

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Université M'Hamed Bougara-Boumerdes**  
**Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie**



**Département Transport et Equipements des Hydrocarbures**

**Mémoire de fin d'études**  
**En vue de l'obtention du diplôme de**

**Master**

**Domaine** : Sciences et Technologies

**Filière** : Hydrocarbure

**Option** : Génie mécanique-Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par :

BENFRIHA Kamal  
BENSLIMANE Mohamed Lyes

**THEME**

**ÉTUDE DE L'ÉCOULEMENT SWIRLÉ SUR LES EMISSIONS  
POLLUANTES ET LES PARAMETRES DE COMBUSTION SUR UNE  
TURBINE A GAZ**

Devant le jury :

Université/Affiliation	Nom et Prénom	Grade	
Président du jury	BETTAYEB Mourad	MCB	UMBB
Examineur	MENAA Abdennour	MCB	UMBB
Examineur	SAHNOUNE Khaled	MCB	UMBB
Encadreur	KHELIFI TOUHAMI Mohamed Salah	MCB	UMBB



J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail :

- A mes parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études, pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,
- A toute ma famille "BENFRIHA" pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire
- A mes très chers amis sans exception.
- A tous mes camarades de ma promotion
- A tous ceux qui m'ont aidé durant mes études universitaires.

,Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible, Merci d'être toujours là pour moi.



*Benfriha Kanel*



J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail :

- A mes parents et mes soeurs , pour tous leurs sacrifices, leur soutien tout au long de mes études, pour leurs encouragements.
- A mes très chers amis et camarades sans exception.
- A mon binome benfriha kamel
- A tous ceux qui m'ont aidé durant mes études universitaires.

Merci d'être toujours là pour moi.



*Benstiman Mohamed Lyes*

# Remerciement

Ce travail est l'aboutissement d'un dur labeur et de beaucoup de sacrifices; nos remerciements vont d'abord au Créateur de l'univers qui nous a doté d'intelligence, et nous a maintenu en santé pour mener à bien cette année d'étude et De nous avoir donné la foi, la force et le courage

Nous tenons à exprimer nos profondes gratitude à notre encadrant " Dr M.S. Khelifi Touhami " pour son suivi durant la période de préparation de notre mémoire, son aide et ses conseils qui nos ont été très précieux.

Nous remercions les membres de jurys pour avoir accepter d'examiner notre travail

Enfin ,on remercie tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin dans l'élaboration de ce travail.

2023

## Résumé

Nous présentons une étude numérique portant sur la combustion turbulente d'un écoulement réactif afin de déterminer les effets d'un excès d'air et d'un écoulement tourbillonnaire sur les émissions dans une chambre de combustion de turbine à gaz. La modélisation de la combustion non prémélangée est basée sur le modèle de dissipation tourbillonnaire (EDM) et le modèle de transport des espèces. La turbulence est modélisée à l'aide du modèle  $k-\epsilon$ . Le code de calcul de volumes finis 'ANSYS-FLUENT' est utilisé pour effectuer diverses simulations numériques. Les résultats obtenus sont particulièrement intéressants, révélant des informations sur la distribution de température, les champs de vitesse et les fractions massiques de différentes espèces impliquées dans le processus de combustion, dont le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) et l'oxyde d'azote ( $\text{NO}_x$ ), qui sont des contributeurs majeurs à la pollution. Par ailleurs, nous avons mené une étude sur site sur la maintenance de la turbine à gaz MS9001FA.

**Mots clés :** combustion turbulente, les fractions massique, swirl, combustion non-prémélangée, chambre de combustion, turbine à gaz.

## Abstract

We present a numerical study investigating the turbulent combustion of a reactive flow to determine the effects of excess air and swirl flow on emissions in a gas turbine combustion chamber. The non-premixed combustion modeling is based on the Eddy Dissipation Model (EDM) and Species Transport model. Turbulence is modeled using the  $k-\epsilon$  model. The finite volume calculation code 'ANSYS-FLUENT' is utilized for conducting various numerical simulations. The results obtained are particularly interesting, revealing information about temperature distribution, velocity fields, and mass fractions of different species involved in the combustion process, including carbon dioxide ( $\text{CO}_2$ ) and nitrogen oxide ( $\text{NO}_x$ ), which are major contributors to pollution. Furthermore, we have conducted an on-site study on the maintenance of the MS9001FA gas turbine.

**Keywords:** turbulent combustion, mass fractions, swirl, non-premixed combustion, combustion chamber, gas turbine.

## الملخص

نقدم دراسة عددية تبحث في الاحتراق المضطرب للتدفق التفاعلي لتحديد تأثيرات الهواء الزائد وتدفق الدوامات على الانبعاثات في غرفة احتراق التوربينات الغازية. تعتمد نمذجة الاحتراق غير المختلط مسبقاً على نموذج Eddy-Dissipation Model (EDM) ونموذج نقل الأنواع. تم تصميم الاضطراب باستخدام نموذج  $k-\epsilon$  يتم استخدام كود حساب الحجم المحدد "ANSYS-FLUENT" لإجراء عمليات محاكاة عددية مختلفة. النتائج التي تم الحصول عليها مثيرة للاهتمام بشكل خاص، حيث تكشف عن معلومات حول توزيع درجات الحرارة، ومجالات السرعة، والكسور الكتلية للأنواع المختلفة المشاركة في عملية الاحتراق، بما في ذلك ثاني أكسيد الكربون ( $CO_2$ ) وأكسيد النيتروجين ( $NO_x$ ) ، والتي تعد من المساهمين الرئيسيين في التلوث. علاوة على ذلك، أجرينا دراسة في الموقع حول صيانة التوربينات الغازية MS9001FA.

**الكلمات المفتاحية:** الاحتراق المضطرب، الكسور الكتلية ، الدوامة ، الاحتراق غير المخلوط ، غرفة الاحتراق ، التوربينات الغازية.

## Table des matières

Liste de figures	
Listes des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale .....	1
<b>Chapitre I : généralités sur les turbines à gaz</b>	
I.1. Introduction.....	4
I.2. Historique.....	4
I.3. Revue bibliographique .....	5
I.4. Définition .....	6
I.5. Caractérisation des organes.....	7
I.5.1. Un compresseur .....	7
I.5.2. Une chambre de combustion .....	8
I.5.3. Une turbine .....	10
I.6. Classification des turbines à gaz .....	12
I.6.1. Selon le mode de travail .....	12
I.6.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique .....	13
I.6.3. Selon le mode de construction.....	14
I.7. Principe de fonctionnement .....	15
I.8. Cycle thermodynamique .....	16
I.9. Le rendement et la puissance.....	17
I.10. Domaines d'application des turbines à gaz.....	18
I.10.1. Domaines fixes .....	18
I.10.2. Domaines mobiles .....	18
I.11. Avantages et inconvénients des turbines à gaz .....	18
I.11.1. Avantages de la turbine à gaz .....	18
I.11.2. Inconvénients de la turbine à gaz.....	19
I.12. Conclusion .....	19
<b>chapitre II : la combustion et la turbulence</b>	
II.1. Introduction.....	21
II.2. Les notions de la combustion.....	21
II.3. Les Différents types de combustion.....	22
II.4. Modes de combustion élémentaires .....	23
II.4.1. La combustion pré-mélangée.....	23
II.4.2. La combustion non pré-mélangée.....	23

II.4.3.	La combustion partiellement pré-mélangée.....	24
II.5.	Les instabilités de combustion .....	24
II.6.	Les flammes de combustions .....	25
II.6.1.	Définition d'une flamme.....	25
II.6.2.	Paramètres et caractérisations d'une flamme.....	25
II.6.3.	Les Différents Types de Flammes.....	25
II.6.3.1.	Flamme pré-mélangées.....	26
II.6.3.2.	Flamme non pré-mélangées.....	26
II.7.	Les différents modèles de combustion.....	27
II.7.1.	Modèle Eddy-Dissipation de Magnussen et Hjertager .....	27
II.7.2.	La cinétique chimique (Laminar Finite-Rate pour LFR).....	28
II.7.3.	Modèle Laminar finite rate / Eddy dissipation model (LFR/EDM) .....	29
II.8.	La turbulence.....	29
II.9.	Les caractéristiques de la turbulence .....	30
II.10.	Formulations mathématiques .....	31
II.10.1	Equation de conservation de masse et d'espèces.....	31
II.10.2	Equation de la quantité de mouvement.....	32
II.10.3	Equation de la conservation des espèces chimiques.....	32
II.10.4	Facteur stœchiométrique.....	32
II.11.	Modélisation de la turbulence .....	33
II.11.1.	Les principales modèles de la turbulence .....	33
II.11.2.	Approche RANS.....	35
II.11.3.	Modèles de fermeture .....	37
II.12.	Généralité du swirl.....	44
II.12.1.	Définition du nombre de swirl « S ».....	44
II.12.2.	L'effet d'écoulements « Swirlés » sur différents types de jets .....	45
II.13.	Problématique de l'injecteur.....	46
II.13.1.	Injecteur avec Bluff body.....	46
II.13.2.	L'injecteur à swirl.....	46
II.14.	Effet du swirl sur la combustion .....	47
II.15.	Effet du swirl sur la pollution .....	48
II.16.	Conclusion .....	48

## **Chapitre III : Modélisation, simulation numérique et résultats**

III.1.	Introduction.....	50
III.2.	Méthode des volumes finis .....	50
III.3.	Générateur de maillage GAMBIT.....	51

III.4. Le code FLUENT.....	51
III.5. Modélisation de la géométrie.....	53
III.6. Maillage .....	54
III.7. Les hypothèses de travail .....	54
III.8. Résolution numérique .....	55
III.9. Résultats et interprétations .....	61
III.9.1. L'effet d'excès d'air .....	61
III.9.2. L'effet de l'écoulement swirlé .....	73
III.10. Conclusion .....	81

## **Chapitre IV : Maintenance appliqué sur TG MS9001FA**

IV.1. Introduction.....	83
IV.2. Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA.....	83
IV.3. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 9001FA .....	83
IV.4. Définition de la maintenance .....	84
IV.5. Inspections sur la Turbine MS 9001FA .....	85
IV.5.1. Inspection du système de combustion (CI : Combustion Inspection).....	86
IV.5.2. Inspection de la voie de gaz chaud HGPI .....	90
IV.5.3. Révision générale (MI : majeure inspection) .....	94
IV.6. Aperçu sur l'opération Advanced gas path .....	96
IV.7. Conclusion .....	97
Conclusion générale.....	99
Références.....	101

## Liste de figures

<b>Figure I.1</b> : La turbine à gaz .....	6
<b>Figure I.2</b> : un compresseur centrifuge.....	7
<b>Figure I.3</b> : un compresseur axial.....	8
<b>Figure I.4</b> : la chambre de combustion de la turbine à gaz.....	9
<b>Figure I.K5</b> : les composants de la turbine.....	11
<b>Figure I.6</b> : classification des turbines à gaz.....	12
<b>Figure I.7</b> : Schéma d'une turbine à action et à réaction.....	13
<b>Figure I.8</b> : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.....	14
<b>Figure I.9</b> : Schéma d'un moteur à turbine à gaz.....	15
<b>Figure I.10</b> : Diagramme théoriques P-V et T-S de la turbine à gaz.....	16
<b>Figure I.11</b> : Diagramme réel P-V et T-S de la turbine à gaz.....	17
<b>Figure II.1</b> : Types de flamme : (a) pré-mélangée, (b) non pré-mélangée.....	26
<b>Figure II.2</b> : Structure de la flamme pré-mélangé .....	26
<b>Figure II.3</b> : Structure de la flamme non pré-mélangée .....	27
<b>Figure II.4</b> : Représentation temporelle du degré de détail des différentes méthodes de Simulation .....	34
<b>Figure II.5</b> : Comparaison de différentes méthodes de simulation.....	34
<b>Figure II.6</b> : Représentation d'un écoulement à Swirl.....	45
<b>Figure II.7</b> : Différents types de jets et flammes swirlés.....	45
<b>Figure II.8</b> : zones de recirculation interne externe.....	47
<b>Figure III.1</b> : Chemin de "Processus CFD" pour la simulation numérique.....	52
<b>Figure III.2</b> : la géométrie étudiée.....	53
<b>Figure III.3</b> : Maillage de la géométrie.....	54
<b>Figure III.4</b> : Choisir axisymétrique, régime stationnaire.....	55
<b>Figure III.5</b> : l'équation d'énergie.....	55
<b>Figure III.6</b> : choix de model de turbulence .....	56
<b>Figure III.7</b> : choix de model de combustion.....	56
<b>Figure III.8</b> : choix de model de Matériel.....	57
<b>Figure III.9</b> : la vitesse, l'intensité de turbulence et le diamètre d'entrée air.....	57
<b>Figure III.10</b> : conditions aux limites d'entrée vitesse de méthane .....	58
<b>Figure III.11</b> : conditions aux limites de la sortie.....	58
<b>Figure III.12</b> : conditions aux limites à la paroi.....	59

<b>Figure III.13</b> : conditions aux limites de nozzle.....	59
<b>Figure III.14</b> : les schémas de résolutions.....	60
<b>Figure III.15</b> : les résultats de fractions massiques et de température réalisée par Borghi et al ....	61
<b>Figure III.16</b> : Contour de température Djoudi Youcef (1) [35], Et notre travail (2) .....	62
<b>Figure III.17</b> : Contour de fraction massique de O2 Djoudi Youcef (1) [35], et notre travail (2).....	62
<b>Figure III.18</b> : contour de fraction massique CO2 Djoudi Youcef (1) [35], Et notre travail (2).....	62
<b>Figure III.19</b> : contour de température pour les trois vitesses.....	63
<b>Figure III.20</b> : comparaison de température pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	63
<b>Figure III.21</b> : contour de vitesse pour les trois vitesses d'entrée d'air.....	64
<b>Figure III.22</b> : comparaison de vitesse pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	64
<b>Figures III.23</b> : les lignes de courants de vitesse.....	65
<b>Figure III.24</b> : contour de fraction massique de CH4 pour les trois vitesses d'entrée d'air.....	66
<b>Figure III.25</b> : comparaison fraction massique de CH4 pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	66
<b>Figure III.26</b> : contour de fraction massique de O2 pour les trois vitesses d'entrée d'air.....	67
<b>Figure III.27</b> : comparaison de fraction massique de O2 pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	67
<b>Figure III.28</b> : contour de fraction massique de CO2 pour les trois vitesses d'entrée d'air.....	68
<b>Figure III.29</b> : comparaison de fraction massique de CO2 pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	68
<b>Figure III.30</b> : contour de fraction massique de N2 pour les trois vitesses d'entrée d'air.....	69
<b>Figure III.31</b> : comparaison de fraction massique de N2 pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	69
<b>Figure III.32</b> : contour de fraction massique de H2O pour les trois vitesses d'entrée d'air.....	70
<b>Figure III.33</b> : comparaison de fraction massique de H2O pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	70
<b>Figure III.34</b> : contour de fraction massique de CH4 pour les trois vitesses d'entrée d'air.....	71
<b>Figure III.35</b> : comparaison de l'énergie cinétique turbulente k pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	71
<b>Figure III.36</b> : contour de fraction massique de NOx pour les trois vitesses d'entrée d'air... ..	72

<b>Figure III.37</b> : comparaison de fraction massique de NO <sub>x</sub> pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x) .....	72
<b>Figure III.38</b> : lignes de courants de la vitesse axiale pour différents nombres de swirl.....	73
<b>Figure III.39</b> : comparaison de la température de l'écoulement swirl pour différents nombres de swirl.....	74
<b>Figure III.40</b> : comparaison de la fraction massique de CH <sub>4</sub> pour l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl.....	75
<b>Figure III.41</b> : comparaison de la fraction massique de O <sub>2</sub> pour l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl .....	76
<b>Figure III.42</b> : comparaison de l'énergie cinétique turbulente de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl .....	77
<b>Figure III.43</b> : comparaison de fraction massique de CO <sub>2</sub> de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl .....	78
<b>Figure III.44</b> : comparaison de fraction massique de CO <sub>2</sub> de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl en fonction de la position .....	79
<b>Figure III.45</b> : comparaison de fraction massique de NO <sub>x</sub> de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl .....	80
<b>Figure III.46</b> : comparaison de fraction massique de NO <sub>x</sub> de l'écoulement swirlé avec différents nombres de swirl en fonction de la position .....	81
<b>Figure IV.1.</b> Turbine à gaz à arbre unique MS 9001FA.....	83
<b>Figure IV.2.</b> Disposition du système de combustion MS9001FA.....	87
<b>Figure IV.3.</b> Disposition du système de combustion MS9001FA « Image réelle ».....	88
<b>Figure IV.5.</b> Ensemble du Tube de flamme, Pièce de transition, Enveloppe, Tube interconnexion .....	90
<b>Figure IV.6.</b> Ensembles sections turbine « voie de gaz chaud », carter supérieure.....	91
<b>Figure IV.7.</b> Ensembles L'IGV, Directrice première étage.....	93
<b>Figure IV.8.</b> Ensembles entrée compresseur, Turbine « les aubes 1ère 2ème et 3ème étage ».....	95

