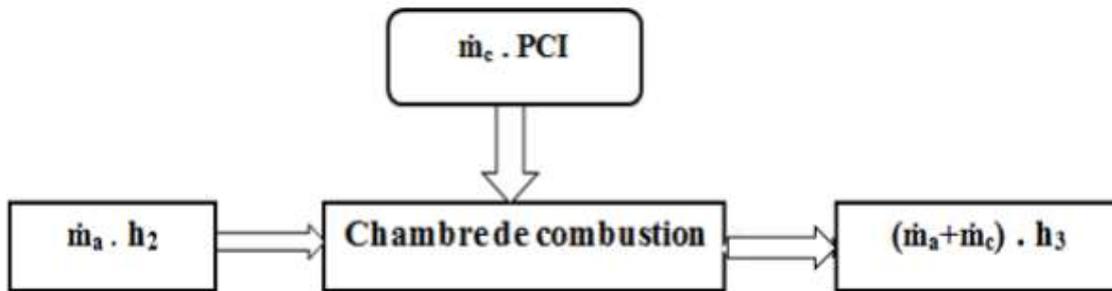
$$\dot{Q}_{in,tag} = (\dot{m}_c + \dot{m}_a)H_3 - \dot{m}_a H_2 \quad (III.13)$$

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

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (III.14)$$

$$f = \frac{cp_{gaz}T_3 - cp_{air}T_2}{\eta_{cc} \cdot PCI - cp_{gaz}T_3} \quad (III.15)$$

La majorité des turbines à gaz de cycle combiné utilisent généralement le gaz naturel comme combustible. Le Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel varie en fonction de la composition chimique du gaz (teneur en méthane, propane, en butane et autres).



$$H_3 = \frac{\dot{m}_c PCI + \dot{m}_a H_2}{\dot{m}_a + \dot{m}_c} \quad (III.16)$$

### III.4.1.3/ TURBINE DE DÉTENTE À GAZ

Le processus de détente réalisé dans la turbine à gaz par le segment (3-4s) pour le cas isentropique et (3-4) pour le réel.

La pression d'entrée dans la turbine est donnée par la relation suivante :

$$P_3 = P_2(1 - \Delta P) \quad (III.17) \quad \Delta P: \text{perte de pression}$$

La température isentropique à la sortie de la turbine  $T_{4is}$  est donnée par la relation :

$$T_{4is} = T_3 \tau'^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (III.18)$$

$$\tau' = \frac{P_3}{P_4} \quad (III.19)$$

La température réelle à la sortie de turbine est donnée par :

$$T_4 = T_3 - \eta_{is,tg}(T_3 - T_{4is}) \quad (III.20)$$

Le travail de la turbine de détente est donné par :

$$W_{tag} = (1 + f)Cp_{gaz}(T_3 - T_4) \quad (III. 21)$$

$$W_{tag} = (1 + f)(H_3 - H_4) \quad (III. 22)$$

La puissance de la turbine est donnée par la relation :

$$\dot{W}_{tag} = \dot{m}_g(1 + f)Cp_{gaz}(T_3 - T_4) \quad (III. 23)$$

$$\dot{W}_{tag} = \dot{m}_g(1 + f)(H_3 - H_4) \quad (III. 24)$$

La chaleur de source froide est définie par la formule :

$$Q_{sf,tag} = Cp_{gas}T_4 - Cp_{air}T_1 \quad (III. 25)$$

$$Q_{sf,tag} = H_4 - H_1 \quad (III. 26)$$

La puissance thermique est définie par la formule :

$$\dot{Q}_{sf,tag} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)Cp_{gas}T_4 - \dot{m}_aCp_{air}T_1 \quad (III. 27)$$

$$\dot{Q}_{sf,tag} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)H_4 - \dot{m}_aH_1 \quad (III. 28)$$

Le rendement isentropique de la turbine de détente est donné par la formule :

$$\eta_{is,tg} = \frac{H_3 - H_4}{H_3 - H_{4is}} \quad (III. 29)$$

#### **III.4.1.4/ CALCUL DES PERFORMANCES DU CYCLE A GAZ**

Le travail net de cycle total est donné par la relation :

$$W_{tag,net} = W_{tg} - W_c \quad (III. 30)$$

La puissance nette délivrée par la turbine à gaz est :

$$\dot{W}_{tag,net} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_c \quad (III. 31)$$

On définit également le rapport de travail de retour BWR (Back Work Rate) qui désigne la fraction de puissance de la turbine nécessaire pour l'entraînement de compresseur :

$$BRW = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{tg}} \quad (III.32)$$

Le Rendement de la turbine à gaz est directement lié à la chaleur produite dans la chambre de combustion par la relation :

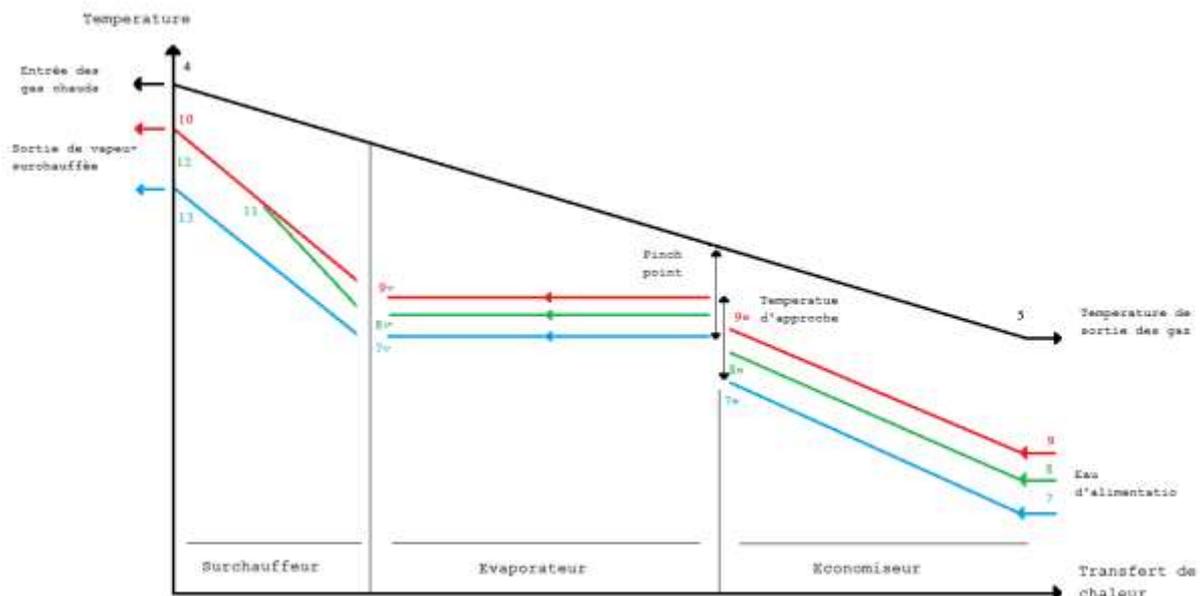
$$\eta_{TAG} = \frac{W_{tag,net}}{Q_{in,tag}} \quad (III.33)$$

$$\eta_{TAG} = \frac{\dot{W}_{tag,net}}{\dot{Q}_{in,tag}} \quad (III.34)$$

### III.4.2/ CHAUDIÈRE DE RÉCUPÉRATION (HRSG)

Les unités HRSG sont conçues de manière rentable pour les opérations de cycles intensifs qui permettent de réduire le coût de l'électricité, d'améliorer les performances, d'augmenter la fiabilité et de renforcer la flexibilité.

De nombreuses options sont disponibles, telles que la combustion supplémentaire, la SCR pour la réduction des NOx, le catalyseur de CO pour la réduction des émissions, et les systèmes de by-pass des gaz d'échappement pour le fonctionnement des turbines à gaz à cycle simple dans une installation à cycle combiné.



**Figure 3.3 :** Transfert de chaleur des gaz chauds à l'eau et à la vapeur

La chaleur contenue dans les gaz d'échappement est donnée par :

$$Q_{echap} = (H_4 - H_5) \quad (III.35)$$

$$\dot{Q}_{echap} = \dot{m}_{gaz}(H_4 - H_5) \quad (III.36)$$

Les capacités des différents composants de HRSG sont données par les expressions suivantes

**L'économiseur :**

$$\dot{Q}_{eco, hp} = \dot{m}_{v, hp}(H_{9e} - H_9) \quad (III.37)$$

$$\dot{Q}_{eco, ip} = \dot{m}_{v, ip}(H_{8e} - H_8) \quad (III.38)$$

$$\dot{Q}_{eco, lp} = (\dot{m}_{v, lp} + \dot{m}_{v, ip} + \dot{m}_{v, hp})(H_{7e} - H_7) \quad (III.39)$$

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{Q}_{eco, hp} + \dot{Q}_{eco, ip} + \dot{Q}_{eco, lp} \quad (III.40)$$

**L'évaporateur :**

$$\dot{Q}_{evap, hp} = \dot{m}_{v, hp}(H_{9v} - H_{9e}) \quad (III.41)$$

$$\dot{Q}_{evap, ip} = \dot{m}_{v, ip}(H_{8v} - H_{8e}) \quad (III.42)$$

$$\dot{Q}_{evap, lp} = \dot{m}_{v, lp}(H_{7v} - H_{7e}) \quad (III.43)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{evap, hp} + \dot{Q}_{evap, ip} + \dot{Q}_{evap, lp} \quad (III.44)$$

**La surchauffeur :**

$$\dot{Q}_{sch, hp} = \dot{m}_{v, hp}(H_{10} - H_{9v}) \quad (III.45)$$

$$\dot{Q}_{sch, ip} = \dot{m}_{v, ip}(H_{11} - H_{8v}) + (\dot{m}_{v, ip} + \dot{m}_{v, hp})(H_{12} - H_{11}) \quad (III.46)$$

$$\dot{Q}_{sch, lp} = \dot{m}_{v, lp}(H_{13} - H_{7v}) \quad (III.46)$$

$$\dot{Q}_{sch} = \dot{Q}_{sch, hp} + \dot{Q}_{sch, ip} + \dot{Q}_{sch, lp} \quad (III.47)$$

La chaleur récupérée par le HRSG est déterminée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{Q}_{eco} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{sch} \quad (III. 48)$$

La chaleur perdue désigne la chaleur qui n'a pas été récupérée et rejetée dans l'environnement. Son expression est:

$$\dot{Q}_{perdue} = \dot{Q}_{echap} - \dot{Q}_{HRSG} \quad (III. 49)$$

Et la température d'approche:

$$\Delta T_{app} = (T_{sat,i} - T_i) \quad (III. 50) \quad i: \text{niv de pression ( hp, ip, lp)}$$

### **III.4.3/ ETUDE THERMODYNAMIQUE DE CYCLE VAPEUR**

La puissance de la turbine à vapeur est directement liée à la récupération et conversion de la chaleur dans le HRSG.