## Listes des tableaux

<b>Tableau I.1.</b> Avantages et inconvénients des différents types de chambre de combustion... ..	9
<b>Tableau II.1.</b> Résumé des avantages et inconvénients principaux modes de combustions.....	24
<b>Tableau II.2.</b> Les coefficients du modèle $k-\varepsilon$ standard.....	41
<b>Tableau .IV.1.</b> Caractéristiques de la turbine MS 9001FA .....	84
<b>Tableau.IV.2.</b> l'ensemble d'actions de la CI.....	88
<b>Tableau.IV.3.</b> L'ensemble d'actions de la HGPI.....	93

## Nomenclature

<i>Symbole</i>	<i>désignation</i>	<i>unité</i>
<i>Notations latines et grecque</i>		
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	taux de dissipation de la turbulence	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\Phi$	la richesse	
N	Nombre d'espèce	
$m_k$	Masse de l'espèce k	[kg]
m	Masse totale de gaz	[kg]
S	Nombre de Swirl	
Re	nombre de Reynolds	
$G_x$	flux de quantité de mouvement axiale.	
$G_\varphi$	flux de quantité de mouvement tangentielle.	
Sc	valeur du Swirl critique	
R	Rayon d'entrée d'air	[m]
D	diamètre de la sortie de la buse du bruleur.	[m]
Y	La fraction massique de l'espèce	
U	champ de vitesse axiale	[m /s]
W	champ de vitesse radial	[m /s]
$\mu_t$	La viscosité turbulent	[kg/ms]
$\sigma_k$	Nombres de Prandtl turbulents pour k	
$\sigma_\varepsilon$	Nombres de Prandtl turbulents pour $\varepsilon$	
T	la température	[k]
P	la pression	[pa]
K	l'énergie cinétique turbulente	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\nu$	la viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]

### Liste des abréviations

**ZRE** : Zone de Recirculation Externe (ERZ)

**IGV** : Inlet Guide Vane

**ZRI** : Zone de Recirculation Interne (IRZ)

**CND** : Contrôle non Destructif

**R.A.N.S** : Reynolds Averaged Navier Stokes équation

**LES** : Large Eddy Simulation

**DNS** : Direct Numerical Simulation

**EDM** : Eddy dissipation model

**CFD**: Computational fluid dynamic

**LFR**: Laminar finite rate

### Introduction générale

Les turbines à gaz ont connu un grand développement ces dernières années en raison de leurs nombreuses applications dans l'industrie des hydrocarbures, en particulier dans le transport de gaz et la production d'électricité, offrant ainsi une grande flexibilité d'utilisation. Une turbine à gaz est une machine thermique à flux continu qui comprend une série d'éléments successifs, tels qu'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, permettant de réaliser des transitions thermodynamiques. Le compresseur et la turbine sont mécaniquement couplés à un arbre, avec une chambre de combustion entre les deux, ce qui permet de produire de l'énergie.

La combustion est un sujet d'une grande importance dans le domaine de l'énergétique. C'est pourquoi cette étude se concentre sur la simulation de la combustion dans la chambre de combustion, en particulier l'étude numérique des flammes de diffusion turbulente. En effet, ces dernières sont présentes dans diverses applications technologiques telles que les brûleurs industriels, les moteurs Diesel et les fours industriels, entre autres. Ce type de flammes est principalement étudié pour des raisons écologiques et parce qu'il est souvent plus facile de contrôler la combustion lorsque l'oxydant est injecté séparément du carburant.

Les écoulements swirlés demeurent un sujet d'étude important dans la communauté de la combustion, car ils favorisent la stabilisation de la flamme et sont couramment utilisés pour mélanger efficacement le combustible avec l'air. Dans le cas des turbines, l'utilisation d'écoulements swirlés permet de créer une zone de recirculation au centre de la chambre.

L'objectif de ce mémoire est de réaliser une simulation numérique à l'aide du logiciel FLUENT afin de mieux comprendre certains phénomènes de combustion turbulente et d'étudier l'effet de l'écoulement en présence de swirl. De plus, nous souhaitons explorer certaines procédures de maintenance des turbines à gaz sur le chantier.

Notre travail est divisé en trois chapitres :

**Le premier chapitre** présente une introduction générale sur les turbines à gaz, en abordant leurs différents types de fonctionnement, leurs domaines d'application, ainsi que leurs avantages et inconvénients.

**Le deuxième chapitre** propose une introduction à la combustion et à la turbulence. On y explique les différents modes de combustion, les types de flammes, les modèles de combustion et de turbulence, ainsi que des généralités sur les écoulements swirlés et leur formulation mathématique.

## **Introduction générale**

---

**Le troisième chapitre** est consacré à la présentation de notre modèle numérique adapté à la simulation de ce phénomène, ainsi qu'à la présentation et à l'interprétation des résultats obtenus.

**Le dernier chapitre** traite de l'application de la maintenance sur la turbine à gaz modèle MS9001FA, en couvrant les différents composants de la turbine. Enfin, un aperçu de l'opération Advanced Gas Path (AGP) est également présenté.

Ce manuscrit se conclut par une synthèse générale résumant les principaux résultats obtenus.

---

# **Généralités sur les turbines à gaz**

---

## I.1. Introduction

Les turbines à gaz jouent un rôle essentiel dans la production d'énergie et la propulsion des véhicules. Leur efficacité, leur puissance et leur flexibilité en font une option attrayante, cependant, des progrès continus sont nécessaires pour réduire leur impact environnemental et améliorer leur rendement énergétique. Ce chapitre offre une introduction générale aux turbines à gaz.

## I.2. Historique

Dès 1731, l'Anglais John Barber déposa un brevet sur ce sujet. Cependant, il fallut attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement fut longtemps retardé par le succès de la turbine à vapeur (turbine à action de Gustave Laval en 1883 et turbine à réaction de Charles Parsons en 1884). L'intérêt pour la turbine à gaz conduisit à une activité fiévreuse de dépôts de brevets entre 1880 et 1900 et à de nombreuses expériences entre 1900 et 1910.

- L'Allemand Stolze proposa une turbine à air chaud comportant un compresseur axial multi-étage et une turbine axiale (1900-1904), mais la machine ne tourna jamais.

- L'Allemand Holzwarth proposa (1906-1908) une turbine à gaz à explosion. Celle-ci fut construite par Koerting puis par Brown Boveri (1909-1913). Elle était équipée de deux étages de turbine Curtis suivant une configuration proposée par le Français Karovadine (1906). Le système fut abandonné en 1928. Les seules réalisations industrielles furent en 1916 par RATEAU (turbo-compresseur de suralimentation)

- Les Français Armangaud et Lemale proposèrent la turbine à gaz à combustion interne (1903-1905) comprenant un compresseur radial, une roue de turbine à action, un réfrigérant à eau placé à l'aval et permettant de produire de la vapeur (le principe de la cogénération turbine à gaz-turbine à vapeur était énoncé). Étant dirigée sur la roue mobile, cette vapeur conduisait à l'obtention d'une puissance supplémentaire. Cependant, les chocs thermiques endommagèrent les disques et les aubes de la turbine, et le projet fut abandonné en 1909 avec le décès d'Armangaud.

- Comme l'Américain Sanford Moss, le Norvégien Aegidius Elling utilisa, en 1903, les mêmes principes qu'Armangaud et Lemale, mais indépendamment de leurs travaux. Au lieu d'envoyer directement la vapeur sur les aubes de turbine, celle-ci était mélangée préalablement avec le courant de gaz avant d'entrer dans la roue. Les chocs thermiques étaient ainsi annulés. Le système fut amélioré d'abord en 1904, puis entre 1924 et 1932. Les principales idées d'Aegidius Elling étaient très saines et servirent de base pour la technologie des turbines à gaz modernes. La première turbine à gaz industrielle opérationnelle fut construite en 1930. [3] En 1961 la firme - NUOVO PIGNONE - a commencé la production des turbines à gaz pour application fixe (destinées en premier lieu à l'industrie

pétrochimique). Ces turbines sont fabriquées sur la base d'un accord stipulé avec GENERAL ELECTRIC. Les modèles MS 3000-5000-7000 et 9000 sont entièrement projetés par GE qui fournit à NP les parties tournantes et les aubages [4].

### I.3. Revue bibliographique

**P. GRIEBEL et al [41]** ont repris le même montage expérimental et ont fait une autre série de mesures basée sur la variation de la richesse, Les auteurs ont constaté que la diminution de la richesse provoque l'augmentation de la hauteur de la flamme, ceci est dû à la faible concentration du combustible, ce qui implique une basse température adiabatique de la combustion et par conséquent une faible vitesse de la flamme. Leurs études ont montré l'intérêt de la combustion pauvre dans le contrôle de la température de la combustion et dans la minimisation des émissions nocives

**Marble et Broadwel [42]** ont proposé La modélisation de la combustion non pré mélangée a commencée par l'approche de Bilger celle-ci permet de calculer le champ des fractions massiques moyen et de leurs fluctuations sans faire appel au taux de réaction, lorsque les fractions massiques sont reliées à la fraction de mélange de façon parfaitement déterministe

**G. Albouze et al [43]** ont modélisé la cinétique chimique et le couplage avec les modèles de combustion turbulente pour la simulation aux grandes échelles doivent être maîtrisé pour garantir les prédictions d'écoulements de chambres de combustion. Deux modèles de combustion turbulente sont utilisés.

**Bray [44]** a étudié l'interaction entre la turbulence et la combustion d'un point de vue modélisation. Les effets de la combustion sur la structure de la turbulence et ceux de la turbulence sur les taux de réactions chimiques ont été discutés.

**Dally & al [45]** ont étudié numériquement la structure du champ d'écoulement des jets turbulents et des flammes du type Bluff-Body. Leurs résultats obtenus avec les modèles mathématiques standard de la turbulence, comparés avec les mesures expérimentales montrent que le modèle k-e et le modèle RSM sous-estiment la taille des zones de recirculation qui existent dans le brûleur. Les corrections portées sur les Constantes du modèle k-epsilon donnent de meilleures prédictions du champ d'écoulement. Leur étude a démontré la convenance du modèle EBU à simuler le champ de température et du mélange dans la zone de recirculation de la flamme du brûleur du type Bluff-body.

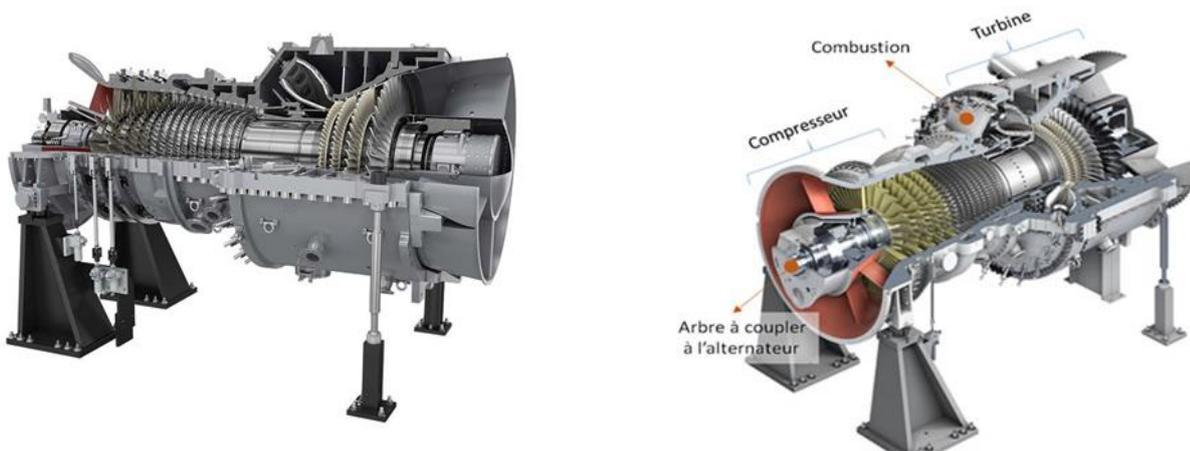
**Cependant Gagnepain [46]** a étudié expérimentalement les changements au sein des flammes turbulentes de pré mélange pauvres lorsque l'on modifie la richesse et la turbulence. D'une part il a présenté une description de la structure de la turbulence, en termes de ses multiples échelles spatiales et temporelles et de son énergie cinétique et d'autre part les modifications au sein du champ scalaire et de la morphologie des flammes, en termes d'orientation et de densité de surface de flammes.

## I.4. Définition

Les turbines à gaz font partie des **TURBOMACHINES** définies par râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. La turbine à gaz (également connue sous les appellations « turbine à combustion » ou « TAC ») est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure [1].

La turbine à gaz est un moteur à **combustion interne** de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre, et d'autre part les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion. Les turbines à gaz sont largement utilisées pour la production d'électricité, la propulsion des avions et des navires, ainsi que dans d'autres applications industrielles.



**Figure I.1** : La turbine à gaz. [2]

## I.5. Caractérisation des organes

Dans sa forme simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments essentiels:

### I.5.1. Un compresseur

La section du compresseur se compose du rotor et du stator (la caisse du compresseur). À l'intérieur de la caisse du compresseur, il y a les aubes orientables à entrainement variable, les différents étages du rotor, les aubes du stator et les aubes directrices de sortie. Dans le compresseur, l'air est enfermé dans l'espace entre le rotor et le stator, où il est comprimé étages par une série d'alternances des aubes rotatives (rotor) et stationnaires (stator) à profil aérodynamique. Les aubes du rotor fournissent la puissance nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage et les aubes du stator dirigent l'air de sorte qu'il entre dans l'étage du rotor suivant par l'angle correct. L'air comprimé sort par le refoulement du compresseur vers les chambres de combustion. L'air est extrait du compresseur pour un refroidissement de la turbine, l'étanchéité du palier.

Il existe deux sortes principales de compresseurs :

- les compresseurs centrifuges
- les compresseurs axiaux

#### a) Les compresseurs centrifuges

Un compresseur centrifuge est composé d'un rouet (roue) à palettes radiales qui aspire l'air axialement et de deux diffuseurs. L'arbre du rouet tourne dans des roulements à billes ou à rouleaux et soit commun à l'arbre de la turbine, soit divisé en son centre et relié par un accouplement, qui est généralement conçu pour être facilement détachable.

Dans la plupart des cas le rouet est constitué d'un disque en alliage d'aluminium forgé avec des aubes intégrées, disposées radialement sur un ou deux côtés et formant des passages convergents avec le corps du compresseur. Le rouet peut être de deux types : à entrée unique ou à double entrée (deux côtés). Les principales différences entre les deux types de rouet sont la taille et la disposition des conduits. Le type à double entrée a un diamètre plus petit, mais il fonctionne généralement à une vitesse de rotation plus élevée pour assurer un débit d'air suffisant.

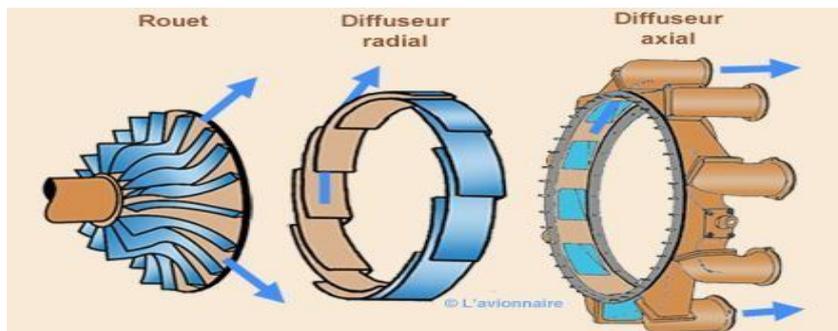


Figure I.2 : un compresseur centrifuge [34]

**b) Les compresseurs axiaux**

Un compresseur à flux axial est composé de deux éléments principaux :

- Un rotor constitué d'un ensemble d'aubes de section aérodynamique. Cet ensemble est monté entre des paliers dans les carters ;
- Un stator ou redresseur constitué d'un ensemble d'aubes fixe.

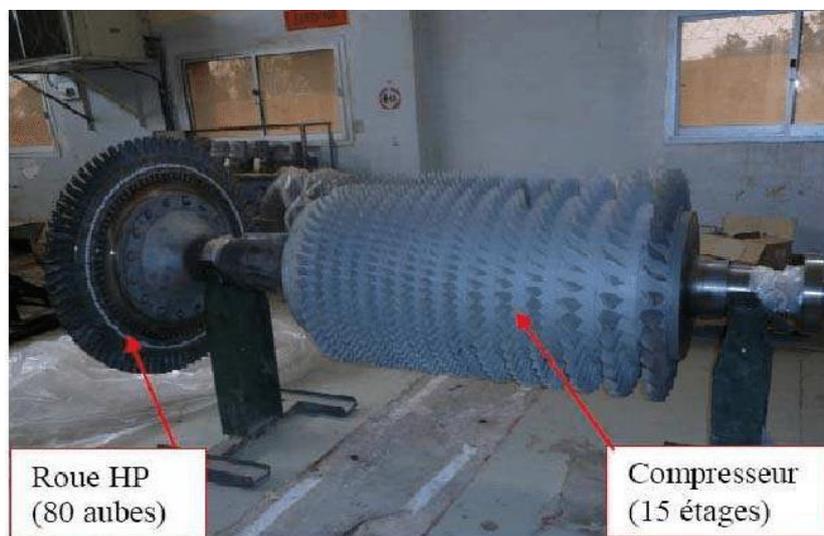
Le taux de compression des compresseurs est lié à sa vitesse de rotation et au nombre d'étages qu'il comporte.

Conçus de la même manière, les compresseurs basse et haute pression se différencient par la taille de leurs aubes et par leur vitesse de rotation.

Un compresseur axial se compose d'une suite d'étages axiaux disposés en série chacun comprenant une roue à aubes mobiles rotor et d'un stator à aubes redresseur, tous ces étages sont calculés pour adapter parfaitement leurs conditions de fonctionnement à celles des étages en amont et en aval.

L'aubage mobile rotor est constitué d'un disque circulaire sur lequel sont fixées des aubes (ailettes) et tourne devant l'aubage fixe redresseur. L'envergure des ailettes varie le long de l'écoulement pour compenser les variations de la masse volumique du fluide et pour conserver à la vitesse débitante axiale une valeur constante.

L'arbre du rotor est supporté par des roulements à billes et à rouleaux et couplé à l'arbre de la turbine de manière à permettre toute légère variation d'alignement.

**I.5.2. Une chambre de combustion**

La chambre de combustion est l'endroit où le carburant est mélangé à l'air comprimé et brûlé pour produire de l'énergie thermique à une pression quasiment constante. Les gaz de combustion atteignent

des températures supérieures à +1000 °C. En raison de l'apport d'énergie dans la chambre de combustion, la vitesse des gaz brûlés augmente [4]. Les matériaux utilisés pour construire les chambres de combustion doivent être capables de résister à des températures très élevées et à des pressions élevées.

On peut considérer qu'une chambre de combustion peut être partagée en trois zones : une zone primaire, une zone secondaire et une zone de dilution.

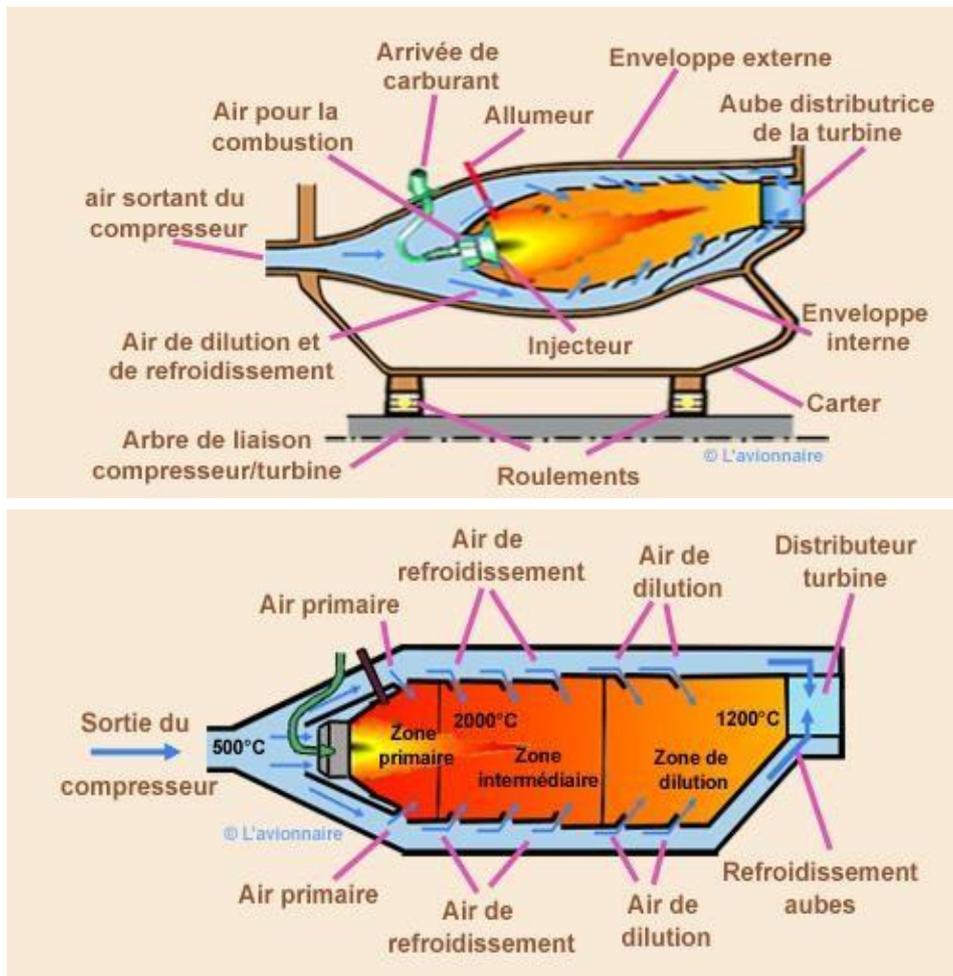


Figure I.4: la chambre de combustion de la turbine à gaz [34]

➤ Il existe trois types de chambre de combustion

- Chambre de combustion à chambres séparées ou Tubulaires.
- Chambre de combustion annulaire,
- Chambre de combustion mixte.

• Avantages et inconvénients des différents types de chambre de combustion

Tableau I.1. Avantages et inconvénients des différents types de chambre de combustion

Chambre	Avantages	Inconvénients
<b>Tubulaires</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>●Facilité de mise au point,</li> <li>●Facilité d'intervention,</li> <li>●Combustion facile à contrôler.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>●Lourdes</li> <li>●Encombrantes : maître couple important,</li> <li>●Perte par frottement importantes,</li> <li>●Carter résistant pour liaison compresseur turbine.</li> </ul>
<b>Annulaires</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>●Légères,</li> <li>●Maître-couple faible,</li> <li>●Peu de perte par frottement,</li> <li>●Puissance, important volume,</li> </ul> Carters contribuent à la rigidité de l'ensemble.	<ul style="list-style-type: none"> <li>●Difficultés d'intervention,</li> <li>●Difficultés de mise au point,</li> <li>●Combustion difficile à contrôler.</li> </ul>
<b>Mixtes Compromis</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>●Facilité de mise au point,</li> <li>●Changement tube à flamme unitaire,</li> <li>●Combustion facile à contrôler,</li> <li>●Carters contribuent à la rigidité de L'ensemble</li> <li>●Maître-couple faible.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>●Plus de perte par frottement que l'annulaire,</li> <li>●Difficultés d'intervention,</li> <li>●Plus lourdes que l'annulaire.</li> </ul>

### I.5.3. Une turbine

Une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

Les composants de base de la turbine sont :

- les aubes directrices de la tuyère.
- les disques de la turbine.
- et les aubes de la turbine.

L'ensemble rotatif est porté par des roulements montés dans le carter de la turbine et l'arbre de la

turbine peut être commun à l'arbre du compresseur ou relié à celui-ci par un accouplement à alignement automatique. Un étage de turbine est constitué d'un aubage fixe distributeur ou stator, suivi d'un aubage mobile ou rotor.

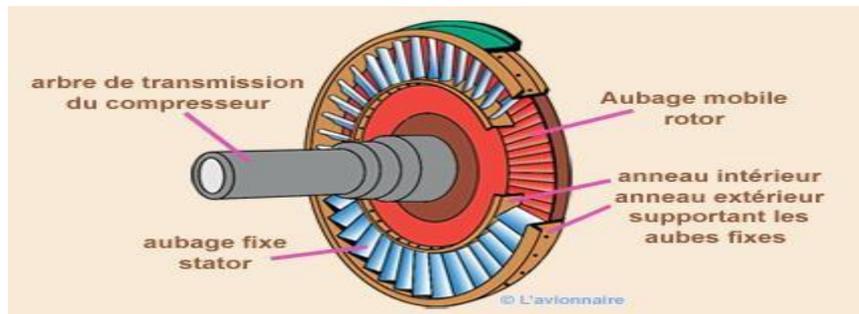


Figure I.5 : les composants de la turbine [34]

#### ➤ Aubes directrices de la tuyère

Les aubes directrices de la tuyère ont une forme aérodynamique, le passage entre les aubes adjacentes formant un conduit convergent. Les aubes sont situées dans le carter de turbine de manière à permettre la dilatation. Elles sont généralement de forme creuse et peuvent être refroidies en faisant passer l'air de refoulement du compresseur à travers elles pour réduire les effets des contraintes thermiques et des charges gazeuses élevées.

Une turbine HP ou BP peut comporter un ou plusieurs étages selon les besoins en énergie.

#### ➤ Le stator ou distributeur

Le distributeur est constitué par des aubes directrices maintenues par un anneau intérieur et un anneau extérieur ou par deux demi-carter. Son rôle est de diriger l'écoulement des gaz sortant de la chambre de combustion sur les aubes de rotor de la turbine. Pour les turbines à plusieurs étages, chaque distributeur est intercalé entre les rotors de la turbine pour "redresser" les filets d'air.

La vitesse de rotation élevée impose de fortes charges centrifuges sur la roue de turbine, et en même temps les températures élevées entraînent une diminution de la résistance du matériau. Par conséquent, la vitesse et la température du moteur doivent être contrôlées pour maintenir le fonctionnement de la turbine dans des limites sûres. Il est donc nécessaire de les refroidir pour atténuer les contraintes thermiques. Le système de refroidissement peut varier d'un motoriste à un autre, mais le principe général reste le même. L'air provenant du compresseur HP (environ 500°) pénètre à l'intérieur de l'aube puis s'échappe à travers des trous au niveau du bord d'attaque et du bord de fuite.

#### ➤ Le rotor

Les aubes de la turbine ont une forme aérodynamique, conçue pour fournir des passages entre les aubes adjacentes qui donnent une accélération régulière du flux jusqu'à la "gorge", où la surface est la plus

petite, et où la vitesse atteint celle qui est nécessaire à la sortie pour produire le degré de réaction requis. La surface réelle de la section de chaque pale est fixée par la contrainte autorisée dans le matériau utilisé et par la taille des trous éventuellement nécessaires pour le refroidissement. Voir refroidissement stator. Un rendement élevé exige des bords de fuite minces aux sections, mais un compromis doit être trouvé afin d'éviter que les pales ne se fissurent en raison des changements de température pendant le fonctionnement du moteur.

La méthode de fixation des aubes au disque de turbine est d'une importance considérable, car la contrainte dans le disque autour de la fixation ou dans la racine de l'aube a une incidence importante sur la vitesse limite de la jante. Divers systèmes d'attache dont certains très complexes en forme comme le pied de sapin qui est maintenant utilisé dans la majorité des moteurs à turbine à gaz.

## I.6. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines à gaz selon :

- Le mode de travail.
- Le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Le mode de construction.

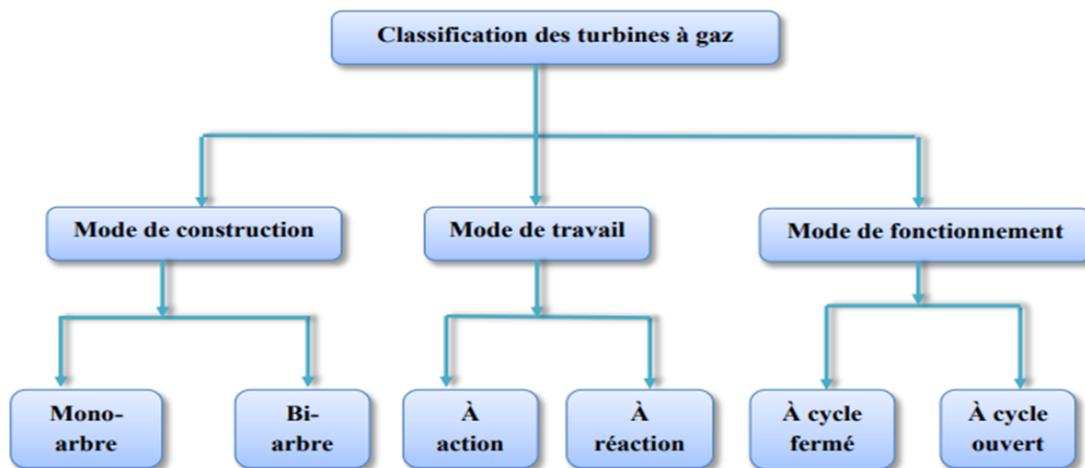


Figure I.6: classification des turbines à gaz [20]

### I.6.1. Selon le mode de travail

On distingue les turbines suivantes :

#### ➤ Turbine à action

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes). Toute la détente a lieu dans l'aubage fixe. Le rôle de l'aubage mobile est d'utiliser l'énergie cinétique engendrée par cette détente, c'est-à-dire de transformer cette énergie cinétique en énergie mécanique disponible sur l'arbre de la machine «  $P_0 > P_1 = P_2$  » .

➤ **Turbine à réaction**

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c-à-d qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique ( $P_0 > P_1 > P_2$ ).

➤ **Turbine mixte**

Est en partie à action et en partie à réaction.

**NB :**  $P_0$  est la pression à l'amont de l'aubage fixe,  $P_1$  est la pression entre les aubages fixe et mobile, et  $P_2$  est la pression à l'aval de l'aubage mobile

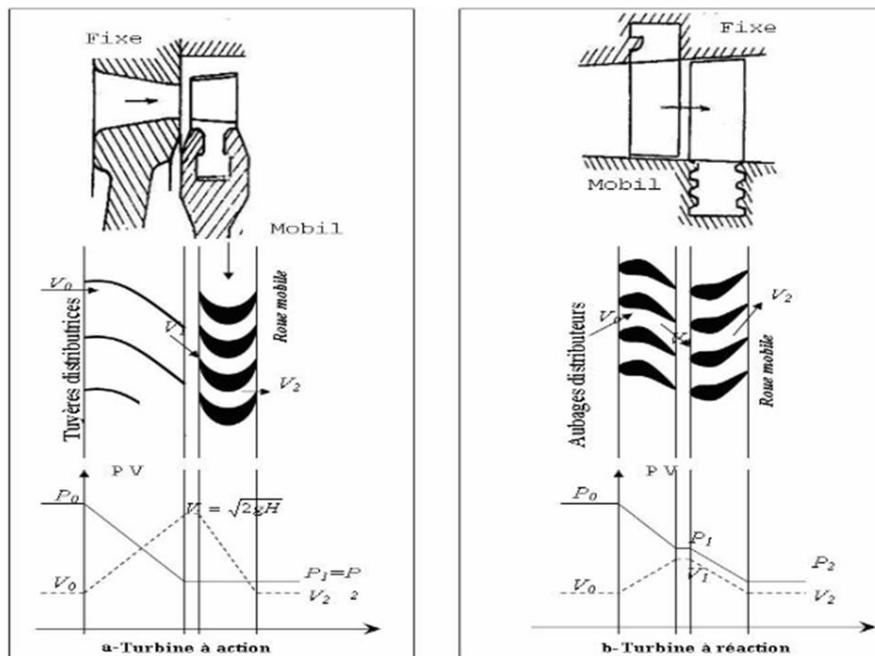


Figure I.7: Schéma d'une turbine à action et à réaction.[20]

**I.6.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique**

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- **La turbine à gaz à cycle fermé** : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.
- **La turbine à gaz à cycle ouvert** : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement

S'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.
- **Turbine à cycle régénéré** : Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils

réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère [10].