On détermine les fractions du cycle par :

$$\text{Fraction HP} = X = \frac{\dot{m}_{v, hp}}{\dot{m}_v} \quad (III. 51)$$

$$\text{Fraction IP} = Y = \frac{\dot{m}_{v, ip}}{\dot{m}_v} \quad (III. 52)$$

$$\text{Fraction LP} = Z = \frac{\dot{m}_{v, lp}}{\dot{m}_v} \quad (III. 53)$$

#### **III.4.3.1/ LE RENDEMENT DES POMPES D'ALIMENTATION**

Le rendement isentropique des pompes d'alimentation est donnée par :

$$\eta_{pmp, lp} = \frac{H_{7is} - H_6}{H_7 - H_6} \quad (III. 54)$$

$$\eta_{pmp, ip} = \frac{H_{8is} - H_{7e}}{H_8 - H_{7e}} \quad (III. 55)$$

$$\eta_{pmp, hp} = \frac{H_{9is} - H_8}{H_9 - H_8} \quad (III. 56)$$

### III.4.3.2/ LE RENDEMENT DES TURBINES À VAPEUR :

Le rendement isentropique des turbines de détente est donnée par :

$$\eta_{tv, hp} = \frac{H_{11} - H_{10}}{H_{11is} - H_{10}} \quad (III. 57)$$

$$\eta_{tv, ip} = \frac{H_{13} - H_{12}}{H_{13is} - H_{12}} \quad (III. 58)$$

$$\eta_{tv, lp} = \frac{H_{14} - H_{13}}{H_{14is} - H_{13}} \quad (III. 59)$$

### III.4.3.3/ CALCUL DU TRAVAIL FOURNI PAR LES POMPES

Le travail des pompes d'alimentation est calculé avec les formules suivant :

$$W_{pmp, lp} = H_7 - H_6 \quad (III. 60)$$

$$\dot{W}_{pmp, lp} = (\dot{m}_{v, lp} + \dot{m}_{v, ip} + \dot{m}_{v, hp})(H_7 - H_6) \quad (III. 61)$$

$$W_{pmp, ip} = H_8 - H_{7e} \quad (III. 61)$$

$$\dot{W}_{pmp, ip} = (\dot{m}_{v, hp} - \dot{m}_{v, ip})(H_8 - H_{7e}) \quad (III. 62)$$

$$W_{pmp, hp} = H_9 - H_8 \quad (III. 63)$$

$$\dot{W}_{pmp, ip} = \dot{m}_{v, hp}(H_8 - H_{7e}) \quad (III. 64)$$

$$W_{pmp} = (X + Y + Z). W_{pmp, lp} + (X + Y). W_{pmp, ip} + X. W_{pmp, hp} \quad (III. 65)$$

$$\dot{W}_{pmp} = \dot{W}_{pmp, lp} + \dot{W}_{pmp, ip} + \dot{W}_{pmp, hp} \quad (III. 66)$$

### III.4.3.4/ CALCUL DU TRAVAIL DES TURBINES

Le travail des turbines de détente est calculé avec les formules suivant :

$$W_{tv, hp} = (H_{10} - H_{11}) \quad (III. 67)$$

$$\dot{W}_{tv, hp} = \dot{m}_{v, hp}(H_{10} - H_{11}) \quad (III. 68)$$

$$W_{tv,ip} = (H_{12} - H_{13}) \quad (III.69)$$

$$\dot{W}_{tv,ip} = (\dot{m}_{v,hp} + \dot{m}_{v,ip})(H_{12} - H_{13}) \quad (III.70)$$

$$W_{tv,lp} = (H_{13} - H_{14}) \quad (III.71)$$

$$\dot{W}_{tv,lp} = (\dot{m}_{v,hp} + \dot{m}_{v,ip} + \dot{m}_{v,lp})(H_{13} - H_{14}) \quad (III.72)$$

$$W_{tav} = X \cdot W_{tv,hp} + (X + Y)W_{tv,ip} + (X + Y + Z)W_{tv,lp} \quad (III.73)$$

$$\dot{W}_{tv} = \dot{W}_{tv,hp} + \dot{W}_{tv,ip} + \dot{W}_{tv,lp} \quad (III.74)$$

### **III.4.3.5/ CALCUL DES PERFORMANCES DU CYCLE A VAPEUR**

Quantité de chaleur requise pour la production de vapeur :

$$Q_{sc,tav} = X * (h_{10} - h_9) + Y * (h_{11} - h_8) + (X + Y) * (h_{12} - h_9) + Z * (h_{13} - h_7) \quad (III.75)$$

Quantité de chaleur perdue dans le condenseur :

$$Q_{sf,tav} = (X + Y + Z) * (h_6 - h_{14}) \quad (III.76)$$

Le travail net de cycle total est donné par la relation :

$$W_{Tav,net} = W_{tav} - W_{pmp} \quad (III.77)$$

La puissance nette délivrée par la turbine à vapeur est:

$$\dot{W}_{Tav,net} = \dot{W}_{tav} - \dot{W}_{pmp} \quad (III.78)$$

Le Rendement de la turbine à gaz est donnée par :

$$\eta_{TAV} = \frac{W_{Tav,net}}{Q_{sc}} \quad (III.79)$$

$$\eta_{TAV} = \frac{\dot{W}_{Tav,net}}{\dot{Q}_{HRSG}} \quad (III.80)$$

### **III.4.4/ CALCUL DES PERFORMANCES DU CYCLE COMBINÉ :**

Pour calculer le rendement du cycle il faut connaître les enthalpies du fluide moteur aux divers points caractéristiques du cycle la plupart des points de cycle ont été calculés directement par EES.

**III.4.4.1/ PUISSANCE NET DU CYCLE COMBINÉ :**

On va calculer la puissance net du cycle combine par la relation suivant :

$$\dot{W}_{CCnet} = \Delta P(\dot{W}_{Tag,net} + \dot{W}_{Tav,net}) \quad (III.81) \quad \Delta P : \text{puissance consommée par les auxiliaires}$$

**III.4.4.2/ RENDEMENT DU CYCLE COMBINE**

Le rendement du cycle combine est donnée par la relation suivante :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{tag,net} + \dot{W}_{Tav,net}}{\dot{Q}_{in,tag}} \quad (III.82)$$

$$\eta_{CC} = \eta_{Tag} + \eta_{Tav} \left( \frac{\dot{Q}_{HRSG}}{\dot{Q}_{in}} \right) \quad (III.83)$$

La puissance électrique pour chaque tranche:

$$\dot{W}_{ele,tr} = \dot{W}_{cc,net} - \dot{W}_{pmp} \quad (III.84)$$

Et la puissance électrique totale de la centrale (3 tranche) :

$$\dot{W}_{ele} = 3 * \dot{W}_{ele,tr} \quad (III.85)$$

**III.5/ RÉSULTATS ET DISCUSSION**

<i>Points</i>	T (K)	P (Kpa)	H (Kj/Kg)	S (Kj/Kg.K)
<i>1</i>	288.1	103.8	288.5	5.654
<i>2</i>	712.2	1868	723.9	5.754
<i>2is</i>	648	---	658.6	5.654
<i>3</i>	1650	1868	1819	6.723
<i>4</i>	927.3	103.8	970.8	6.875
<i>4is</i>	809.6	---	832.8	6.723
<i>5</i>	359	103.8	465.4	6.133

**Tableau 3.2 :** Les résultats de calcul de cycle à gaz

Points	T (K)	P (Kpa)	H (Kj/Kg)	S (Kj/Kg.K)
<b>6</b>	312	10.6	196.6	0.6642
<b>7</b>	320	363	197.1	0.6647
<b>7is</b>	320.1	363	197	0.6642
<b>7e</b>	413.3	363	590	1.741
<b>7v</b>	413.3	363	2734	6.929
<b>8</b>	413.8	2447	593.2	1.743
<b>8is</b>	413.5	2447	592.3	1.741
<b>8e</b>	496	2447	956.7	2.544
<b>8v</b>	496	2447	2802	6.264
<b>9</b>	415.4	13290	607.4	1.75
<b>9is</b>	414.8	13290	604.8	1.743
<b>9e</b>	605.8	13290	1542	3.578
<b>9v</b>	605.8	13290	2655	5.414
<b>10</b>	839.2	13290	3509	6.643
<b>11</b>	611.2	2447	3099	6.806
<b>11is</b>	570.6	2447	3003	6.643
<b>12</b>	839.2	2447	3610	7.517
<b>13</b>	586	363	3094	7.657
<b>13is</b>	547.3	363	3014	7.657
<b>14</b>	320.1	10.6	2514	7.904
<b>14is</b>	320.1	10.6	2435	7.904

**Tableau 3.3 :** Les résultats de calcul de cycle à vapeur

<b>Résultats des calculs thermodynamique de cycle (Kj/Kg)</b>		
<b>Cycle à gaz</b>	Travail du compresseur	435.5
	Quantité de chaleur source chaude du cycle	1095
	Travail de la turbine à gaz	870.3
	Travail net du cycle gaz	434.9
	Rapport de travail de retour Back work rate	0.4875
<b>HRSG</b>	Travail de l'ensemble l'économiseur	1155
	Travail de l'ensemble l'évaporateur	1313
	Travail de l'ensemble surchauffeur	1184
	Quantité de chaleur contenue dans les gaz d'échappements	505.5
	Travail du HRSG	3651
<b>Cycle vapeur</b>	Travail du l'ensemble des pompes	14.37
	Quantité de chaleur source chaude du cycle	3310
	Travail du l'ensemble de Turbines	1348
	Travail net du cycle vapeur	1334
<b>Cycle combine</b>	Travail net du cycle combine	1768

**Tableau 3.4 :** Les résultats de calcul de travail de cycle combiné

<b>Résultats des calculs thermodynamique de cycle (Kw)</b>		
<b>Cycle à gaz</b>	Puissance du compresseur	272163
	Puissance de la turbine à gaz	286164
	Puissance net du cycle gaz	558327
<b>HRSG</b>	Puissance de l'ensemble l'économiseur	115929
	Puissance de l'ensemble l'évaporateur	131723
	Puissance de l'ensemble surchauffeur	118849
	Puissance contenue dans les gaz d'échappement	324259
	Puissance du HRSG	366501
<b>Cycle vapeur</b>	Puissance du l'ensemble des pompes	1442
	Puissance du l'ensemble de Turbines	135345
	Puissance net du cycle vapeur	133902

<b>Cycle combine</b>	Puissance net du cycle combine	415866
	Puissance électrique du cycle combine par tranche	414424
	Puissance électrique de la centrale totale	1243272

**Tableau 3.5 :** Les résultats de calcul de puissance de cycle combiné

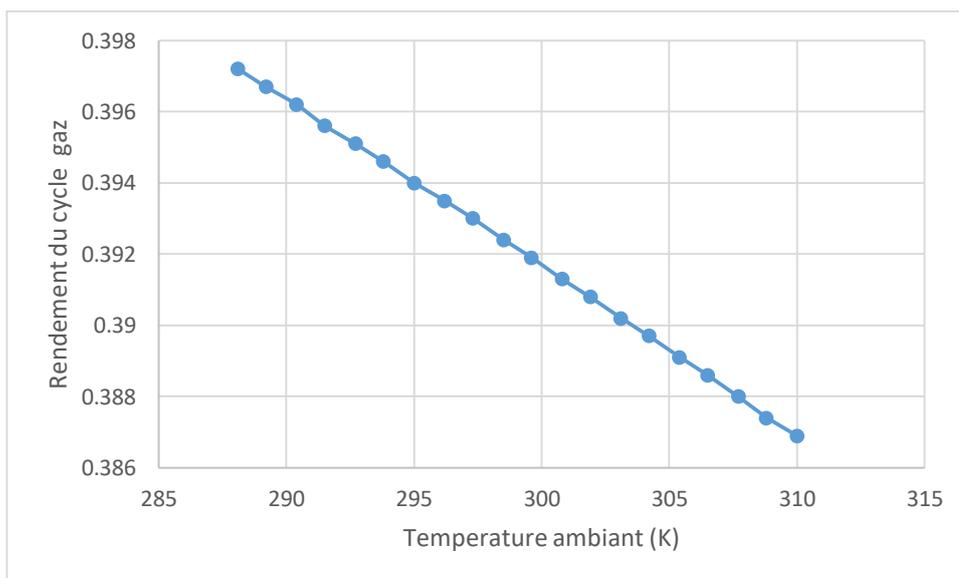
<b>Résultats des calculs thermodynamique de cycle</b>		
<b>Cycle à gaz</b>	Rendement net du cycle à gaz	0.3972
<b>Cycle vapeur</b>	Rendement net du cycle à vapeur	0.4031
<b>Cycle combine</b>	Rendement net du cycle combine	0.5822