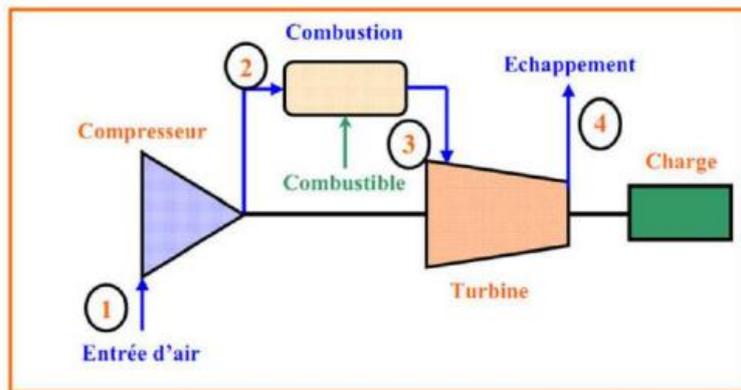
### I.6.3. Selon le mode de construction

#### ➤ Turbine mono-arbre

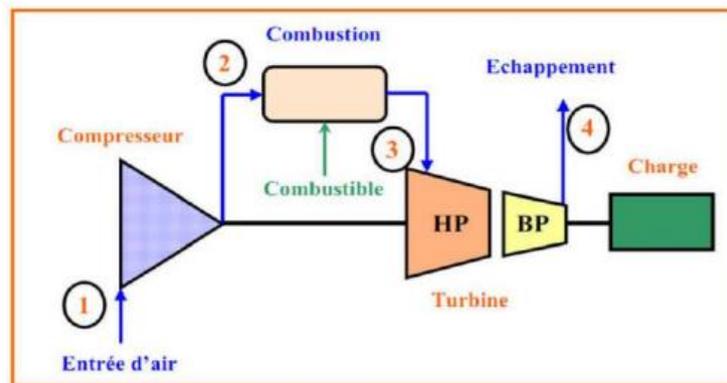
Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet à l'ensemble de tourner à la même vitesse. Ce type de turbines est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse tel que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

#### ➤ Turbine bi-arbre

Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique ; elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.



(a) : mono-arbre



(b) : bi-arbre

**Figure I.8:** Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.[8]

➤ **Turbine de type « aviation » (aero-dérivation)**

Ces turbines à gaz ont été étudiées et construites pour la motorisation des appareils aéronautiques tels que les avions et les hélicoptères. Elles sont constituées d'un réacteur générateur de gaz chaud suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant les techniques aéronautiques.

La conception est évidemment différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux

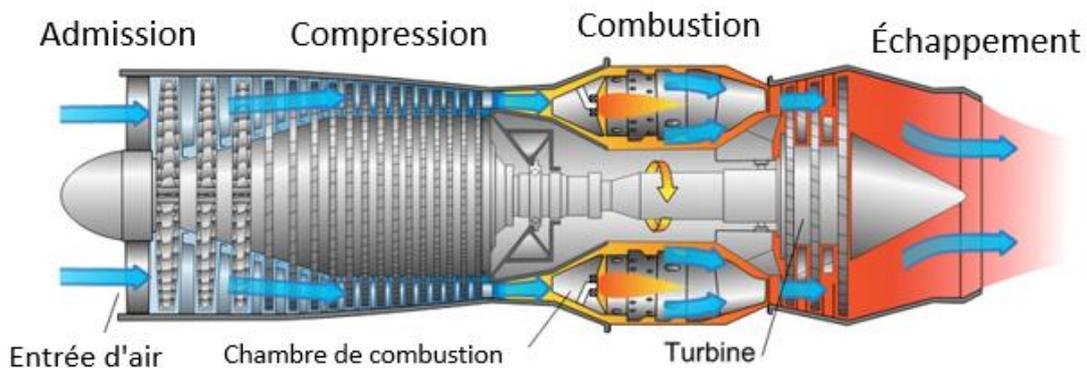
### I.7. Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnement.
- Elle le Comprime à une pression plus élevée.
- Elle Augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé, en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Elle Achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie cinétique puis en mécanique pour faire tourner l'arbre.

Ceci, sert d'un côté à fournir l'énergie utile au compresseur centrifuge couplé au moyen d'un accouplement et de l'autre côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air au compresseur axial relié directement à la section turbine.

- Elle Décharge à l'atmosphère les gaz à pression et température basses, résultants de cette transformation [5].



**Figure I.9:** Schéma d'un moteur à turbine à gaz [6]

## I.8. Cycle thermodynamique

### a) Cycle de Baryton idéal

Le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz est connu tant que cycle de **Baryton**.

Le cycle Baryton, populairement utilisé pour des centrales de turbine à gaz comporte le processus de compression adiabatique, l'addition de la chaleur à pression constante, processus détente adiabatique et le procédé de dégagement de chaleur à pression constante. Ce diagramme est utile pour comprendre plus facilement la signification du cycle thermodynamique [7].

L'air entre dans le compresseur au point (1), qui représente les conditions atmosphériques de l'air selon des valeurs de pression, température et humidité relative.

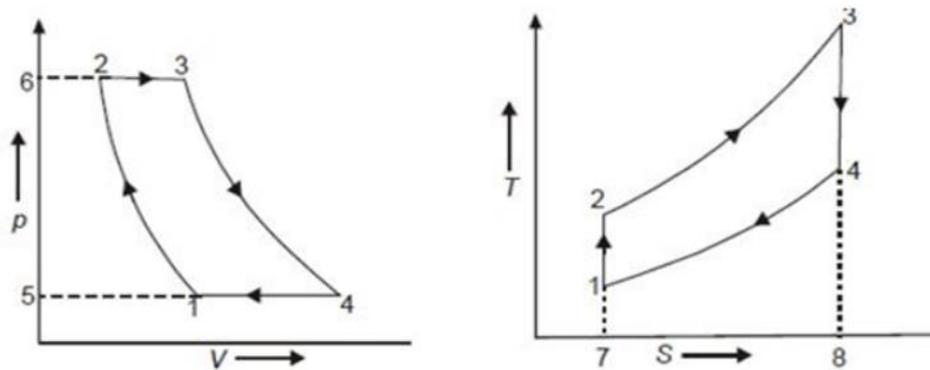


Figure I.10: Diagramme théoriques P-V et T-S de la turbine à gaz [7]

Pendant la transformation de (1) à (2), l'air est comprimé à l'intérieur du compresseur. Sans aucune intervention d'une chaleur en remarque que la température de l'air augmente, en raison de la compression poly tropique.

Après avoir traversé le compresseur, l'air et le combustible entre dans la section de combustion, pratiquement dans les mêmes conditions de pression et de température qu'au point (2).

La transformation entre les points (2) et (3) représente la combustion.

La température réelle de combustion, atteint, dans la zone de combustion à côté du brûleur une valeur d'environ 2000 °C, qui est trop haute pour la résistance des matériaux en aval.

La température finale au point (3), est le résultat du mélange des gaz de combustion primaire avec l'air de compression et refroidissement.

La transformation suivante, entre les points (3) et (4), représente la détente des gaz à travers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique et la pression, en énergie cinétique.

En aval du point (4), les gaz sont évacués dans l'atmosphère.

### b) Cycle réel de Brayton

Nous venons de constater les limites du modèle idéal de Brayton. Nous devons donc envisager un modèle plus représentatif et convaincant. Il faut améliorer le modèle sans trop le compliquer en tenant compte des rendements isentropiques de compression et de détente.

Lors des compressions et détentes, les irréversibilités (viscosité de l'air, frottements et chocs sur les aubages) sont génératrices d'entropie et provoquent un échauffement du gaz plus élevé que prévu avec le cycle de Brayton idéal. Ainsi, le travail de compression réel est plus important que celui de compression isentropique. Par contre le travail réellement transmis à la turbine est inférieur à celui de détente isentropique

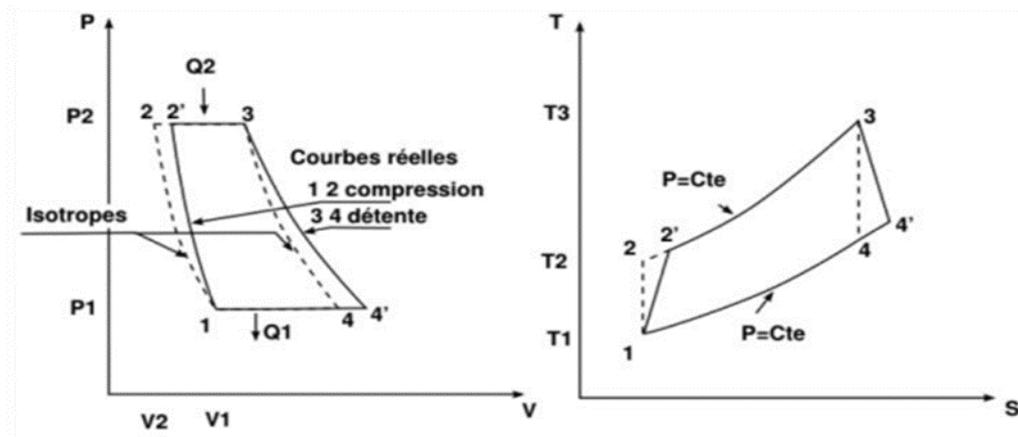


Figure I.11: Diagramme réel P-V et T-S de la turbine à gaz [8]

## I.9. Le rendement et la puissance

La gamme de puissances électriques des turbines à gaz est large. Le rendement électrique des turbines gaz est lié à la qualité de l'alternateur. Un ordre de grandeur courant de rendement électrique est de l'ordre de 20 à 25 %. Le rendement thermique, lui, peut être amélioré par la qualité de l'échangeur, l'exploitation des différentes sources de chaleur, la qualité de la combustion, etc. Un ordre de grandeur de rendement thermique se situe entre 55 et 70 % (avec postcombustion) [8]. Les applications des turbines à gaz découlent directement de leurs avantages spécifiques.

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

Par contre, la turbine à gaz est mal adaptée aux véhicules routiers. En effet, les variations de charge et de régime sont trop importantes et trop rapides pour être réalisables avec un rendement correct. Deplus, le rendement atteint difficilement 30% pour des moteurs compacts et de faible puissance.

L'autre grand domaine d'emploi des turbines à gaz est la production d'électricité. En effet, il s'agit

d'applications à régime constant et à charge relativement constante pour lesquelles le rendement de ces machines est le meilleur. La puissance varie de quelques centaines de kW à près de 300 MW. Les machines les plus puissantes sont en général associées à des turbines à vapeur dans des cycles combinés dont le rendement global tend actuellement vers 60%.

En cycle simple, le rendement est de l'ordre de 30 à 35%. Dans les faibles puissances, le rendement est même inférieur à 30% mais on met alors à profit l'aptitude des turbines à combustion pour la récupération de chaleur dans des applications de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur). [8]

## **I.10. Domaines d'application des turbines à gaz**

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

### **I.10.1. Domaines fixes**

Ces appareils font l'objet d'un stage de formation. Ils sont destinés aux services industriels suivants :

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

### **I.10.2. Domaines mobiles**

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo-hélice).
- Chemins de fer.

## **I.11. Avantages et inconvénients des turbines à gaz**

### **I.11.1. Avantages de la turbine à gaz**

- Puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu.
- Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et brûleur) et équilibrage (peu de vibrations).
- Pollution limitée en HC et NOx du fait de l'excès d'air et de la température limitée.
- Aptitude à la récupération de chaleur (cogénération).
- Marche régulière.
- Bon rapport pression maximale sur pression moyenne efficace.
- Valeurs d'émission favorables sans équipement [11].

### I.11.2. Inconvénients de la turbine à gaz

- Mauvais rendement : moins de 30% de l'énergie calorifique contenue dans le carburant est transformée en énergie mécanique.
- Faibles pressions de travail.
- Régimes souvent beaucoup trop élevés.
- Coût de fabrication élevé.
- Importante consommation de carburant.
- Mal adaptée aux faibles puissances.
- Bruyante par la vitesse des gaz.
- Nécessite des réducteurs coûteux
- Difficulté d'obtenir des matériaux résistants aux hautes températures.
- Nécessité d'un compresseur et d'une pompe à combustible (ou d'un compresseur de gaz) [11].

### I.12. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une multitude d'informations sur les turbines à gaz, en fournissant une liste détaillée de leurs composants et de leurs applications dans le domaine de l'énergie. Nous avons également mis en évidence les évolutions de cette machine au fil du temps, ainsi que les domaines d'utilisation et la classification des turbines à gaz. Nous avons expliqué le principe de fonctionnement, les caractéristiques des différentes sections de la turbine, ainsi que les avantages et les inconvénients des turbines à gaz.

---

# **La combustion et la turbulence**

---

## II.1. Introduction

La combustion est aujourd'hui un des principaux moyens de conversion de l'énergie. La combustion est encore aujourd'hui l'un des principaux moyens de production de l'énergie, Elle est utilisée dans des nombreux systèmes pratiques aussi bien pour produire de la chaleur (chaudières ou fours domestiques et industriels), de l'électricité (centrales thermique), que pour le transport (moteurs automobiles et aéronautiques, moteurs fusée, ...).

La plus grande partie de cette énergie est issue de combustibles fossiles dont les ressources sont limitées. Par ailleurs, la combustion de ces hydrocarbures entraîne la production d'espèces polluantes pour l'environnement, à l'échelle locale mais aussi planétaire (destruction de la couche d'ozone par les oxydes d'azote et réchauffement global par le dioxyde de carbone). Dans ce cadre général les industriels du secteur de l'énergie et des transports cherchent à perfectionner les procédés de combustion dans le but d'une part de réduire leur consommation en combustible et d'autre part de limiter leur production d'espèces polluantes. Ces objectifs, qui représentent des enjeux majeurs pour l'énergétique, nécessitent des recherches sur les aspects fondamentaux et technologiques.

La combustion peut être caractérisée comme une (ou des) réaction(s) irréversible(s) fortement exothermique(s) entre un combustible et un comburant selon le schéma global :



## II.2. Les notions de la combustion

La combustion est une réaction chimique, globalement exothermique, au début lent mais pouvant devenir ensuite rapide et même violente, avec émission de rayonnement et élévation de température qui peut être traduite par un dégagement de chaleur. Elle se produit dans un système « ouvert » ou dans un système « fermé », autrement dit avec ou sans échange de matière et d'énergie entre le système et le milieu extérieur. Les réactions chimiques ne peuvent se produire que si des espèces chimiques, atomes, ions, radicaux, molécules, commencent par s'interagir ou du moins se trouver assez près pour se modifier mutuellement.

La réaction de combustion est globalement une réaction d'oxydoréduction où l'oxydant est appelé comburant (oxygène pur ou dilué ozone, chlore, nitrates, etc.) et le réducteur est appelé combustible (H<sub>2</sub>, CO, hydrocarbure, etc.) se déroulant suivant un mécanisme complexe, comprenant un grand nombre de réaction dites « élémentaires », les unes contre les autres libérant de la chaleur, le dégagement de chaleur prenant le pas sur la consommation. Si cette réaction oxydait de façon maximale le combustible, on pourrait écrire, globalement :



Cette écriture a pour objet d'indiquer simplement quels sont les produits initiaux et finals du processus, sans plus. On l'appelle (la réaction de bilan stœchiométrique). Elle n'indique pas du tout ce qui se passe au cours de la combustion.

La thermodynamique raisonne essentiellement sur des grandeurs comme la température ou les concentrations qui n'ont de sens que pour les systèmes contenant des individus en nombre assez grand pour se prêter aux considérations statistiques. Les symboles chimiques, H, H<sub>2</sub>O, CH<sub>4</sub>, etc. y désignent donc sans la moindre ambiguïté des moles et non des atomes ou des molécules.

Comme c'est déjà dit que la flamme ne met pas en œuvre seulement des phénomènes chimiques, mais aussi des phénomènes physiques et mécaniques de transport de gaz par diffusion et par convection.

La combustion est une réaction chimique d'oxydation d'un combustible par un comburant, les produits de combustion s'appellent aussi gaz brûlés ou fumées. La combustion fournit de l'énergie calorifique et émet généralement de la lumière. Le développement de la société industrielle moderne et la sauvegarde de l'environnement se fondent sur la maîtrise de cette réaction de combustion. Dans un phénomène de combustion, les corps en présence sont les suivants :

► **LE COMBUSTIBLE** : C'est une substance qui peut brûler en présence d'un comburant, est souvent un produit organique, c'est-à-dire composé principalement de carbone et d'hydrogène (ex : méthane, essence, alcool...), Dans notre étude nous utiliserons comme combustible le méthane CH<sub>4</sub>

► **LE COMBURANT** : Généralement l'air environnant et particulièrement le dioxygène, c'est un bon comburant.

► **LE PRODUIT DE COMBUSTION** : Généralement la chaleur ou une flamme, par exemple celle produite par une étincelle [12].

### **II.3. Les Différents types de combustion**

#### **❖ Combustion rapide**

La combustion rapide est une forme de combustion au cours de laquelle de grandes quantités de chaleur et d'énergie sous forme de lumière sont relâchées, donnant naissance au feu.

#### **❖ Combustion lente**

La combustion lente est une réaction qui entraîne un faible dégagement de calories avec peu d'élévation de température et une absence de flammes.

#### **❖ Combustion complète**

Lors d'une combustion complète, le réactif réagira avec le comburant jusqu'à former des produits qui ne pourront plus être oxydés avec le comburant : les produits ont atteint un degré de stabilité qu'une réaction de combustion ne peut modifier.

Dans le cas d'un hydrocarbure réagissant avec le dioxygène, les produits de combustion sont le dioxyde de carbone un produit de combustion stable, ainsi une combustion complète fournit les

mêmes produits de réactions quels que soient les réactifs. Une combustion complète permet d'obtenir la quantité maximale d'énergie disponible étant le pouvoir calorifique [54].

#### ❖ Combustion incomplète (en défaut d'air)

La combustion incomplète aura lieu quand il n'y aura pas assez de comburant pour permettre la réaction complète du combustible ou lorsque le temps de contact à une température rendant la combustion possible est trop faible. Elle produit donc des résidus de combustion, sous forme de cendres qui génèrent des fumées, dont certains composés sont très toxiques pour l'homme et pour l'environnement tel que le monoxyde de carbone (gaz mortel), des particules de carbone pur (suie, goudron, cendres), des oxydes d'azote, des hydrocarbures (cancérogènes tel le benzène, ou fortement toxiques telles les HAP), des composés organiques volatiles [54].

#### ❖ Combustion stœchiométrique

La combustion stœchiométrique aura lieu lorsque la quantité d'oxygène introduite dans le réacteur est exactement égale à la quantité nécessaire à une combustion totale du méthane (CH<sub>4</sub>) dans ces conditions, les produits de la combustion complète sont essentiellement le dioxyde de carbone, l'azote et la vapeur d'eau. [54]



## II.4. Modes de combustion élémentaires

Il existe un nombre important de techniques menant à la combustion d'un carburant par un oxydant. Dans la combustion gazeuse, deux modes de combustion élémentaires peuvent être identifiés : la combustion pré-mélangée et la combustion non pré-mélangée. Entre ces deux modes de combustion élémentaires se trouvent différents modes de combustion intermédiaires, comme le pré-mélange partiel ou la combustion stratifiée.

### II.4.1. La combustion pré-mélangée

La combustion pré-mélangée est à priori, la situation la plus efficace en termes de dégagement d'énergie puisque les réactifs sont déjà en contact avant la zone de flamme. En revanche, une telle flamme est susceptible de se propager dans le mélange combustible/oxydant donc de remonter l'écoulement en amont de la chambre, jusqu'à l'endroit où s'effectue le mélange, ce qui pose des problèmes de sécurité. Cela n'est pas le cas pour les flammes de diffusion. [13]

### II.4.2 La combustion non pré-mélangée

La combustion turbulente non-pré mélangée se rencontre dans l'industrie le plus souvent dans les brûleurs à gaz. La turbulence joue un rôle indispensable pour mélanger le plus rapidement possible les gaz en présence. Elle est due essentiellement aux forts gradients de vitesse qui existe entre l'air et le gaz. Pour la combustion non-pré mélangée, la fraction de mélange basée sur des modèles semblent offrir la description la plus efficace de la chimie [13].

### II.4.3. La combustion partiellement pré-mélangée

Est un mode de combustion intermédiaire retrouvé fréquemment dans les applications industrielles. Pour des raisons de sécurité, l'oxydant et le carburant sont stockés séparément (l'oxydant est par ailleurs bien souvent pris dans l'environnement extérieur et n'est pas stocké par le système de combustion). L'oxydant et le carburant sont donc injectés par deux courants différents, en amont du front de flamme, et sont supposés se mélanger avant d'atteindre le front de flamme. Mais il arrive très fréquemment que le mélange ne soit pas parfait et que des hétérogénéités de mélange atteignent le front de flamme.

Dans un autre sens, il est envisageable que les deux courants d'un système non-pré-mélangé se mélangent avant d'atteindre le front de flamme. Ainsi le mode de combustion n'est plus non-pré-mélangé mais partiellement pré-mélangé [12].

**Tableau II.1** Résumé des avantages et inconvénients principaux modes de combustions

Mode de combustion	Avantages	Inconvénients
Pré-mélangé	Peu polluant (en régime pauvre)	Instabilités de Combustion, stockage du mélange
Non pré-mélangé	Stabilité de la flamme, stockage du carburant en dehors des limites de flammabilité	Production d'oxydes d'azote
Partiellement pré-mélangé	Peu polluant (en régime pauvre), stockage du carburant en dehors des limites de flammabilité	Instabilités de combustion, hétérogénéité de mélange

### II.5. Les instabilités de combustion

Les instabilités de combustion sont des problèmes importants rencontrés lors de la conception des chambres de combustion et des systèmes propulsifs en général. Elles se caractérisent par de grandes oscillations des paramètres de l'écoulement (débit, pression, etc.) et de la combustion (dégagement de chaleur). Pour beaucoup d'installations il s'agit d'un phénomène indésirable dont les effets sont gênants :

- Oscillations mécaniques de la structure du système.
- Augmentation du transfert de chaleur aux parois (pouvant conduire à la dégradation de celles-ci).
- Déstabilisation de la flamme.

Les instabilités de combustion proviennent de l'interaction de deux ou plusieurs phénomènes physiques. Un processus initial génère une perturbation de l'écoulement qui va interagir avec la flamme. Un processus de retour couple, la variation de taux de réaction au processus initial.

En général le processus retour relie l'écoulement aval à l'amont où les perturbations sont initiées. Ce couplage est réalisé par les ondes acoustiques remontant l'écoulement.

En pratique on distingue trois types d'instabilités de combustion :

1. Les instabilités des systèmes
2. Les instabilités propres au foyer
3. Les instabilités intrinsèques [14].

## **II.6. Les flammes de combustions**

### **II.6.1. Définition d'une flamme**

Une flamme est un milieu réactionnel dans lequel se déroule une réaction de combustion. Elle est généralement associée à une zone réactive, lumineuse appelée front de flamme, onde de combustion ou encore zone de combustion. Les propriétés de propagation spatiale de la flamme résultent de l'action conjuguée de processus chimiques (production rapide de chaleur et d'espèces chimiques réactives), physiques (transport, diffusion), ainsi que de déplacement de matière (diffusion moléculaire) et de chaleur (convection). Donc, La flamme (zone de réaction) est le résultat du transport des espèces, du transport de la chaleur et de la réaction chimique.

### **II.6.2. Paramètres et caractérisations d'une flamme**

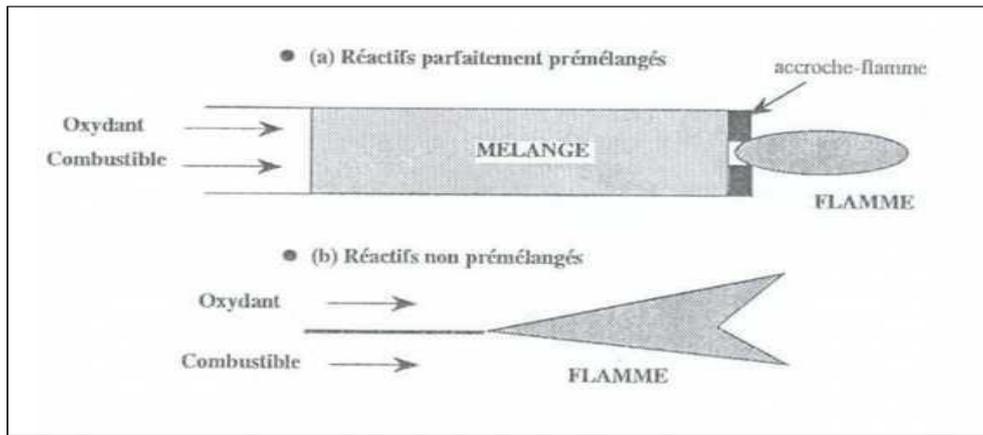
La notion de flamme englobe différents processus et peut être caractérisée à l'aide de différents paramètres qui présentent l'avantage de permettre une classification [Warnatz et al. 2006].

Les trois paramètres principaux sont :

- La nature et le nombre de réactifs
- Le mode d'introduction des réactifs
- Le régime d'écoulement des gaz dans le milieu réactionnel [15].

### **II.6.3. Les Différents Types de Flammes**

En combustion, on peut distinguer les régimes de combustion en deux grandes familles selon les mécanismes utilisés pour introduire les réactifs dans la zone de réaction : les flammes de pré mélange et les flammes de diffusion (non pré mélangées) [16].



**Figure II.1** : Types de flamme : (a) pré-mélangée, (b) non pré-mélangée. [16]

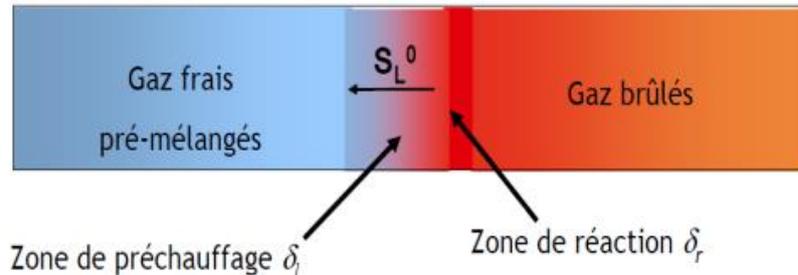
### II.6.3.1. Flamme pré-mélangées

Les réactifs sont mélangés avant la zone de réaction dans le cas de la flamme pré mélangée

Le combustible est toujours un gaz parfaitement mélangé au comburant.

#### Exemple

- Moteur à allumage par étincelle
- Chalumeau oxyacétylénique.
- Chambre de combustion de turbine à gaz DLN.



**Figure II.2** : structure de la flamme pré-mélangée [16]

### II.6.3.2. Flamme non pré-mélangées

Flamme non pré-mélangées ou flammes de diffusion où les réactifs sont introduits séparément dans la zone de réaction, de part et d'autre de la flamme ils sont alors essentiellement entraînés l'un vers l'autre par diffusion moléculaire.

#### Exemple :

- Bougie ou lampe à huile
- Cheminée
- Chambre de combustion de turbine à gaz classique

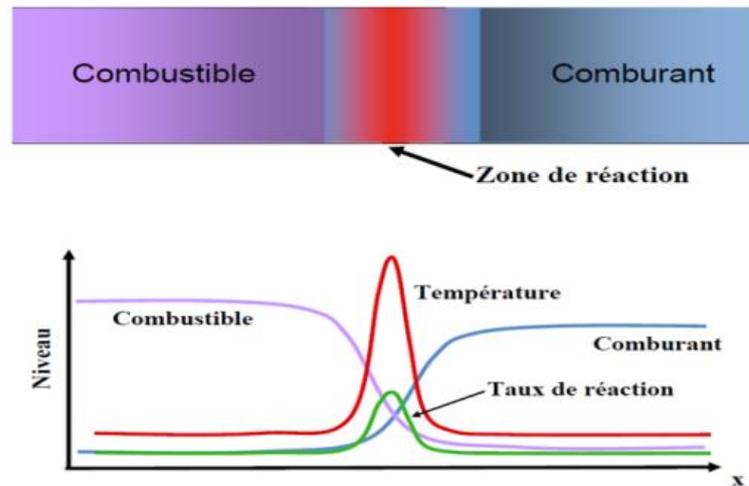


Figure II.3 : structure de la flamme non pré-mélangée. [16]

## II.7. Les différents modèles de combustion

Dans une simulation numérique du cycle moteur, le modèle de combustion est primordial car il influence directement sur la distribution de la pression, la température, les émissions polluantes, le travail ainsi que le rendement thermique [60]. Les termes sources dans l'équation de conservation des espèces (pour  $\phi = Y_i$ ) et l'équation de l'énergie ( $\phi = E$ ) due à la combustion sont calculés à partir d'un modèle de combustion.

### II.7.1. Modèle Eddy-Dissipation de Magnussen et Hjertager

Le modèle de combustion de Magnussen et Hjertager (1976), part du même principe que le modèle EBU (Eddy Break Up) appliqué à la combustion pré mélangée. Il est basé sur le concept de la combustion infiniment rapide avec nombre de  $R_e$  et Damköhler  $Da$  ( $\frac{\text{échelle de temps de mélange}}{\text{échelle de temps cinétique}}$ ) très élevés. Ce modèle peut s'appliquer à la combustion pré mélangée ou non [17]. Dans ce modèle, le carburant et l'oxydant sont supposés être à l'intérieur de différents tourbillons. Le taux de réaction est contrôlé par le temps caractéristique du mélange des tourbillons de grandes échelles ( $\tau_t = \frac{k}{\varepsilon}$ ). Comme le modèle EBU, le modèle de Magnussen et Hjertager est un modèle adapté à un écoulement pleinement turbulent qui ne tient pas compte de la cinétique chimique [18].

Le taux de réaction moyen de consommation de carburant est calculé par,

$$\bar{\omega}_r = A \tilde{Y}_F \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II. 1})$$

Où  $A$  est une constante qui dépend de la structure de la flamme,  $\tilde{Y}_F$  est la concentration moyenne de carburant.

Le taux de réaction moyen de consommation d'oxydant, qui est contrôlé par la concentration moyenne de l'oxydant  $\tilde{Y}_{O_2}$ , est calculé comme suit :

$$\bar{\omega}_r = A \frac{\tilde{Y}_{O_2}}{r} \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II.2})$$

Avec  $r = \frac{\nu_o M_o}{\nu_f M_f}$  est le coefficient stœchiométrique massique, où  $\nu_o$  et  $\nu_f$  sont les coefficients stœchiométriques de l'oxygène et du combustible respectivement,  $M_o$  et  $M_f$  sont les masses molaires de l'oxygène et du combustible, respectivement.

Si le carburant et l'oxydant se retrouvent partiellement ou complètement mélangés, le taux de réaction est alors contrôlé par le taux de dissipation des tourbillons qui contiennent les produits,

$$\bar{\omega}_r = A B \frac{\tilde{Y}_P}{1+r} \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II.3})$$

Où  $B$  est une deuxième constante du modèle.

L'introduction de la concentration de gaz brûlés dans l'expression du taux de réaction apporte une information supplémentaire et indispensable au modèle, celle de la température. En effet, une flamme ne peut exister que si la température est suffisamment élevée. Or, la simple évaluation du taux de réaction en fonction des concentrations de carburant et d'oxydant implique que sa valeur sera supérieure à zéro lorsqu'ils seront mis ensemble. Comme l'existence de produits est liée à une température élevée, cette dernière condition doit alors être remplie pour que la réaction puisse avoir lieu. Rappelons que l'on se place dans un régime de flamme-lette, où la turbulence ne doit pas interagir avec la structure interne du front de flamme. Il ne faut donc pas appliquer ce modèle pendant l'auto-inflammation, ce qui est d'une certaine façon impose l'introduction du terme  $Y_P$ .

A chaque pas de temps de calcul, les trois termes sont calculés. Le plus petit sera considéré comme le taux de réaction effectif,

$$\bar{\omega}_r = \bar{\rho} A \frac{\varepsilon}{k} \min \left( \tilde{Y}_F, \frac{\tilde{Y}_O}{r}, B \frac{\tilde{Y}_P}{1+r} \right) \quad (\text{II.4})$$

$A$  et  $B$  sont des constantes empiriques égales à 4 et 0,5 respectivement [19].