**Tableau 3.6 :** Les résultats de calcul de rendement de cycle combiné

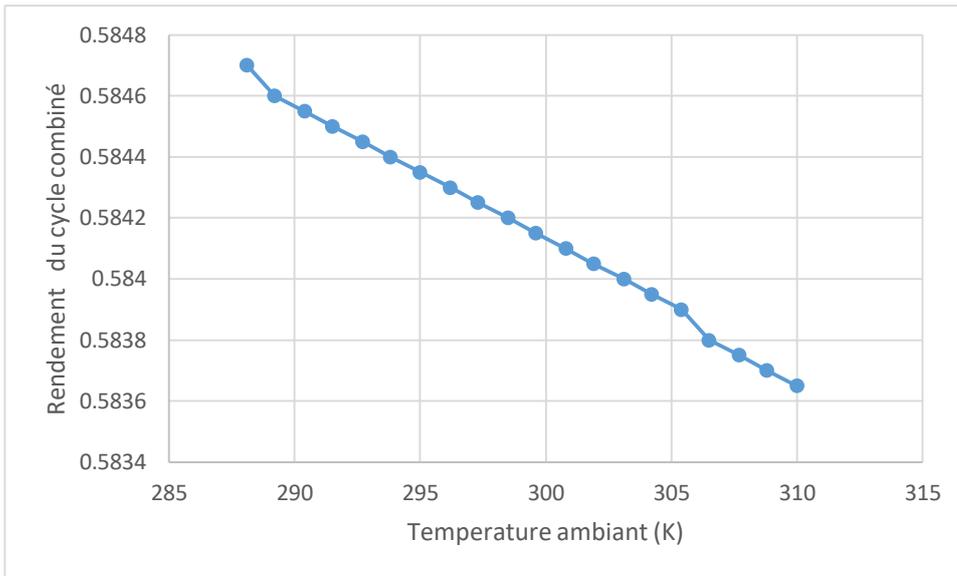
### III.5.1/ INFLUENCE DE TEMPÉRATURE AMBIANTE SUR LE CYCLE

#### GAZ

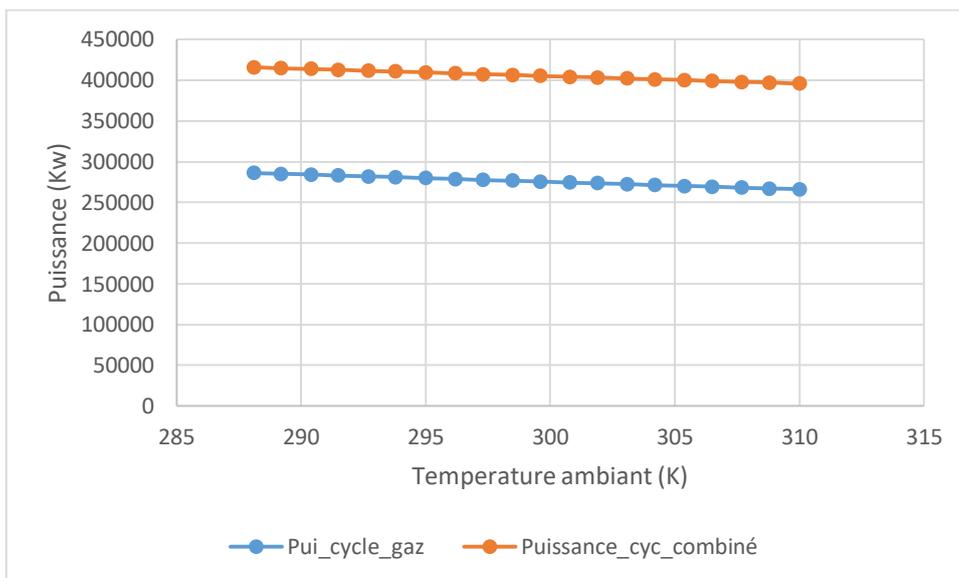
La température ambiante de la région de Cherrhell (Hadjret ennous) varie 10 C° - 32C° en moyen (suivant la saison hiver-été et l'heure), on va varier la température d'admission ces deux limites et on observe le résultat dans le rendement et le travail de cycle.



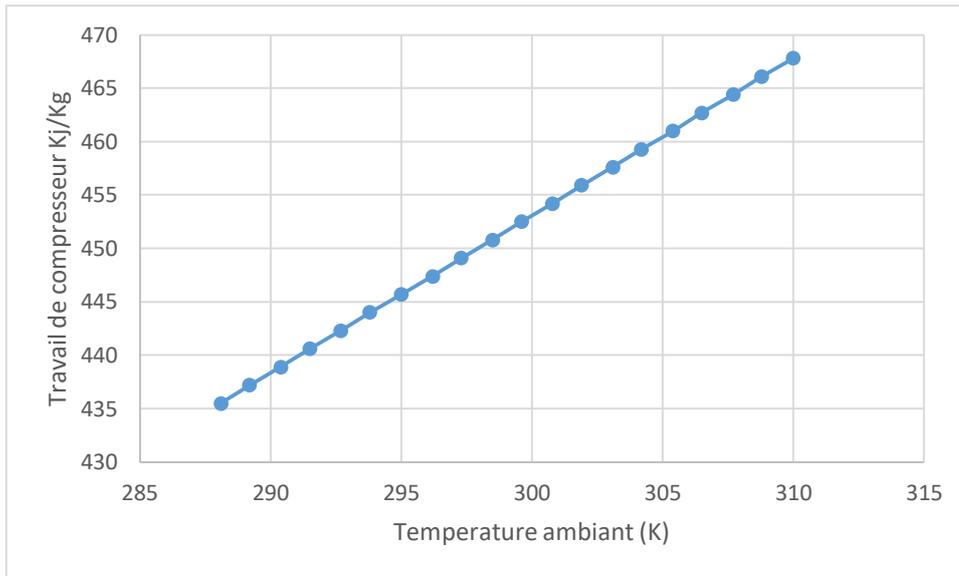
**Figure 3.4 :** Variation de rendement de cycle gaz en fonction de température ambiante



**Figure 3.5 :** Variation de rendement de cycle combiné en fonction de température ambiante



**Figure 3.6 :** Variation de puissance de cycle gaz et combine en fonction de température ambiante



**Figure 3.7 :** Variation de travail de compresseur en fonction de température ambiante

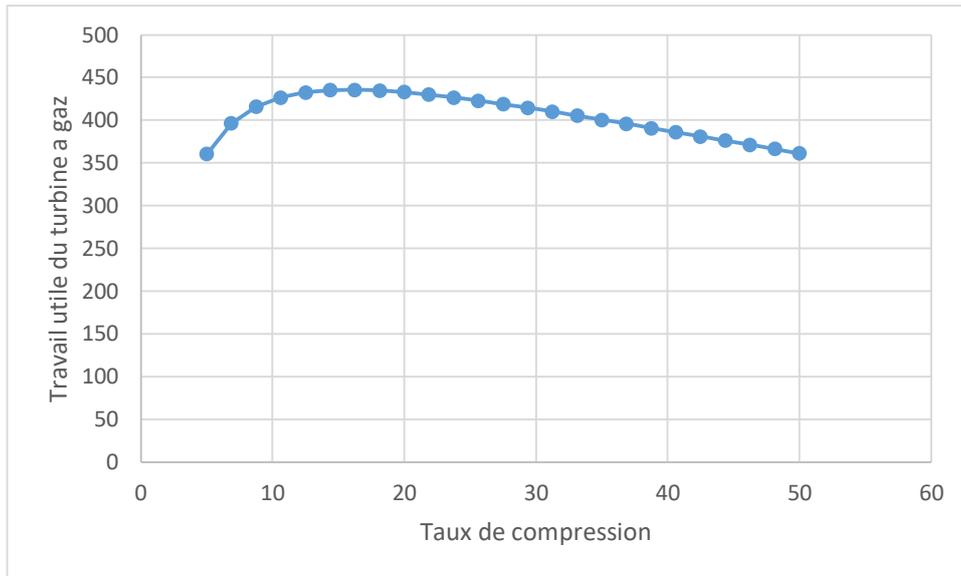
### **III.5.1.1/ ANALYSE DU RÉSULTAT**

Comme nous pouvons le voir, la température ambiante a un impact important sur le cycle du gaz, même si ce n'est pas un grand problème ici en Algérie dans les pays où la température est de +40°C, il est nécessaire d'utiliser des refroidisseurs (chillers) pour diminuer la température de l'air avant d'entrer dans le compresseur.

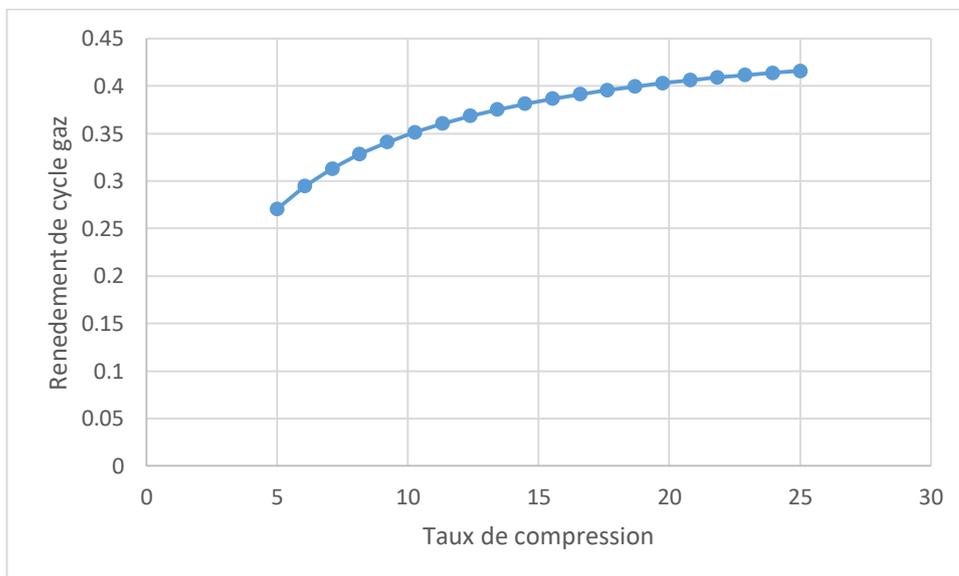
### **III.5.2/ INFLUENCE DE TAUX DE COMPRESSION SUR LE**

#### **RENDEMENT DE CYCLE GAS**

L'utilisation d'un compresseur plus ou moins efficace peut avoir un impact direct sur l'ensemble du cycle du gaz, avec cette variation de taux de compression on peut observer cet effet.



**Figure 3.8 :** Influence de taux de compression sur le travail utile de turbine à gaz



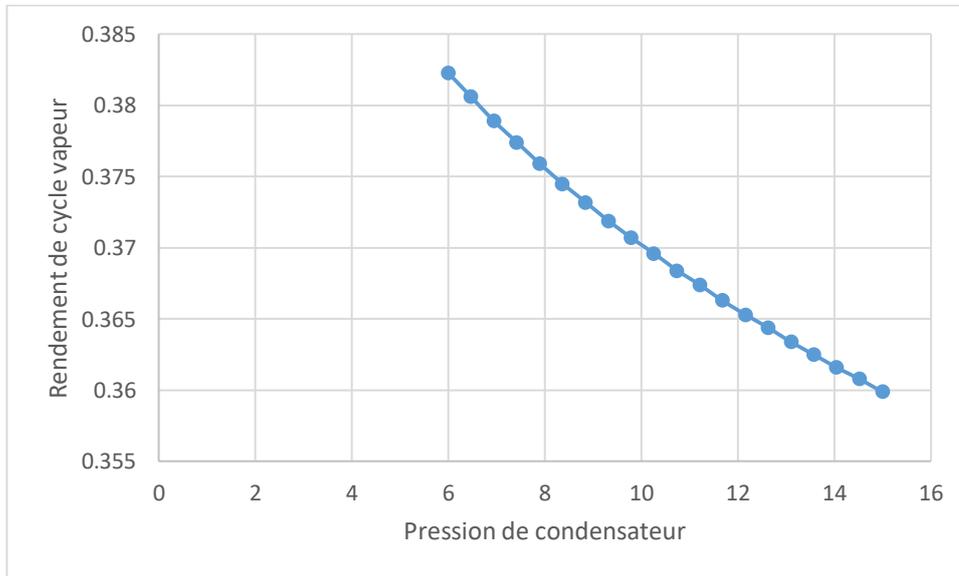
**Figure 3.9 :** Influence de taux de compression sur le rendement de cycle gaz

### **III.5.2.1/ ANALYSE DU RÉSULTAT**

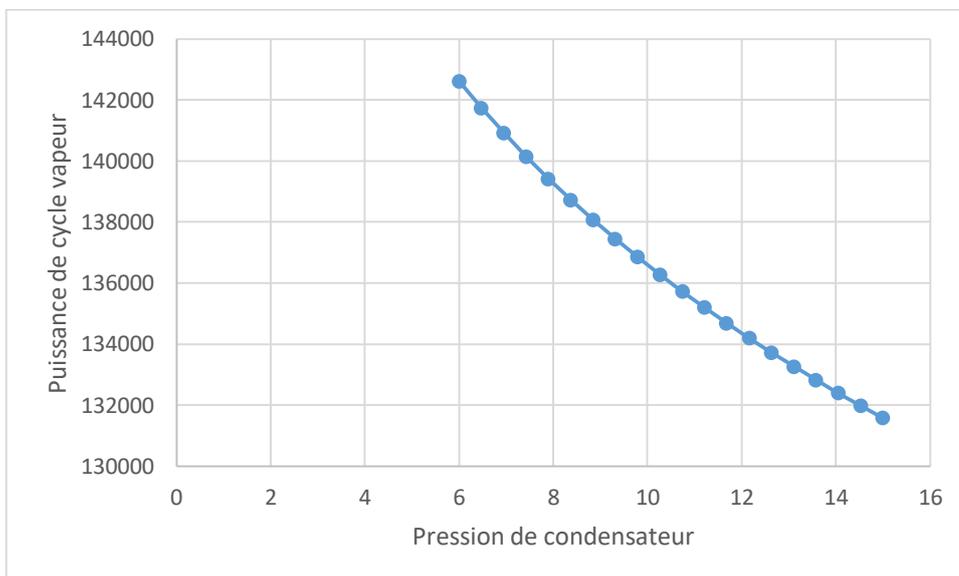
On voit dans la figure que le taux de compression détermine le rendement du cycle. Plus on augmente le taux de compression, plus le rendement de cycle augmente. La température la plus élevée du cycle se produit à la fin du processus de combustion, et elle est limitée par la température maximale que les aubes de la turbine peuvent supporter. Cela limite également les rapports de pression qui peuvent être utilisés dans le cycle.

### III.5.3/ INFLUENCE DE PRESSION DE CONDENSEUR SUR LE CYCLE VAPEUR

Une variation de pression de condenseur allant de 6 à 15 Kpa est effectuée sur le cycle vapeur pour observer le impact sur le rendement et la puissance de cycle.



**Figure 3.10 :** Influence de pression de condenseur sur le rendement de cycle vapeur



**Figure 3.11 :** Influence de pression de condenseur sur la puissance de cycle vapeur

### **III.5.3.1/ ANALYSE DU RÉSULTAT**

Les deux figures montrent que la pression de condenseur joue un rôle important sur augmentation de rendement et la puissance de cycle plus en diminue la pression de condenseur plus la puissance du cycle augmente .

### **III.6/ CONCLUSION**

Dans ce chapitre, les différents résultats de la simulation numérique du cycle combiné sont présentés et discutés, au début on calcule tous les points et les grandeurs énergétique du cycle avec l'aide de logiciel EES est avoir une générales idée sur le rendement et la puissance du cycle dans des paramètres fixé.

Il a été procédé à des variations de certains paramètres au niveau des différents composants du cycle combiné, on a varié le taux de compression, la températures ambiant et la pression de condenseur ce qui nous a permis de voir leurs effets sur les puissances de la turbine à gaz/vapeur et du cycle combiné.

L'analyse de ces différentes figures obtenues à partir de la simulation, permet de prévoir les paramètres permettant le fonctionnement optimal de cycle.

## **Chapitre IV**

# **Modélisation de la combustion à l'aide du CFD ANSYS Fluent**

## **IV.1/ INTRODUCTION**

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs et le développement des méthodes numériques ont permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement dans plusieurs configurations, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence.

Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement de différents procédés industriels. Parmi le large éventail des codes de calcul de l'écoulement connus on peut citer : CFX, Fluent, Numeca, Star-CD, Openfoam etc...

Ce chapitre décrit une étude expérimentale de l'émission d'oxydes d'azote (NOX) des modèles non prémélangés et partiellement prémélangés par ANSYS FLUENT avec du gaz naturel de combustion à haute intensité, dans une chambre de combustion à air agité.

Les principales exigences de la chambre de combustion sont d'obtenir un rendement de combustion élevé (c'est-à-dire que le carburant doit brûler complètement) ainsi qu'une faible perte de pression et une distribution de la température de sortie qui convient aux aubes de turbine. Et l'aoûtement de diluant à débit d'air constant produit plus de NOX par kg de CH<sub>4</sub> consommé.

## **IV.2/ MODÉLISATION DU PROCESSUS DE COMBUSTION AVEC COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)**

Les écoulements de fluides sont régis par des équations aux dérivées partielles (PDE), qui sont la représentation des lois de conservation de la masse, de l'impulsion et de l'énergie. CFD vise à remplacer ces systèmes PDE par des ensembles d'équations algébriques qui peuvent être résolues par des ordinateurs.

CFD permet de réaliser les simulations numériques, qui permettent d'avoir un aperçu des schémas d'écoulement, difficiles, coûteux ou impossibles à étudier à l'aide de techniques expérimentales. Avec la capacité croissante des ordinateurs modernes, cette branche du savoir devrait croître rapidement.

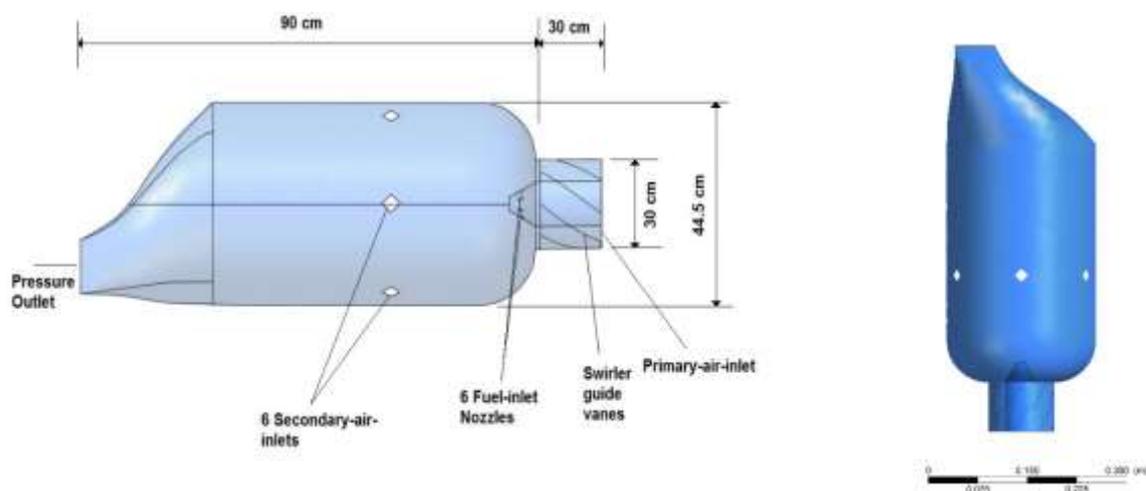
Grâce à CFD, le nombre de mesures peut être considérablement réduit. Les simulations numériques sont moins chères, plus rapides et peuvent être appliquées à un large éventail d'objectifs.

Cette section présente la définition de l'étude de cas, les ressources utilisées, les étapes suivies pour la modélisation et la simulation de la chambre de combustion.

### IV.3/ DESCRIPTION DU PROBLÈME

La chambre de combustion étudiée **Figure 4.1** fait partie d'une heavy duty turbine à gaz utilisée pour la production d'électricité dans une centrale à gaz. La turbine à gaz fonctionne au gaz naturel en cycle combiné, ce qui signifie que les gaz chauds générés par la combustion dans la turbine à gaz sont utilisés pour déplacer une turbine à vapeur.

Le système de combustion est composé de 18 chambres de combustion assemblé dans un arrangement circulaire. Chaque chambre de combustion a une chemise de combustion et une pièce de transition qui dirige les gaz chauds produits lors de la combustion vers la turbine et des injecteurs qu'il conduit le gaz combustible dans la chambre de combustion à travers des trous calibrés qui favorisent une forte turbulence favoriser le mélange entre l'air comprimé provenant du compresseur et le carburant.