### II.7.2. La cinétique chimique (Laminar Finite-Rate pour LFR)

Ce modèle vise à décrire la combustion turbulente en prenant en compte les effets de cinétique chimique. Dans cette approche, à l'opposé de ce qui est supposé dans les modèles à chimie infiniment rapide, l'hypothèse est que la combustion est complètement contrôlée par la cinétique chimique, et non par les effets turbulents sur le mélange. L'approche *Arrhenius* utilise des schémas réactionnels complets ou simplifiés. Elle est écrite sous la forme[19]:

$$\bar{\omega}_r = k_{fr} \prod_{r=1}^N \left( \frac{\rho_i}{W_i} \right)^{\nu_{ir}'} - k_{br} \prod_{r=1}^N \left( \frac{\rho_i}{W_i} \right)^{\nu_{ir}''} \quad (\text{II.5})$$

Où  $k_{fr}$  est la constante de vitesse pour le sens directe (*forward*) exprimé par :

$$k_{fr} = A_{fr} \exp(-E_{fr}/RT) \quad (\text{II.6})$$

Pour la réaction réversible, la constante de la vitesse pour le sens inverse *ou backward* ( $k_{br}$ ) de la réaction  $r$ , est déterminée à partir des constantes de la vitesse directe et d'équilibre ( $k_{\text{éq}}$ ) comme suit :

$$k_{br} = \frac{k_{fr}}{k_{\text{éq}}} \quad (\text{II.7})$$

Avec :  $E_{fr}$  et  $E_{br}$  sont les énergies d'activation pour les sens directe et inverse respectivement ;

$A_{fr}$  et  $A_{br}$  sont les constantes du facteur pré-exponentiel pour le sens directe et inverse.

$v'_{ir}$  et  $v''_{ir}$  ne sont pas forcément égaux aux coefficients stœchiométriques, de façons à pouvoir prendre en compte des ordres de réactions empiriques.

L'étape essentielle pour la simulation de la combustion est le choix des constantes empiriques tels que le facteur pré-exponentiel  $A$ , l'énergie d'activation  $E_a$  (Température d'activation  $T_a = \frac{E_a}{R}$ ) et les constantes empiriques  $v'_{ir}$  et  $v''_{ir}$ .

### II.7.3. Modèle Laminar finite rate / Eddy dissipation model (LFR/EDM)

ANSYS Fluent propose également le modèle LFR/EDM qui calcule le taux de réaction par les deux modèles précédents et utilise le plus petit de ces deux taux.

## II.8. La turbulence

La turbulence est une caractéristique de l'écoulement. Le paramètre qui quantifie un tel écoulement est le nombre adimensionnel de Reynolds, qui est défini comme un rapport des forces d'inerties sur les forces visqueuses [20]. Lorsque le nombre de Reynolds augmente au-dessus d'une certaine valeur où les forces d'inertie sont plus importantes devant les forces de viscosité, l'écoulement laminaire devient instable et les perturbations en amont transportées et amplifiées ne sont pas supprimées par les forces visqueuses. Cette instabilité qui génère la turbulence est un problème mathématique complexe. Elle est le plus grand défi de la mécanique des fluides, et l'un des six problèmes de la physique non résolus.

Ces écoulements sont irréguliers, instables, très diffusifs, et semblent de plus en plus aléatoires, chaotiques et présentent un large spectre d'échelles spatiales et temporelles. La première théorie pour l'analyse dimensionnelle de la turbulence a été postulée par **Osborn Reynolds** (1898) [20]. Une description largement acceptable concernant la turbulence est celle de la théorie de Kolmogorov (cascade d'énergie de Kolmogorov 1991) [21]. D'après sa théorie, des tourbillons de grande échelle sont générés par l'écoulement moyen à cause des contraintes de Reynolds, ces grands tourbillons se divisent en petits tourbillons qui se divisent à leurs tours en plus petits tourbillons. Ce procédé continue jusqu'à la petite échelle (échelle de Kolmogorov qui est proportionnel à  $Re^{-3/4}$ ) là où l'énergie cinétique se dissipe en chaleur par le frottement visqueux [21].

Pour simuler avec précision l'écoulement réel, il est très important de pouvoir modéliser avec précision la turbulence. Cela est particulièrement nécessaire, car la turbulence détermine non seulement les détails de l'écoulement de fluide lui-même, mais également influe fortement sur les processus de pulvérisation de carburant liquide et la formation du mélange ainsi que sa combustion [22].

Puisque l'étude de l'écoulement des fluides en particulier turbulent est un domaine difficile à aborder expérimentalement, certains chercheurs préfèrent l'approche numérique, par l'intermédiaire de la technique CFD. Même dans ces conditions, il faut noter qu'on a besoin de ressources importantes de calcul, en coûts et en temps [23]. Plusieurs modèles existent pour modéliser la turbulence, chaque modèle a ses applications. Ils ont leurs points forts et leurs limitations, le choix de modèle repose sur le type de problème traité, les objectifs envisagés, les moyens de calcul et le temps alloué.

## **II.9. Les caractéristiques de la turbulence**

Quand le nombre de Reynolds caractéristique augmente, des perturbations s'amplifient, donnent naissance à des instabilités et l'écoulement devient turbulent. Les caractéristiques principales de la turbulence sont les suivantes

- incertitude (de mesure, de calcul)
- grande variété des échelles spatiales (des tailles de tourbillons) dans l'écoulement
- caractère aléatoire, désordonné, chaotique, fluctuant ; redistribution des fluctuations dans l'espace
- imprévisibilité, non déterminisme, grande sensibilité aux conditions aux limites : s'il existe de très petites différences à l'état initial, elles vont s'amplifier sous l'effet d'interactions non linéaires (exemple bien connu de la météorologie qui n'est pas prévisible à plus de quelques jours, car on ne connaît jamais suffisamment précisément l'état initial). Les cyclones par exemple se déclenchent à quelques dixièmes de degrés de température près. Ceci est valable aussi bien en calcul qu'en essai.
- augmentation du mélange : forte diffusion des quantités transportées (exemple : la température dans un fluide, la fumée, la quantité de mouvement, etc.)
- très large gamme de longueur d'ondes : tourbillons présents de tailles très variées (pour un avion : de quelques microns à quelques centaines de mètres, pour la turbulence atmosphérique : de quelques millimètres à quelques milliers de kilomètres)
- le bruit : les écoulements turbulents sont bruyants du fait des sources acoustiques créées par les fluctuations de pression dans le fluide (l'expérience du tube de Poiseuille).

Les effets de la turbulence sont parfois positifs, parfois négatifs :

- effets positifs : l'augmentation du mélange permet d'améliorer la combustion par exemple, d'améliorer la portance des avions, de réduire la température
- effets négatifs : diffusion de la pollution

Et pourtant, certaines grandeurs macroscopiques sont bien reproductibles. Par exemple :

- traînée et portance d'une voiture dans une soufflerie donnée
- débit d'une conduite à haut Reynolds
  - puissance d'un moteur à combustion
- portance et traînée d'un avion

## II.10. Formulations mathématiques

Les équations utilisées pour résoudre les écoulements dans la turbine à gaz dérivent généralement des équations de **Navier Stocks** et sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques, ou la séparation des vitesses en une valeur moyennes et une partie fluctuante. En dehors du repère absolu, les équations peuvent aussi s'exprimer dans le repère relatif, en termes de la fonction nous présentons ici l'ensemble des équations générales de la mécanique des fluides régissant l'écoulement dans les turbomachines.

La détermination d'un écoulement nécessite la connaissance de la vitesse  $\mathbf{V}$  (u, v, w), de température  $\mathbf{T}$ , de la masse volumique  $\rho$  et de la pression  $\mathbf{P}$  en chaque point.

Ces espèces sont caractérisées par leurs fractions massiques  $Y_k$  pour  $k=1$  à  $N$  où  $N$  est le nombre d'espèces dans le mélange réactif. Les fractions massiques  $Y_k$  sont définies par :

$$Y_k = \frac{m_k}{m} \quad (\text{II.8})$$

Où :  $m_k$  est la masse de l'espèce,  $k$  présente dans un volume donnée  $V$  et  $m$  la masse totale du gaz dans le volume  $V$ .

### II.10.1. Equation de conservation de masse et d'espèces

L'équation de conservation de la masse totale pour un écoulement réactif est similaire à celled'un écoulement inerte car la combustion ne génère pas de masse.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{II.9})$$

L'équation de conservation de masse pour l'espèce  $k$  s'écrit :

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho (u_i + V_{ki}) Y_k) = \omega_k \quad \text{Pour } k=1, N \quad (\text{II.10})$$

Avec  $K_i$  la composante  $i$  de la vitesse de diffusion  $V_k$  de l'espèce  $k$  et  $\omega_k$  et le taux de production de l'espèce  $k$ .

Généralement, la vitesse de diffusion est donnée par la loi de **fick** sous la forme :

$$V_{ki} = -D_k \frac{1}{Y_k} \frac{\partial y_k}{\partial x_i} \quad \text{Pour } k = 1, \dots, N_{k-1} \quad (\text{II.11})$$

Ou  $D_k$  est le coefficient de diffusion de l'espèce  $k$  dans le mélange.

L'équation de conservation de l'espèce  $k$  devient :

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i Y_k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) + \omega_k \quad \text{Pour } K = 1, \dots, N_k \quad (\text{II.12})$$

Dans cette équation, la diffusion de masse due aux gradients de température est négligée.

### II.10.2. Equation de la quantité de mouvement

L'équation de la quantité de mouvement se trouve inchangée par la réaction chimique, elle s'écrit

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathcal{T}_{ij}}{\partial x_j} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{k,j} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{k,j} . \quad (\text{II.13})$$

Où  $f_{k,j}$  est la force de volume agissant sur l'espèce  $k$  dans la direction  $j$  et  $\mathcal{T}_{ij}$  est le tenseur

visqueux, donné par :

$$\tau_{ij} = - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{i,j} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.14})$$

Le tenseur  $\sigma_{ij}$  combine la pression et le tenseur visqueux sous la forme suivante :

$$\sigma_{ij} = \tau_{ij} - \delta_{ij} P = - \delta_{ij} P - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{i,j} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.15})$$

Où  $\mu$  est la viscosité dynamique et  $\delta_{ij}$  est le symbole de **Kronecker**.

### II.10.3. Equation de conservation des espèces chimiques

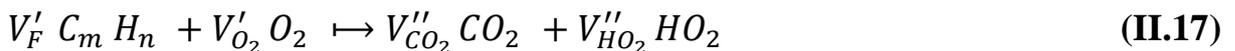
La combustion entraîne l'apparition et la disparition d'espèces chimiques. Dans le cas étudié, il s'agit de la combustion du méthane-air, qui entraîne une diminution de la fraction massique du CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub> et N<sub>2</sub>, tout en faisant apparaître les produits de combustion. L'équation qui tient compte de ces changements est la suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_k) + \frac{\partial \mu_{jY_k}}{\partial x_j} = - \frac{\partial R_j^k}{\partial x_j} + \omega_k \quad (\text{II.16})$$

$R_j^k$  Est le flux de diffusivité moléculaire.

### II.10.4. Facteur stœchiométrique

En combustion, il est courant de relier les fractions massiques des réactifs aux produits par rapport à une condition stœchiométrique. Cette condition est définie comme l'état dans lequel tout le combustible et le comburant sont consommés et les produits sont dans leur état le plus stable. Prenons l'équation représentative de la combustion d'un hydrocarbure :



Les coefficients stœchiométriques sont définis par ;

$$V'_F = 1, \quad V'_{O_2} = m + \frac{n}{4}, \quad V''_{CO_2} = m \quad \text{et} \quad V''_{HO_2} = \frac{n}{2} \quad (\text{II.18})$$

La richesse du mélange réactif est définie par le paramètre  $\Phi$  comme suit :

$$\Phi = \frac{1}{\lambda} = \left( \frac{Y_F}{Y_0} \right) / \left( \frac{Y_F}{Y_0} \right) \quad (\text{II.19})$$

Où  $Y_F$  et  $Y_0$  désignent respectivement les fractions massiques du fuel ( $\text{CH}_4$ ) et de l'oxydant ( $\text{O}_2 + \text{N}_2$ ).

L'indice se réfère à l'état stœchiométrique ( $\Phi=1$ ). La valeur de  $\Phi$  classe le mélange réactif en trois catégories majeures ;

$\Phi > 1$  : mélange riche.

$\Phi = 1$  : mélange stœchiométrique.

$\Phi < 1$  : mélange pauvre.

## II.11. Modélisation de la turbulence

### II.11.1. Les principales modèles de la turbulence

Il existe deux techniques pour aborder le problème de la turbulence dans un fluide. La première méthode est appelée "modélisation de la turbulence" (équations de Reynolds moyennées, RANS), tandis que la seconde méthode est la "simulation directe" (Direct Numerical Simulation, DNS). Une autre méthode, aussi sophistiquée que la DNS mais moins coûteuse, est connue sous le nom de "simulation des macro-échelles" (Large Eddy Simulation, LES).

#### a) RANS:

Historiquement, la méthode RANS, qui résout les équations moyennées de Navier-Stokes, se contente de décrire le comportement moyen de l'écoulement, mais nécessite la modélisation de tous les effets instationnaires. Bien adaptée pour la conception des moteurs, cette méthode a toujours rencontré des difficultés lorsqu'il s'agit d'aborder les instabilités de combustion.

#### b) DNS:

En revanche, la simulation numérique directe (DNS) consiste à calculer toutes les structures de l'écoulement sans recourir à des modèles, à l'exception du choix d'un schéma cinétique et de la description du transport moléculaire. Malheureusement, cette approche est numériquement très coûteuse (la précision des résultats ne doit pas être affectée par la diffusion numérique du code de calcul) et est limitée à de faibles nombres de Reynolds (qui contrôlent la gamme des tailles de structures présentes dans l'écoulement). Par conséquent, cette approche est restreinte à des situations académiques simples, malgré la puissance de calcul des machines disponibles aujourd'hui. Elle reste toutefois un outil inestimable pour l'étude précise de certains phénomènes fondamentaux et pour le développement de modèles. Il est donc exclu de simuler un foyer aéronautique ou industriel avec cette méthode.

c) LES:

Plus récemment, la simulation aux grandes échelles (LES) apparaît comme une approche intermédiaire entre la RANS et la DNS. Dans ce cas, les plus grandes structures turbulentes de l'écoulement sont calculées de manière complète, à l'instar de la DNS, tandis que l'effet des plus petites structures est modélisé, à l'instar de la RANS. Cette approche est nettement plus coûteuse que la RANS (car elle nécessite le calcul d'un écoulement instationnaire tridimensionnel, en renonçant aux simplifications habituelles de la RANS, telles que la symétrie ou la bi dimensionnalité). Cependant, elle est moins limitée que la simulation directe et offre une précision sans précédent par rapport à la RANS. L'échelle de coupure est généralement choisie dans la zone inertielle du spectre de turbulence en raison des hypothèses formulées pour développer les modèles. L'impact des modèles sur le résultat final est logiquement moindre qu'en RANS. Enfin, il convient de noter que lorsque couplée à des études acoustiques, la LES se révèle être un outil adapté pour étudier les phénomènes d'instabilités de combustion. [52]

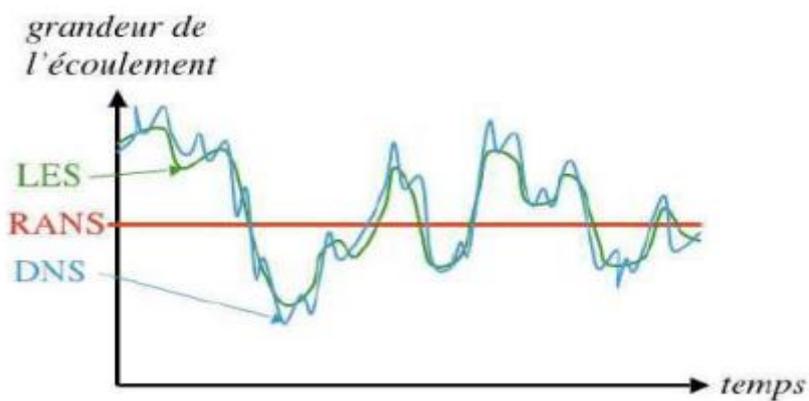


Figure II.4 représentation temporelle du degré de détail des différentes méthodes de Simulation[52]