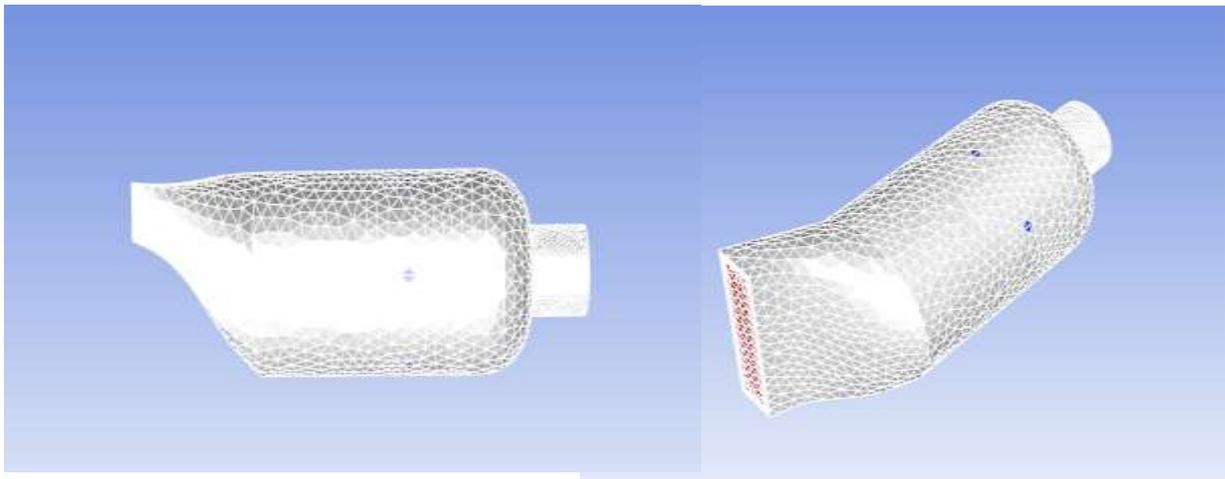


**Figure 4.1 :** Vue d'ensemble de la géométrie schématiser et en 3D

La géométrie a été simulée et exécutée à l'aide du logiciel CFD Ansys Fluent qui offre nombre de modèles de combustion permettant une définition précise et détaillée des paramètres qui définissent le problème.

Le programme fournit des modèles spécifiques pour prédire les émissions de NOx dans la combustion partiellement pré mélangée et non mélangée.

Les deux modèles choisis sont NOx Prompt Model où se caractérise par la formation de NOx sur une courte période de temps, se produisant principalement dans les régions riches en carburant, et NOx Thermal Model par la méthode Zeldovich [4.1].



**Figure 4.2 :** Maillage de la géométrie

## **IV.4/ DÉFINITION DES PARAMÈTRES**

Après avoir sélectionné le modèle et le maillage il est nécessaire de pour définir modèle visqueux, modèle d'espèce, modèle de rayonnement, les conditions initiales et conditions aux limites, certaines des valeurs de référence sont associées au solveur utilisé par le logiciel, ce qui signifie que toutes ces valeurs ne correspondent pas aux paramètres physiques du problème [4.2].

### **IV.4.1/ MODÈLE VISQUEUX**

Le modèle de turbulence K-epsilon ( $k-\epsilon$ ) est le modèle le plus couramment utilisé dans le calcul de la dynamique des fluides CFD pour simuler les caractéristiques d'écoulement moyen pour des conditions d'écoulement turbulent.

C'est un modèle à deux équations cela signifie qu'il comprend deux équations de transport supplémentaires pour représenter les propriétés turbulentes de l'écoulement. Cela permet à un modèle à deux équations de tenir compte des effets historiques comme la convection et la diffusion de l'énergie turbulente.

La première variable transportée est l'énergie cinétique turbulente,  $k$ . La deuxième variable transportée dans ce cas est la dissipation turbulente,  $\epsilon$ . C'est la variable qui détermine l'échelle de la turbulence, tandis que la première variable,  $k$ , détermine l'énergie dans la turbulence [4.3].

ANSYS FLUENT offre trois modèles

- Modèle standard k-epsilon
- Modèle k-epsilon réalisable
- Modèle RNG k-epsilon

Pour notre simulation nous avons choisi le modèle k-epsilon réalisable car l'avantage immédiat du modèle k- $\epsilon$  réalisable est qu'il fournit des prévisions améliorées pour la vitesse d'étalement des jets plans et ronds. Il présente également des performances supérieures pour les écoulements impliquant la rotation, les couches limites sous de forts gradients de pression défavorables, la séparation et la recirculation. Dans pratiquement toutes les mesures de comparaison, le k- $\epsilon$  réalisable démontre une capacité supérieure à capturer le flux moyen des structures complexes.

#### **IV.4.2/ ÉQUATIONS DE TRANSPORT DU MODÈLE**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (IV.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon + \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} P_b + S_\epsilon \quad (I.2)$$

Ou

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}\right] \quad , \quad \eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad , \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (IV.3) \quad (IV.4) \quad (IV.5)$$

Dans ces équations,  $P_k$  représente la génération de l'énergie cinétique de turbulence due aux gradients de vitesse moyens, calculée de la même manière que le modèle k-epsilon standard.  $P_b$  est la génération de l'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité, calculée de la même manière que le modèle k-epsilon standard [4.3].

### IV.4.3/ MODÉLISATION DE LA VISCOSITÉ TURBULENTE

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (IV.6)$$

Ou

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (IV.7)$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (IV.8)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k \quad (IV.9)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \epsilon_{ijk}\omega_k \quad (IV.10)$$

Ou  $\Omega_{ij}$  est le tenseur moyen de la vitesse de rotation vu dans un référentiel rotatif avec la vitesse angulaire  $\omega_k$ , Les constantes du modèle  $A_0$  et  $A_s$  sont donnés par :

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6}\cos\phi \quad (IV.11) \quad (IV.12)$$

$$\phi = \frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (IV.13) \quad (IV.14)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \quad (IV.15) \quad (IV.16)$$

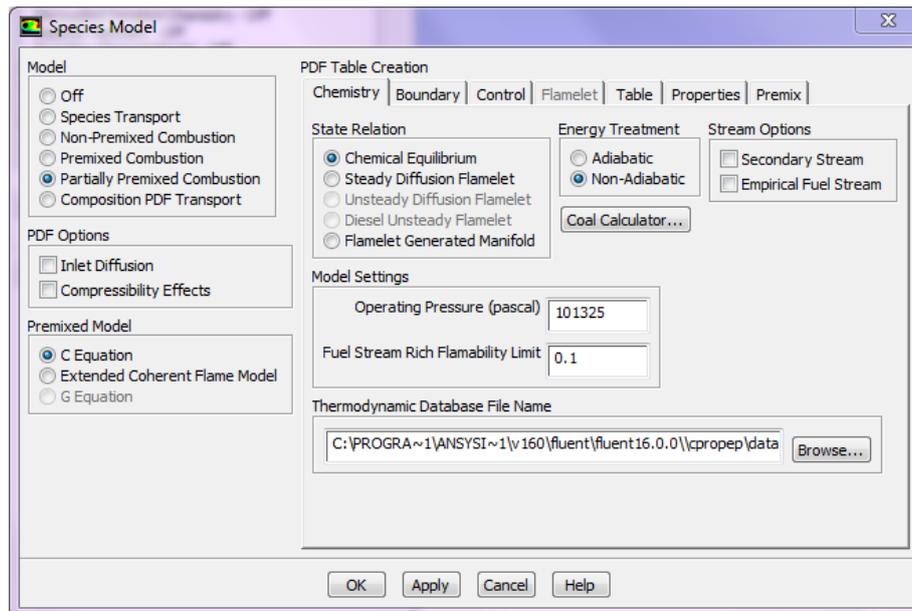
Constantes du modèle

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.2 \quad (IV.17) \quad (IV.18) \quad (IV.19) \quad (IV.20)$$

### IV.4.4/ MODÈLE D'ESPÈCE

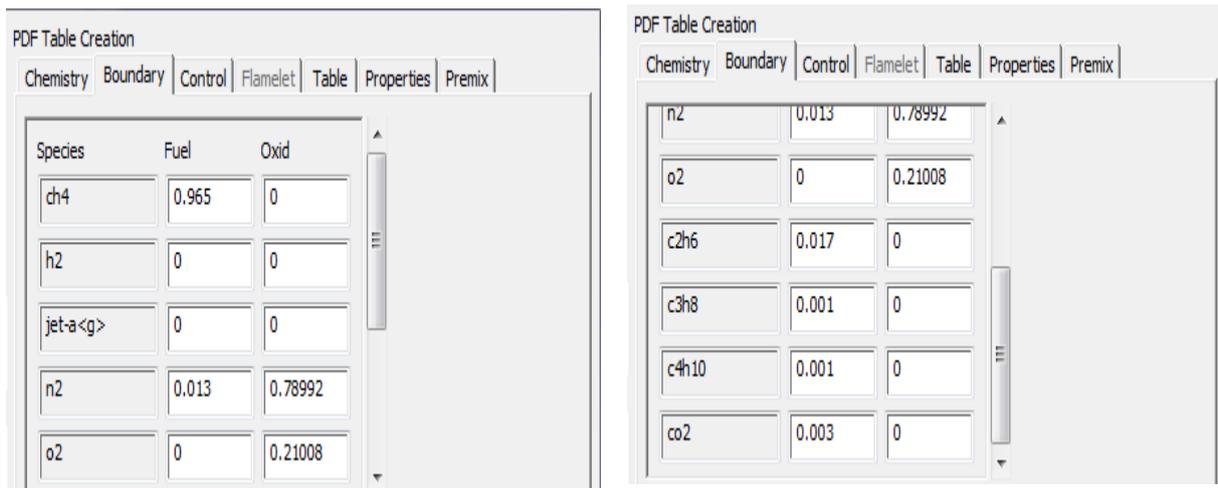
Ansyes Fluent offre les deux modèles d'espèce Non-Premixed et Partialement-Premixed il faut juste cliquer sur l'option Espèce pour l'éditer et changer le modèle Dans l'onglet Chimie

**Figure 4.2 [4.4].**



**Figure 4.3 :** Tableaux de modelé d'espace de l'ANSYS Fluent

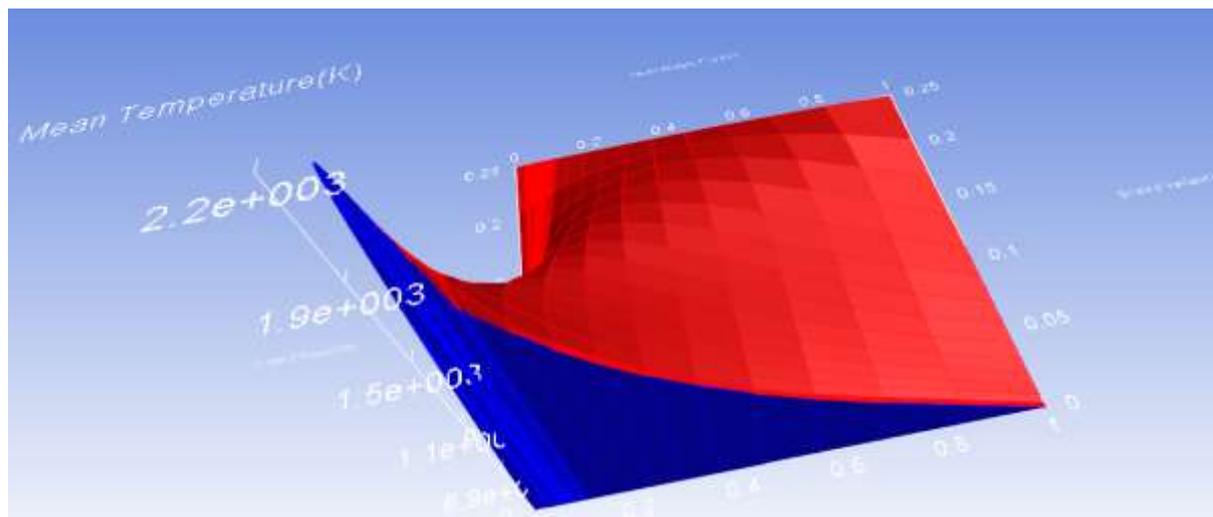
Sur l'onglet Limite on choisit l'espèce du carburant et l'oxyde et la fraction molaire.



**Figure 4.4 :** Création de table pdf pour fuel l'oxydant

Nous sélectionnons l'onglet Table et cliquez sur "Calculate PDF Table" pour générer le tableau PDF précalculé indiquant les fractions de mélange qui traiteront l'analyse de combustion non prémélangée et partiellement prémélangé **Figure 4.4.**

En cliquant sur "Display PDF Table" donne :



**Figure 4.5 :** Tableau PDF pré calculé

#### **IV.4.5/ MODÈLE DE RAYONNEMENT**

Le modèle de rayonnement DO produit une solution plus précise que le modèle de rayonnement P1, mais il peut être intensif en processeur CPU. Le modèle P1 produira une solution rapide et acceptable à ce problème.

#### **IV.4.6/ CONDITIONS INITIALES**

En pris considération au début de la simulation, la chambre de combustion était remplie uniquement d'air dans les conditions par défaut **Tableau 4.1**.

Paramètre	valeur
Gravite	0.0, 0.0, 0.0 m/s (Négliger)
Densité de référence	1.225 Kg/m <sup>3</sup>
Pression de référence	101325 Pa

**Tableau 4.1 :** Table des paramètres de conditions initiales

#### **IV.4.7/ CONDITION LIMITE**

Pour applique les conditions limites la géométrie de chambre de combustion ont été devisées dans les régions correspondantes (fuel inlet – primary air inlet – secondary air inlets – outlet), Les inlets ont été modélisés comme Mass-flow-inlets et outlet comme pressure outlet, et les autres regions ont été définis comme wall.

Les paramètres des conditions aux limites tels que débit massique, la fraction molaire des espèces, la pression et la température, étaient connus à partir des conditions de

fonctionnement de la turbine à gaz ou utilisaient les paramètres par défaut du logiciel et variaient selon le type de condition choisi pour chaque région.

Condition limite – Primary air inlet		
Débit massique	625 Kg/s	
Pression	1800000 Pa	
Fraction molaire des espèces	CO <sub>2</sub>	0
	CH <sub>4</sub>	0
	H <sub>2</sub> O	0
	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0
	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0
	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0
	O <sub>2</sub>	0.21008
	N <sub>2</sub>	0.78992
Température	739K	
Intensité turbulente	5%	
Diamètre hydraulique	0.05 m	

**Tableau 4.2 :** Tables des paramètres du Primary air inlet

Condition limite – Secondary air inlet		
Débit massique	50 Kg/s	
Pression	1800000 Pa	
Fraction molaire des espèces	CO <sub>2</sub>	0
	CH <sub>4</sub>	0
	H <sub>2</sub> O	0
	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0
	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0
	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0
	O <sub>2</sub>	0.21008
	N <sub>2</sub>	0.78992
Température	739K	
Intensité turbulente	5%	
Diamètre hydraulique	0.02 m	

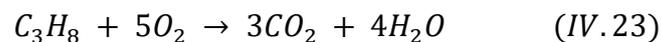
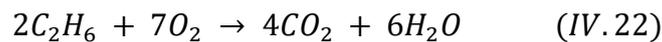
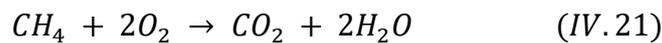
**Tableau 4.3 :** Tables des paramètres du Scondary air inlet

Condition limite – fuel inlet		
Débit massique	16.5 Kg/s	
Pression	3400000 Pa	
Fraction molaire des espèces	CO <sub>2</sub>	0.003
	CH <sub>4</sub>	0.965
	H <sub>2</sub> O	0
	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.017
	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.001
	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.001
	O <sub>2</sub>	0
	N <sub>2</sub>	0.013
Température	433K	
Intensité turbulente	10%	
Diamètre hydraulique	0.01 m	

**Tableau 4.4 :** Tables des paramètres du Fuel inlet

#### IV.4.8/ MODELÉ DE COMBUSTION

Les réactions qui se produisent entre le comburant et le carburant. Étant donné que le carburant est du gaz naturel et que le principal composant de ce carburant est le méthane.



Les fractions molaires du propane (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>), éthane (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) et du butane (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) sont petites par rapport à la quantité de méthane présente dans le carburant, les réactions ont été considérées comme stœchiométriques.

#### IV.4.9/ LES OPTIONS DE SOLUTION

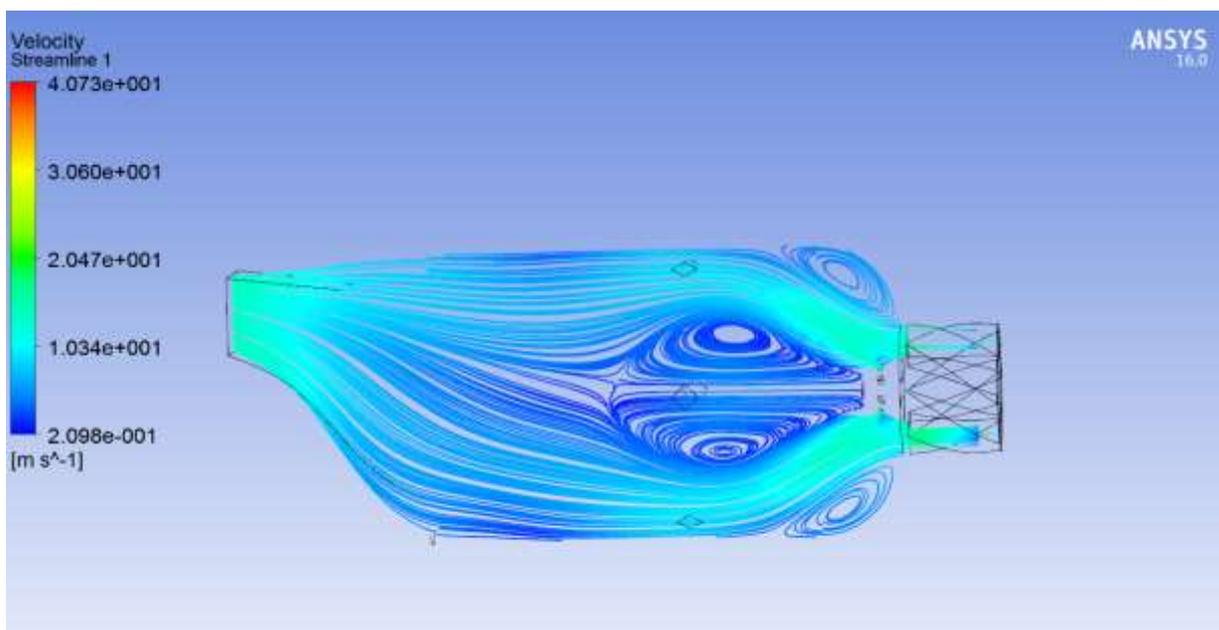
Les options de solution et les schémas de discrétisation spatiale choisis pour chaque équation résolue.

Gradient	Least Squares Cell Based
Pressure	PRESTO !
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent kinetic energy	Second Order Upwind
Turbulent dissipation rate	Second Order Upwind
polluant no	Second Order Upwind
Temperature variance	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind
Species	Second Order Upwind
Mean mixture variance	Second Order Upwind

**Tableau 4.5 :** Les options du calcul de solution

#### IV.5/ DISCUSSION DES RÉSULTATS

Après avoir terminé la solution pour les deux modèle non-premixed et partially-premixed on visualiser graphiquement des scènes scalaires et vectorielles ont été créées.



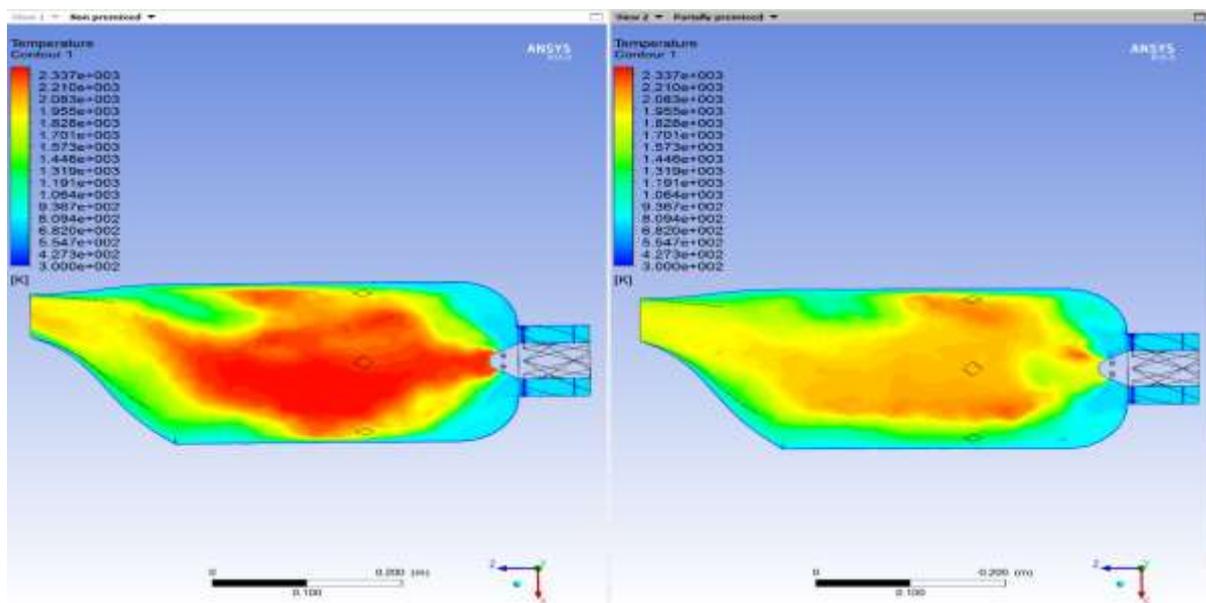
**Figure 4.6 :** Scène de vecteur de vitesse

Comme la **Figure 4.6** montre nous visualisons la forte turbulence générée par le processus de combustion.

On voit que la plus grande surface de flamme est proche des injecteurs et non au centre du panier comme prévu. La zone de flamme doit être située dans une région plus éloignée des injecteurs, car les réactions réelles ne se produisent pas instantanément après l'injection du carburant. Ce comportement est justifié par le fonctionnement du modèle d'Eddy, en supposant que toutes les réactions se produisent rapidement après le mélange du combustible avec l'oxydant.

La température de la flamme **Figure 4.7** atteint jusqu'à  $\approx 2300\text{K}$  dans le modèle non-premixed et environs  $\approx 2100\text{K}$  dans le modèle Partially premixed, la température moyenne trouvée, qui était d'environ  $\approx 1800\text{K}$ , peut être considérée comme une indication de convergence de la solution proposée.