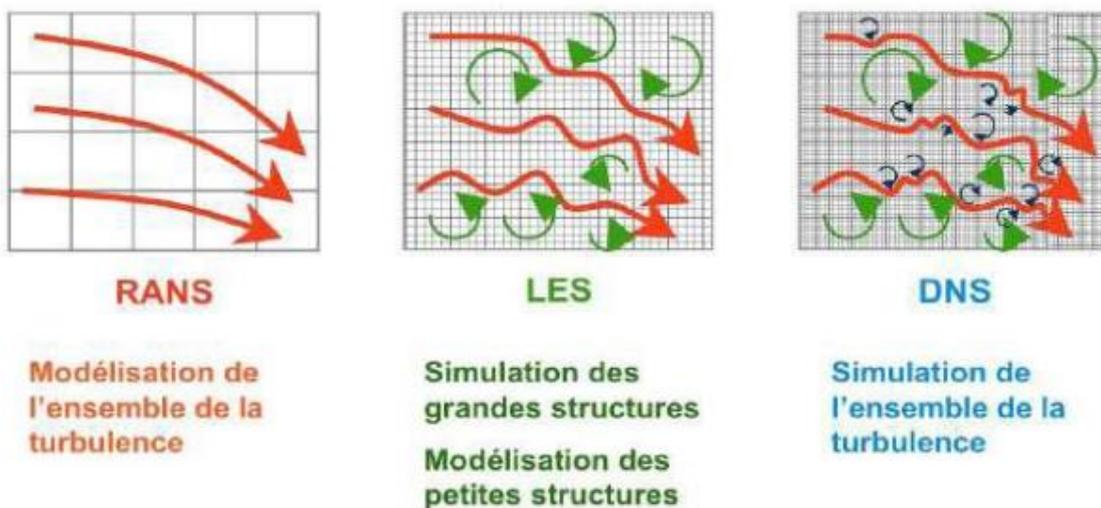


Figure II.5 : comparaison de différentes méthodes de simulation [52]

### II.11.2. Approche RANS

Comme mentionné précédemment, afin d'obtenir le champ exact de la pression et la vitesse d'écoulement turbulent, il faut résoudre les équations de Navier Stokes sur tout le spectre d'énergie en appliquant la méthode DNS. Cependant, en raison du large spectre d'échelles spatiale et temporelle dans les écoulements turbulents, cette approche nécessite un maillage extrêmement fin et des pas de temps très faibles. Dans les limites des performances informatiques actuelles, il est difficile ou même impossible de résoudre directement les équations impliquées dans un écoulement réactif turbulent de moteur [55]. Par conséquent, des modèles et des hypothèses spécifiques pour les équations gouvernantes turbulentes sont élaborés. Une approche a été introduite par Osborn Reynolds connue sous le nom de concept de décomposition de Reynolds. Ce concept, consiste à diviser la vitesse instantanée (variable scalaire) en une valeur moyenne et une autre fluctuante.

- **Décomposition statistique**

Dans l'approche RANS, la vitesse instantanée est décomposée en une valeur moyenne et une autre fluctuante.

$$u(x_i, t) = \bar{u}(x_i, t) + u'(x_i, t) \text{ Avec } \overline{u'}(x_i, t) = 0 \quad (\text{II.20})$$

De façon générale, la variable scalaire instantanée ( $\phi(x_i, t)$ ) est divisée en deux composantes : une quantité moyenne  $\bar{\phi}(x_i, t)$  et une composante fluctuante  $\phi'(x_i, t)$ , définie par les relations suivantes :

$$\begin{cases} \phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i, t) + \phi'(x_i, t) \\ \bar{\phi}(x_i, t) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi(x_i, t) dt \\ \bar{\phi}'(x_i, t) = 0 \end{cases} \quad (\text{II.21})$$

L'opérateur mathématique centré qui est utilisé ici est la moyenne de Reynolds d'où le nom de l'approche. Sous l'hypothèse d'érgodicité (convergence des moyennes temporelles sur une période  $T$  et des moyennes d'ensemble sur  $N$  valeurs), cette moyenne est égale à la moyenne d'ensemble sur  $N$  réalisations  $\phi(x_i, t)$  capturées en un point  $x$  [55, 56].

La composante de fluctuation est définie par sa valeur quadratique moyenne (RMS) comme suit :

$$\phi'(x_i, t) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \left[ \int_t^{t+\Delta t} \phi^2(x_i, t) dt \right]^{1/2} \quad (\text{II.22})$$

Les caractéristiques de décomposition sont [57]:

$$\overline{f'} = 0, \quad \overline{\bar{f}} = \bar{f}, \quad \overline{f\bar{g}} = \bar{f}\bar{g}, \quad \overline{f'g} = 0, \quad \overline{f+g} = \bar{f} + \bar{g}, \quad \frac{\partial \bar{f}}{\partial s} = \frac{\partial \bar{f}}{\partial s}, \quad \overline{f\bar{g}} = \bar{f}\bar{g} + \overline{f'g'} \quad (\text{II.23})$$

Il existe plusieurs inconvénients de la moyenne de Reynolds appliquée aux flux à densité variable (écoulement compressible), comme le cas de l'écoulement dans un moteur. Parmi ceux-ci, l'apparition des termes supplémentaires corrélant les fluctuations de densité, tels que le terme  $\frac{\partial(\overline{\rho w})}{\partial x}$  dans l'équation de continuité. Cela nécessite une modélisation en plus et, qui signifie (physiquement) un échange de masse à travers la ligne de courant moyenne. Ceci est contradictoire avec le concept de base et entraîne parfois des erreurs de modélisation [55]. Par conséquent, une approche alternative appelée moyenne de Favre est adoptée où la moyenne pondérée par la masse est utilisée. Les relations de la moyenne de Favre peuvent être spécifiées comme suit [57, 55, 58]:

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad (\text{II.24})$$

Avec :  $\phi = \tilde{\phi} + \phi''$ ,  $\overline{\rho\phi''} = 0$  et  $\overline{\rho\phi} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \rho\phi dt$

Le symbole ( $\tilde{\phantom{x}}$ ) indique les quantités moyennes de Favre, tandis que la double citation ( $''$ ) représente les composantes turbulentes fluctuantes de Favre. Il est à noter que la moyenne de Favre conduit à la relation  $\overline{\rho\phi''} = 0$  mais  $\bar{\phi}'' \neq 0$  [55].

La moyenne de Favre présente plusieurs avantages, contrairement à la moyenne de Reynolds. Elle supprime les fluctuations de densité conduisant à une simplification significative des équations moyennées. De plus, elle réduit le nombre de corrélations turbulentes par rapport à la moyenne de Reynolds [57, 55]. Pour les écoulements incompressibles, les deux méthodes de décomposition donnent le même système d'équations [55, 58].

Toutes les variables d'écoulement instantané sont décomposées en utilisant la moyenne de Favre à l'exception de la pression et de la densité qui sont traitées en utilisant la décomposition de Reynolds [55, 59].

$$P = \bar{P} + P', \quad u_i = \tilde{u}_i + u''_i, \quad \rho = \bar{\rho} + \rho', \quad T = \tilde{T} + T'', \quad Y_m = \tilde{Y}_m + Y''_m \quad (\text{II.25})$$

En substituant les décompositions (II.25) aux équations de continuité et de quantité de mouvement et de l'énergie, et de conservation des espèces, est donnée la forme moyennée [55, 58, 59]:

$$\left. \begin{aligned}
 & \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \\
 & \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_m)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_m \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{\rho} \bar{D} \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} \widetilde{u_i Y_m} \right) + \bar{w}_{m,source} \\
 & \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} \widetilde{u_i u_j} \right) \\
 & \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{e}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{e}}{\partial x_i} = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} + \tilde{\sigma}_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( K \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{\rho} D \sum_m \tilde{h}_m \frac{\partial \tilde{Y}_m}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} \widetilde{u_i e} \right) \\
 & \bar{P} = \bar{\rho} r \tilde{T}
 \end{aligned} \right\} \quad (\text{II. 26})$$

Dans l'équation de quantité de mouvement, un terme non linéaire de premier ordre apparaît, connu sous le nom de tenseur de contrainte de Reynolds ( $\tau_{ij,t} = -\bar{\rho} \widetilde{u_i u_j}$ ). Si on procède à la fermeture de cette équation en utilisant une équation de transport de ce terme cela engendre des termes convectifs d'ordre supérieur, et il devient de plus en plus délicat pour fermer ces corrélations (sens physique de plus en plus limité) [56, 58].

De même, l'ensemble des équations de transport des espèces et d'énergie ont un terme de transport turbulent supplémentaire qui sont respectivement [58].

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_{m,t} &= -\bar{\rho} \widetilde{u_i Y_m} \\
 q_t &= -\bar{\rho} \widetilde{u_i e}
 \end{aligned}$$

$\dot{q}_{m,t}$  : Représente le flux de masse supplémentaire dans l'équation de transport des espèces pour le composant  $m$  et  $q_t$  le flux de chaleur supplémentaire dans l'équation de transport d'énergie.

Un terme source chimique moyen  $\overline{\dot{\omega}_\phi}$  apparaît aussi.

En plus des équations gouvernantes, un terme supplémentaire doit être ajouté pour la fermeture système d'équation. Ensuite, la solution est déterminée pour le transport des contraintes turbulentes, le flux d'énergie ainsi que la masse en utilisant un modèle de turbulence adapté.

### II.11.3. Modèles de fermeture

Les méthodes les plus utilisés pour la fermeture de systèmes d'équations peuvent être divisées en deux catégories principales : premier et second ordre. Elles consistent à exprimer les corrélations à partir des termes moyens.

#### II.11.3. a. Modèles de premier ordre

Ce type de modèle suit implicitement l'hypothèse de turbulence homogène isotrope et basé sur le principe de la viscosité turbulente de **Boussinesq**, aussi appelé modèle à viscosité turbulente. Il

suppose la même relation linéaire entre les contraintes et les déformations que celle utilisée dans la modélisation des contraintes visqueuses laminaires, mais utilise une constante de proportionnalité différente appelée viscosité turbulente ( $\mu_t$ ). La composante de tenseur de contrainte de Reynolds est exprimée comme suit [24] :

$$-\bar{\rho} \widetilde{u''_i u''_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial \widetilde{u}_K}{\partial x_K} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \bar{\rho} \widetilde{k} \delta_{ij} \quad (\text{II.27})$$

Avec  $\widetilde{k} = \frac{1}{2} \widetilde{u''_i u''_i} = \frac{1}{2} (\widetilde{u''_1 u''_1} + \widetilde{u''_2 u''_2} + \widetilde{u''_3 u''_3})$  est l'énergie cinétique turbulente [25].

De façon générale on peut écrire:

$$-\bar{\rho} \widetilde{u''_i \phi''_j} = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \widetilde{\phi}}{\partial x_i} \quad (\text{II.28})$$

Les termes de transport turbulent, flux de chaleur ( $\phi = e$ ), et de masse ( $\phi = Y_m$ ) sont modélisés en utilisant l'hypothèse de diffusivité turbulente, la loi de Fick et de Fourier étendues au cas turbulent.

$$\begin{cases} -\bar{\rho} \widetilde{u''_i e''} = \bar{\rho} \alpha_t \frac{\partial \widetilde{e}}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \widetilde{e}}{\partial x_i} \\ -\bar{\rho} \widetilde{u''_i Y''_m} = \bar{\rho} D_{tm} \frac{\partial \widetilde{Y}_m}{\partial x_i} = \frac{\mu_t}{Sc_{tm}} \frac{\partial \widetilde{Y}_m}{\partial x_i} \end{cases} \quad (\text{II.29})$$

Où  $\alpha_t$  et  $Pr_t = \frac{\mu_t}{\bar{\rho} \alpha_t}$  sont la diffusivité thermique turbulente et le nombre de Prandtl turbulent, respectivement.  $D_{tm}$  et  $Sc_{tm} = \frac{\mu_t}{\bar{\rho} D_{tm}}$  sont la diffusivité turbulente et le nombre turbulent de Schmidt d'espèce  $m$ , respectivement.

On constate l'apparition du terme de viscosité turbulente ( $\mu_t$ ) dans les équations précédentes, expressions de tenseur de contrainte de Reynolds. En effet, les variantes de ce modèle ont comme objectif de modéliser ce terme (viscosité turbulente) afin de calculer les différents flux turbulents et ensuite résoudre le système d'équation décrivant l'écoulement turbulent. Ces variantes sont divisées en fonction du nombre d'équations nécessaires pour calculer la viscosité.

- **Les modèles à 0 équation**

Dans ce modèle proposé par Prandtl en 1920, la viscosité turbulente est déterminée par l'intermédiaire de la longueur de mélange (Longueur de Prandtl) et le gradient de vitesse moyenne [26].

$$\mu_t = \bar{\rho} l_m^2 \left| \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial y} \right| \quad (\text{II.30})$$

Avec  $l_m$  est la longueur de mélange.

Ces modèles ne requièrent pas une équation de plus à résoudre donc plus simples et rapides à mettre en œuvre. Ils imposent de calculer à chaque fois la longueur de mélange pour chaque

configuration par une relation empirique. De ce fait, ils nécessitent une connaissance a priori de l'écoulement d'étude. Ces modèles couvrent une large gamme d'écoulements turbulents. Ils ont été et restent encore employés avec succès dans des configurations classiques de l'aérodynamique de profils simples en l'absence de décollement [24].

- **Les modèles à 1 équation (Modèle de Prandtl-Kolmogorov) ou Spallart allmaras**

Dans ces modèles, une équation en plus est résolue pour l'énergie cinétique turbulente  $k$  afin de déterminer la viscosité turbulente  $\mu_t$  [24].

$$\mu_t = \bar{\rho} l_m \tilde{k}^{1/2} \quad (\text{II.31})$$

$$\text{Avec } l_m = C_D \frac{\tilde{k}^{3/2}}{\tilde{\varepsilon}}$$

Ces modèles, connus aussi par modèle de Spallart Allmaras, présentent l'avantage d'être assez simples mais la détermination de la constante empirique  $C_D$  et du taux de dissipation  $\tilde{\varepsilon}$  ou bien la longueur de mélange  $l_m$  est empirique ; de plus, l'extension au cas tridimensionnel est difficile.

Ils ne peuvent pas s'adapter rapidement aux changements dans les échelles de longueur. C'est le cas lorsqu'un écoulement passe brusquement d'un écoulement délimité par une paroi à un écoulement de cisaillement. C'est le cas, lors de passage de la charge à travers l'ouverture étroite entre la soupape et le siège de soupape dans la chambre de combustion [27]. Ces modèles qui ont été développés surtout pour les applications de l'industrie aérospatiale où apparaissent fréquemment des écoulements au niveau des parois, donnent aussi de bons résultats pour les couches limites soumises aux grands gradients de pression.

- **Les modèles à 2 équations**

- **Modèles  $k - \varepsilon$**

De leur nom, ces modèles résolvent deux équations de transport supplémentaires afin de calculer la valeur de la viscosité turbulente, qui sont l'équation de l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) et celle de dissipation turbulente ( $\varepsilon$ ). La viscosité dynamique turbulente est exprimée comme suit [28]:

$$\mu_t = \bar{\rho} c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.32})$$

Où  $c_\mu$  est une constante du modèle.

En principe, ces relations s'appliquent lorsque le nombre de Reynolds est grand et lorsque la turbulence est établie et en équilibre. Pour la simulation numérique de moteur à combustion interne, les modèles RANS à deux équations sont les plus performants. Parmi les modèles à deux équations, le modèle  $k - \varepsilon$  et ses variantes, sont les plus utilisés de nos jours [29].

- Modèles  $k - \omega$ 

Ces modèles de turbulence RANS à deux équations remplacent le taux de dissipation turbulent ( $\varepsilon$ ) dans le modèle  $k - \varepsilon$  par la fréquence de turbulence ou taux de dissipation spécifique ( $\omega = \varepsilon / k$ ) [30].