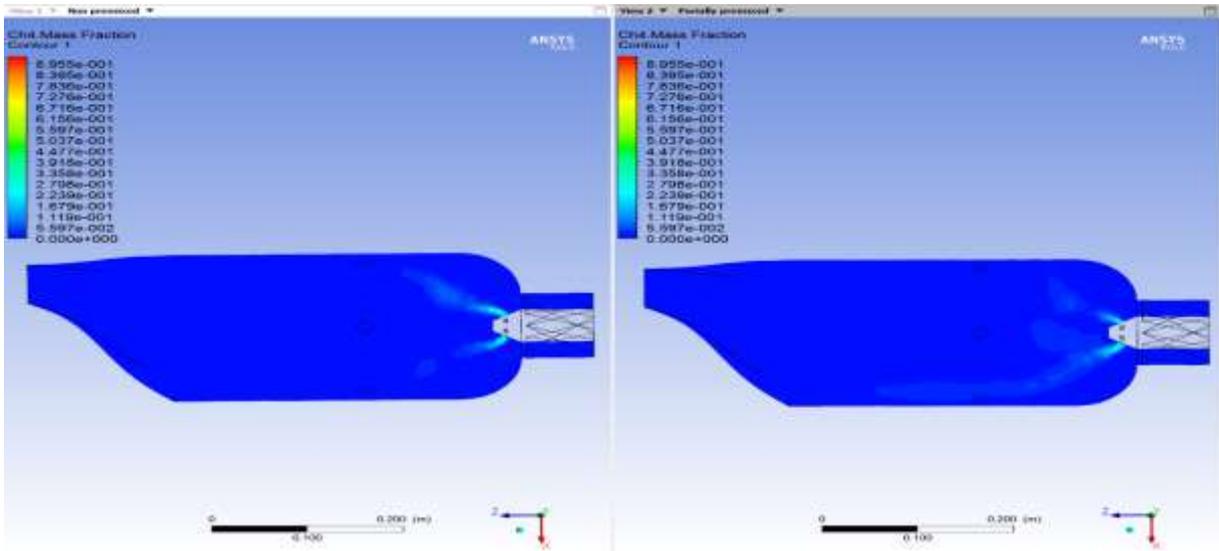
Température plus élevée près du brûleur et le long du jet d'air d'entrée qui devient plus étiré et plus frais le long de la chambre de combustion, La région de sortie où le champ de température est le plus uniforme.



**Figure 4.7 :** Profile de température (Non premixed / Partially premixed)

L'évaluation du profil de la fraction massique du combustible dans la chambre de combustion est importante pour la vérification de la région dans laquelle la combustion se produit et pour analyser si la combustion se produit complètement ou incomplètement.

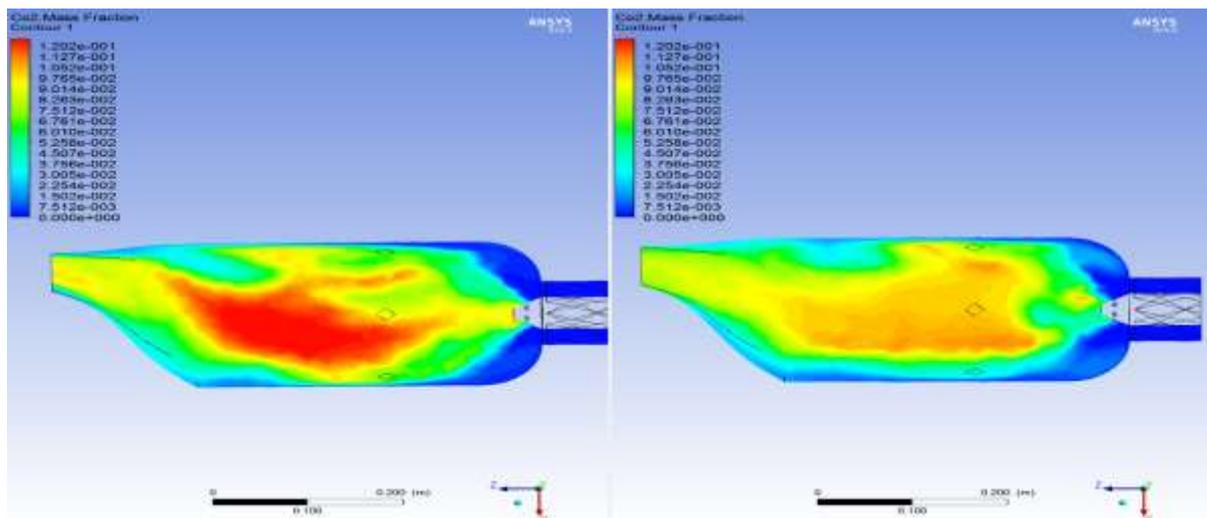
Comme la **Figure 4.8** montre on a presque  $\approx 0$  mass fraction de CH<sub>4</sub> qui indique que la combustion est complète dans les deux cas.



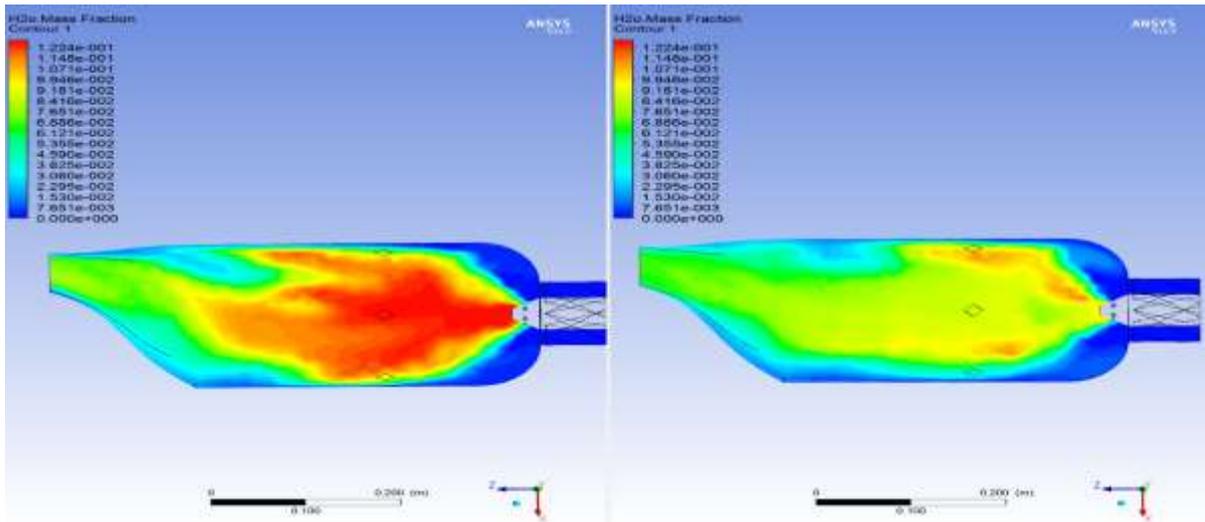
**Figure 4.8 :** Profile de mass fraction ch4 (Non premixed / Partially premixed)

La combustion de composants se produit presque complètement dès que le carburant est injecté dans la chambre de combustion justifié par le modèle de combustion Eddy, Le même résultat se produit avec le profil de fraction massique du propane, éthane et du butane.

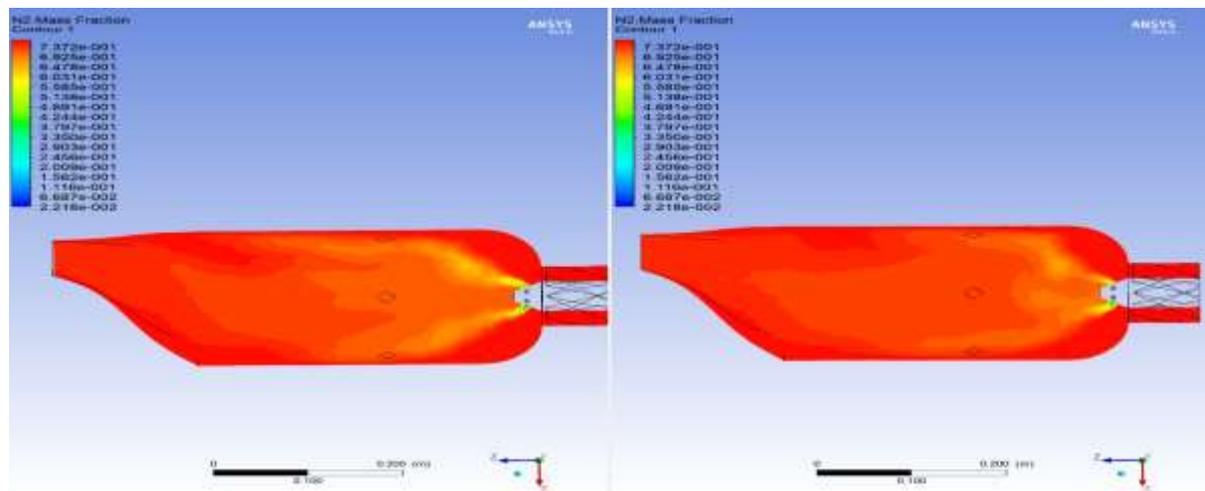
On observe également les différentes fractions massiques des éléments à travers la procédure de combustion.



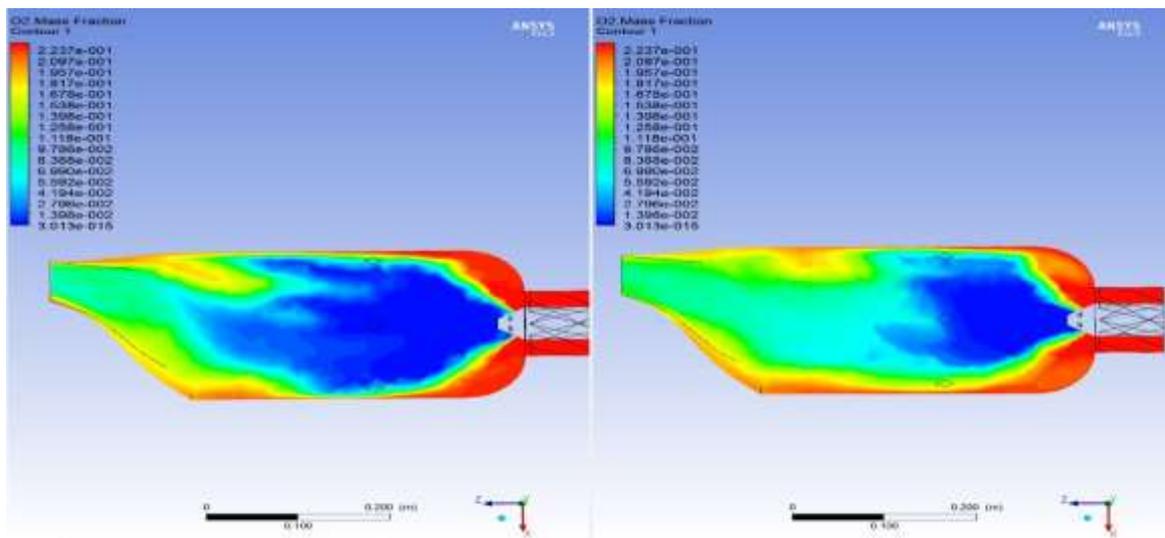
**Figure 4.9 :** Profile de CO2 mass fraction (Non premixed / Partially premixed)



**Figure 4.10 :** Profile de H2O mass fraction (Non premixed / Partially premixed)

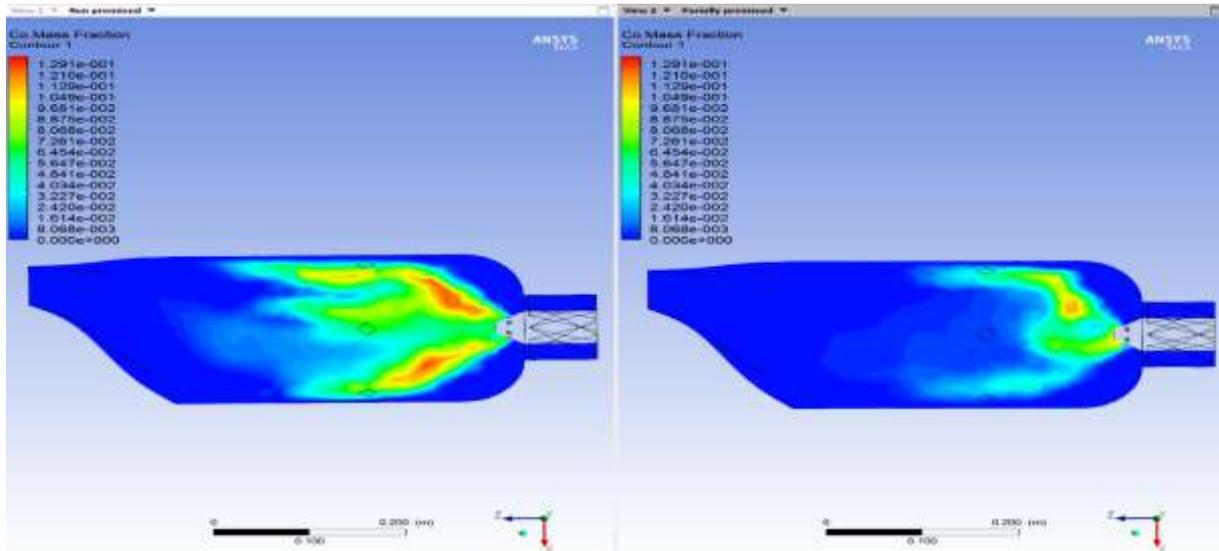


**Figure 4.11 :** Profile de N2 mass fraction (Non premixed / Partially premixed)



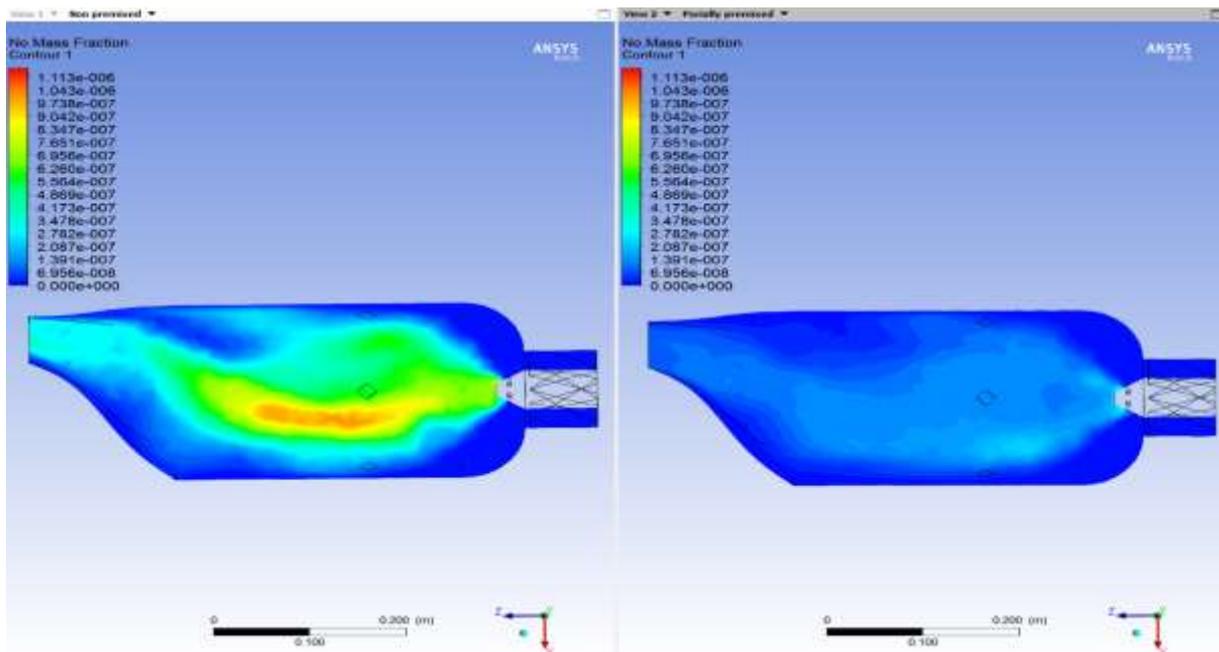
**Figure 4.12 :** Profile de O2 mass fraction (Non premixed / Partially premixed)

On a également analysé le profil de fraction massique de CO **Figure 4.13**. En comparant ce profil avec le profil de température, on peut voir que les régions avec la plus forte concentration de monoxyde de carbone correspondent aux régions où les températures sont plus élevées. Ce comportement est attendu car la production de CO augmente avec l'augmentation de la température.



**Figure 4.13 :** Profile de Co mass fraction (Non premixed / Partially premixed)

La même analyse a été effectuée pour le profil de NO. Le comportement était le même observé dans l'analyse du CO, où la plus forte concentration de NO correspond aux régions où les températures sont plus élevées.



**Figure 4.14** : Profile de NO mass fraction (Non premixed / Partially premixed)

En comparant les deux modèles **Figure 4.14**, nous voyons clairement que le modèle Partially premixed offre une très faible formation du NO et CO plus une flamme assez stable malgré un modèle 3D médiocre pour la représentation real du system premixed [4.5].

## **IV.6/ CONCLUSION**

Des simulations de la combustion du gaz naturel ont été réalisées dans un logiciel CFD afin d'analyser les principales caractéristiques de la combustion qui se produit dans une chambre de combustion de turbine à gaz

Les résultats de la simulation, comparés au fonctionnement réel d'une turbine à gaz, ont permis de valider les modèles. Le site flow profile présente les turbulences attendues du fait du processus de combustion et montre la formation de tourbillons à proximité des injecteurs.

L'étude a été effectuée une analyse de deux modèles de combustion à l'intérieur d'une chambre de combustion, ce qui nous permet de mieux visualiser les différences entre les deux modèles en termes de température de la flamme et les mass fraction des gaz éjectées.

## CONCLUSION GÉNÉRALE

Avec le développement industriel au monde depuis quelques années la consommation d'électricité a augmenté qui se traduit par une augmentation de la production d'électricité. Et au vu de la situation mondiale actuelle, du gaz naturel en abondance et alors que les énergies renouvelables sont encore peu développées et ne répondent pas aux besoins énergétiques industriels l'utilisation des cycles combinés est plus commune car il donne un rendement élevé en profitant de l'énergie des gaz d'échappement.

Ce travail nous a permis de connaître les différents mécanismes de formation des émissions NO<sub>x</sub> et le danger de toxicité de l'oxyde d'azote sur l'homme et l'environnement qui a poussé à développer les différents systèmes de réduction des émissions polluantes que nous avons la chance d'étudier et connaître le fonctionnement de chaque une de ces méthodes de réduction jusqu'à le système de combustion plus utilisé brûleur DLN.

Pour la partie de calcul on fait une étude sur le cycle combiné de Hadjret Ennass avec l'aide de logiciel EES pour les calculs et voir le changement de rendement de cycle avec le changement de la température ambiante.

Au dernier chapitre de ce travail on réalise une simulation avec ANSYS FLUENT d'une chambre de combustion avec deux modes de combustion pré-mélangé et non-mélangé afin de comparer la température et les masses fractionnelles de l'émission polluante entre les deux modes.

La recherche de nouveaux systèmes et méthodes de réduction des émissions polluantes plus efficaces est toujours en cours à cause de l'augmentation de l'effet de serre et des réglementations des émissions polluantes plus strictes pour le secteur industriel.

**BIBLIOGRAPHIE**

- [1.1] Agence internationale de l'énergie, Tableaux de production d'électricité, Algérie, 1990/2017.
- [1.2] Chase. D.L «Combined cycle development evolution and future», GE power systems, GER-4206, April, (2001).
- [1.3] Fondamentaux TG «Cycle combine de hadjret en Nous», GE Energy Products-Europe, Mars, 2008.
- [1.4] GE «Combined cycle review», GE Energy Products-Europe, Mars, 2008
- [1.5] Esa Kari Vakkilainen, «Steam Generation from Biomass», 2017.
- [1.6] Quentin Danel. «Étude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie», 2017, P.37.
- [2.1] Ueli Honegger « A THESIS: GAS TURBINE COMBUSTION MODELING FOR A PARAMETRIC EMISSIONS MONITORING SYSTEM», Switzzeland, 2004.
- [2.2] John R. Richards, Ph,D, P.E «Control of Nitrogen Oxides Emissions», United States, ICES Ltd 2000.
- [2.3] Karima Boussouara «ETUDE DES EMISSIONS POLLUANTESET DES MOYENS DE DEPOLLUTION DANSLES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE», Constantine, 2010.
- [2.4] Jean-Michel Commandre «Formation des oxydes d'azote lors de la combustion decokes de pétrole dans des conditions de précalcinateurde cimenterie», Institut National Polytechnique de Toulouse, 2002.
- [2.5] G.Peureux, S.Carpentier, G.Lartigue «NOx emissions prediction for natural gas engines with fuel quality variations», La Plaine Saint-Denis, France.
- [2.6] U. Kesgin, « Study on prediction of the effects of design and operating parameters on NOx emissions from a lean-burn natural gas engine », Energy Conversion and Management 44 (2003) 907–921, 2002.
- [2.7] U. Kesgin, « Genetic algorithm and artificial neural network for engine optimisation of efficiency and NOx emission », Fuel 83 (2004) 885–895, 2003.

## BIBLIOGRAPHIE

- [2.8] René de Borst and Thomas J.R. Hughes «Encyclopedia of Computational Mechanics», Edited by Erwin Stein, 2004 John Wiley & Sons, Ltd.
- [2.9] Kundu, Atanu «Combustion Characteristics of a swirl Dry Low Emission Burner Concepts for Gas Turbine Application», Lund University, 2016.
- [2.10] Juan Nogales «Technical Solutions for Emissions Reduction», GE Power and Water, Madrid, 2015.
- [2.11] A.Bouam, S. Aissani, R.Kadi «Gas Turbine Performances Improvement using Steam Injection in the Combustion Chamber under Sahara Conditions», Djelfa, Algeria, 2008.
- [2.12] L.B.Davis, R.M.Washam «Development of Dry Low Nox Combustor», United States, 1989.
- [2.13] L.B Davis, S.H Black «Dry Low NOx Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines», GE Power System, Schenectady, NY, United States.
- [3.1] Barinaadaa T. Lebele-A., Anthony K. Le-o. (2015). Improved Design of a 25 MW Gas Turbine Plant Using Combined Cycle Application. Journal of Power and Energy Engineering, 3,1-14.
- [3.2] BENIDIR A. (2013). Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité. Mémoire de fin d'étude de Master, Université de Biskra, Biskra (Algérie).
- [4.1] P. S.Rodak «Numerical Simulation of Different Combustion Regimes in Laboratory Combustor», Tecnico Lisboa, 2017.
- [4.2] L.C.Backer «Partially Premixed Combustion», Taken from ANSYS Inc. Tutorial , 2014.
- [4.3] N.H.Gor, M.J. Pandya «Modeling And CFD Analysis of Swirl Can Type Combustion Chamber», International Journal of Advance Engineering and Research Development, 2015.
- [4.4] P.I.Ralickas, «Combustion Simulation in a Gas Turbine Combustion Chamber», PR, Brazil, 2017.
- [4.5] T.Nakata, M.Sato, T.Hasegawa «Formation Characteristics of Fuel NOx in Combustion of Coal Gaseous-Fueled Gas Turbine», Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, Japan, 1993.