Dans ces modèles, la viscosité dynamique turbulente, est calculée à partir de deux paramètres  $k$  et  $\omega$  est donnée par :

$$\mu_t = \bar{\rho} \frac{k}{\omega} \quad (\text{II. 33})$$

## II.11.3.b. Modèles du second ordre

Ces modèles permettent de bien représenter l'anisotropie aux grandes échelles. Ils sont plus précis que les modèles de premier ordre à deux équations qui suit implicitement l'hypothèse de turbulence homogène isotrope. Ils sont basés sur la résolution directe d'équations de transport pour les moments du second ordre connu aussi sous le nom de modèle d'équation de contrainte de Reynolds (RSM pour Reynolds Stress Model) car dans la plupart des cas, les équations de transport pour les contraintes de Reynolds sont résolues [31]. Ces modèles sont l'approche la plus complexe et potentiellement la plus générale. Six équations de transport pour chacun des composants de contrainte de Reynolds  $\tau_{ij,t} = -\bar{\rho} \overline{u_i'' u_j''}$  (tenseur symétrique), ainsi qu'une équation de transport supplémentaire pour le taux de dissipation scalaire doit être résolues dans cette approche (sept équations de plus pour le cas 3D et cinq pour le cas 2D).

Ils sont très appropriés aux écoulements dans les cyclones, à un écoulement hautement tourbillonnaire et rotatif, et aux flux secondaires induits par les contraintes dans les conduits. Ils permettent également d'éviter une surestimation de l'énergie cinétique dans le cas de forts taux de cisaillements (écoulements avec séparation). De plus, le terme de production de turbulence est un terme exact et par conséquent ne nécessite pas de modèle de fermeture. Mais leur utilisation est limitée en raison du coût de calcul considérable [31]. En outre, ils ne donnent pas toujours des résultats meilleurs que les plus simples modèles de turbulence tel que les modèles de premier ordre à deux équations

Une alternative simplificatrice de ce modèle est l'ASM (modèle de contrainte algébrique ou Algebraic Stress Models) où les composants pour le calcul des contraintes de Reynolds sont basés sur une relation algébrique. Ces modèles reposent sur le fait que les contraintes turbulentes par rapport à l'énergie turbulente à travers une fine couche de cisaillement restent presque constantes.

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équations de transport d'ordre égal ou supérieur à trois, sont, en revanche, difficilement envisageables d'une part par manque de données expérimentales pour ce type de corrélations, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée ainsi que le coût de calcul en temps et en mémoire très élevé.

II.11.3. c. Modèles  $k - \varepsilon$ • Modèle  $k - \varepsilon$  Standard

Le modèle  $k - \varepsilon$  développé par Launder et Spalding est un modèle semi-expérimental avec deux équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) et son taux de dissipation ( $\varepsilon$ ). L'équation pour l'énergie cinétique est obtenue mathématiquement, tandis que l'équation pour la dissipation visqueuse est dérivée en utilisant un raisonnement physique d'une équation de transport. La résolution de deux équations de transport pour  $k$  et  $\varepsilon$  permet de fournir une échelle caractéristique pour la vitesse turbulente et la longueur, ces échelles représentent la viscosité turbulente. Ces équations (énergie cinétique et le taux de dissipation turbulents) sont données comme suit [32]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{k})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{k})}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} - Y_m + S_k \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{\varepsilon})}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \bar{\rho} \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\tilde{k}} + S_\varepsilon \end{aligned} \right\} \quad (\text{II. 34})$$

Où :  $G_k$  et  $G_b$  représentent la production d'énergie cinétique turbulente due au contrainte de cisaillement et des effets de flottabilité imposés par les mécanismes des gradients de vitesse et de température dans l'écoulement moyen, respectivement. Le terme  $Y_m$  représente l'effet de la compression sur la turbulence pour le cas d'un écoulement compressible, avec un nombre de Mach élevé, par le phénomène de dilatation-dissipation. Les termes sources  $S_k$  et  $S_\varepsilon$  représentent la variation de l'énergie cinétique et du taux de dissipation turbulents due à l'injection de carburant, respectivement.

Le premier terme à droite dans les deux équations est le transport dû à la viscosité moléculaire et turbulente. Le deuxième terme à droite dans l'équation de dissipation représente la vitesse à laquelle les grandes échelles fournissent de l'énergie aux petites échelles. Le dernier terme dans l'équation de dissipation représente la dissipation aux petites échelles [32].

$C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  et  $C_{3\varepsilon}$  sont des constantes qui sont obtenues expérimentalement pour un écoulement turbulent particulier,  $\sigma_k$  et  $\sigma_\varepsilon$  sont le nombre de Prandtl pour  $k$  et  $\varepsilon$ , respectivement. Ils sont données comme suit [33].

**Tableau II.2** : Les coefficients du modèle  $k - \varepsilon$  standard

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
= 1,44	= 1,92	= 0.09	= 1	= 1,3

Le modèle  $k - \varepsilon$  standard est encore fréquemment le plus utilisé des modèles de turbulence, en particulier dans le domaine énergétique. La simplicité dans sa mise en œuvre, sa robustesse, l'économie et sa précision raisonnable pour une large gamme d'écoulements turbulents expliquent sa popularité [23]. Dans l'élaboration du modèle standard  $k - \varepsilon$ , on suppose que l'écoulement est entièrement turbulent et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables. C'est pourquoi, ce modèle est à appliquer seulement pour les sous domaines de l'écoulement du fluide complètement turbulents. Par conséquent, en général, il n'est pas utilisé, pour la simulation des moteurs à combustion interne.

Cependant, ce modèle souffre principalement de deux lacunes [33]:

- Son inaptitude à prendre en compte les courbures des lignes de courant et les étirements rotationnels
- Son incapacité à traduire les effets de mémoire spatio-temporelle puisque la relation de turbulence exprime une dépendance purement locale, c.-à-d. entre grandeurs prises au même point et au même instant.

Pour combler ces lacunes et ainsi améliorer les performances du modèle standard  $k - \varepsilon$ , des modifications ont été apportées, à savoir le modèle RNG (Re Normalization Group) et le modèle réalisable.

- **Modèle RNG  $k - \varepsilon$**

Ce modèle appelé *RNG  $k - \varepsilon$* , de Yakhot et Orszag 1986, utilise une théorie différente des techniques statistiques classiques. La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leurs énergies sont modélisées tandis que les grandes échelles sont résolues numériquement. Cette modélisation aboutit à des équations très proches de celles du modèle  $k - \varepsilon$  *Standard*. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement [22]. Par conséquent, les constantes de ce modèle ont des significations physiques plus rigoureuses. Donc, les deux modèles ont des formes similaires, et les principales différences dans les modèles sont :

- Un terme supplémentaire est introduit dans l'équation de dissipation pour améliorer la précision des écoulements à fort taux de déformation et recirculation,
- La précision de l'écoulement tourbillonnaire est améliorée,
- La viscosité effective,  $\mu_{eff}$ , est calculée analytiquement pour gérer le cas à faible nombre de Reynolds,

- Une formule analytique pour les nombres de Prandtl turbulents est ajoutée tandis que le  $k - \varepsilon$  standard utilise des constantes ajustables par l'utilisateur.

Depuis son apparition, le modèle *RNG*  $k - \varepsilon$  a été utilisé pour simuler des écoulements turbulents, à nombre de Reynolds faible et élevé, avec grand succès. Ce modèle s'est avéré très prometteur pour la prédiction d'écoulements turbulents dans des configurations géométriques complexes et d'écoulements avec recirculation et tourbillonnaires [33]. Plusieurs auteurs suggèrent que ce modèle est plus précis et donne des résultats comparables à ceux obtenus expérimentalement [22], en particulier pour le jet [25]. Pour son utilisation dans le cas des moteurs, plusieurs études existent dans la littérature dont les résultats numériques du modèle *RNG*  $k - \varepsilon$  ont été validés avec les données expérimentales. Ce modèle requiert un effort de calcul plus de 10 à 15% que le modèle  $k - \varepsilon$  *Standard*.

- **Modèle  $k - \varepsilon$  Realizable**

Pour le modèle  $k - \varepsilon$  *Realizable*, le terme "réalisable" signifie que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques sur les contraintes de Reynolds, cohérentes avec la physique des écoulements turbulents. Il diffère du modèle  $k - \varepsilon$  *standard* par deux aspects principaux. Le premier est la formulation de la viscosité turbulente dans laquelle le terme  $C_\mu$  n'est plus une constante mais varie en fonction de la vitesse moyenne de déformation et de rotation ainsi que de paramètres de turbulence ( $k$  et  $\varepsilon$ ). Le second, est la nouvelle équation de transport pour le taux de dissipation  $\varepsilon$ , qui est obtenue de l'équation exacte de transport de la moyenne carrée des fluctuations tourbillonnaires, ce terme est indépendant de la production de  $k$ . De plus, le terme de destruction dans l'équation de  $\varepsilon$  ne contient pas des singularités.

Les modèles  $k - \varepsilon$  *realizable* et *RNG* ont montré des améliorations substantielles par rapport au modèle *standard* pour les écoulements avec lignes de courant courbées, séparation et recirculation. Toutefois, il n'a pas encore été clairement établi dans quelles configurations le modèle  $k - \varepsilon$  *realizable* est significativement meilleur par rapport au modèle *RNG*  $k - \varepsilon$ .

D'après la documentation ANSYS fluent, une limitation du modèle *realizable* consiste en le fait qu'il produit des viscosités turbulentes non physiques dans des situations où le domaine de calcul contient à la fois des zones fluides rotatives et stationnaires. Cela est dû au fait que le modèle *realizable* inclut les effets de la rotation moyenne dans la définition de la viscosité turbulente. Cet effet de rotation supplémentaire a été testé sur des systèmes à maillage mobile et a montré un comportement supérieur par rapport au modèle *standard*. Donc son choix pour la simulation des moteurs reste jusqu'à présent sans justification. De plus, ce modèle n'est pas largement adopté pour les simulations de moteurs en comparaison avec le modèle *RNG* ou *standard* [27].

## II.12. Généralité du swirl

L'écoulement tourbillonnaire est généralement réalisé avec des aubes axiales ou radiales. Les conceptions des aubes radiales, même si elles nécessitent un passage en aval pour transformer le flux dans une direction axiale, sont généralement plus faciles à fabriquer en raison d'une géométrie de palette plus simple. La géométrie des palmes des tourbillons radiaux leur permet également de les modifier plus facilement lorsque des changements dans l'écoulement d'air sont nécessaires (par exemple, une réduction simple ou une augmentation de la hauteur de l'aube est généralement suffisante). Le passage en aval dans les concepteurs de tourbillons radiaux réduit également l'effet des réveilles aérodynamiques (et l'ancrage possible de la flamme) au bord de fuite des aubes car elles sont plus éloignées de la zone de combustion.

### II.12.1. Définition du nombre de swirl « S »

Les caractéristiques de l'écoulement « Swirlé », se base initialement sur deux grandeurs :

- La première, est le nombre de Reynolds ( $Re$ ) adimensionnel connue en mécanique de fluide qui exprime l'importance relative des forces d'inertie et de viscosité .il est défini par la relation suivante :

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (\text{II. 35})$$

la seconde grandeur s'attache à décrire l'intensité initiale de la rotation de l'écoulement et représente le rapport des flux axiaux des quantités de mouvement tangentielle et axial. La base de ce type d'écoulement est le tourbillon et nous distinguons deux zones dans ce type d'écoulement, l'une proche de l'axe de rotation où la viscosité du fluide exerce un rôle prépondérant et où le fluide se comporte comme un bloc solide en rotation autour de l'axe et l'autre où le fluide a un comportement idéal et subit l'entraînement de la masse fluide en rotation proche de l'axe. On caractérise ce type d'écoulement par un nombre sans dimension, le nombre de « swirl » [36] :

$$S = \frac{G\varphi}{RGx} \quad (\text{II. 36})$$

Il est intéressant de s'attarder sur la signification physique du nombre de Swirl car plusieurs expressions sont employées pour le calcul de  $Gx$  et  $G\varphi$ . A partir des équations de conservation des quantités de mouvement axiale et tangentielle [37].

$$G\varphi = \int 2\pi\rho r^2 U W dr \quad (\text{II. 37})$$

$$Gx = \int 2\pi\rho r U^2 dr \quad (\text{II. 38})$$

D'après les équations (II. 36) et (II. 37) (II. 38) nous trouvons :

$$S = \frac{W}{U} \quad (\text{II.39})$$

Le nombre de « Swirl » permet la comparaison du flux de quantité de mouvement tangentielle  $G\varphi$  au flux de quantité de mouvement dans la direction de propagation  $Gx$ . Ainsi, nous avons une idée sur l'intensité de ce nombre, plus il est important plus le tourbillonnement est fort. Pour désigner la valeur expérimentale de nombre de Swirl, il faut avoir accès aux composantes de U et W du champ de vitesse. Les zones de recirculation sont présentes, dans les régions où la valeur du « Swirl critique »,  $Sc= 0.6$ . Nous constatons une multitude des définitions théoriques de l'intensité de la rotation de l'écoulement. La comparaison des résultats prendre en considération la définition de  $S$  pour caractériser l'écoulement [38].

La connaissance des nombres de Reynolds et de « Swirl » n'est pas suffisante pour définir intégralement le comportement de l'écoulement aval car elle ne prend pas en considération la géométrie du confinement.

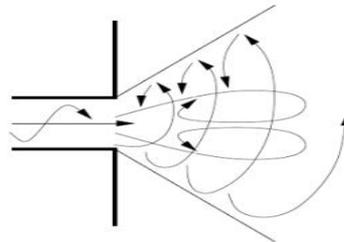


Figure II.6: Représentation d'un écoulement à Swirl.[38]

**II.12.2. L'effet d'écoulements « Swirlés » sur différents types de jets**

Comme la Figure II.7 montre ; Nous pouvons décrire trois catégories d'écoulements « Swirlés »

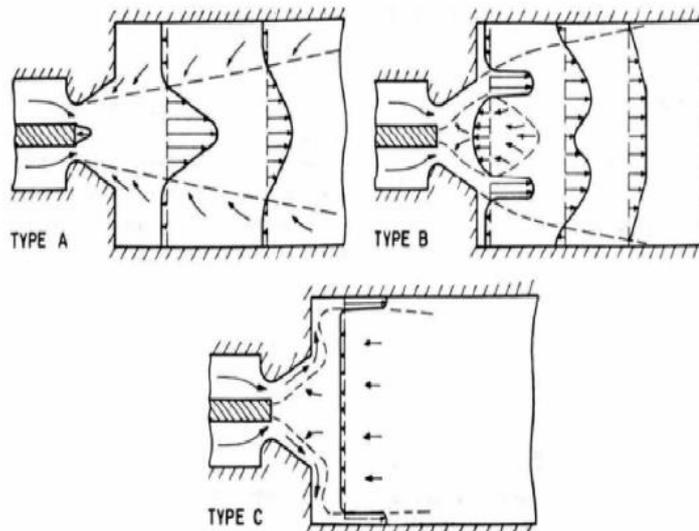


Figure II.7 : Différents types de jets et flammes swirlés [9]

**- Flamme de type A ( $S < 0.6$ ) :**

L'intensité du swirl est faible. Le comportement de la flamme est analogue à celui rencontré sans swirl. Le front de flamme se situe à une certaine distance du brûleur.

**- Flamme de type B ( $0.6 < S < 1.3$ ) :**

L'intensité du swirl est modérée à élever, apparition de la zone de recirculation et la flamme se stabilise plus près du nez du brûleur. C'est le type de combustion recherché en général car elle est ici très intense du fait de l'existence d'une zone très turbulente et très riche en gaz frais. [47]

**- Flamme de type C ( $S > 1.3$ ) :**

Les interactions flamme/parois sont intenses. Cette situation est généralement indésirable, excepté dans le cas de certains fours. Concernant la combustion en diffusion (dans le cas d'une injection centrale du fuel et d'une injection annulaire externe d'oxydant), et imaginant que les oxydants soient suffisamment swirlés pour induire une zone de recirculation, Leuckel et Fricker mettent en évidence deux types de flamme :

- la vitesse du fuel est suffisamment importante pour traverser toute la zone, seule une petite partie du fuel brûle au passage dans la zone de recirculation et sert alors dans la flamme pilote pour l'installation : le fuel restant est préchauffé. La flamme est donc intense et longue.

- la vitesse du fuel n'est pas suffisante, celui-ci se répand radialement. Le mélange est rapide et la flamme devient courte et bleue [9].

## II.13. Problématique de l'injecteur

### II.13.1. Injecteur avec Bluff body

Les injecteurs sont conçus pour avoir la plus grande plage de fonctionnement possible tout en minimisant les émissions de polluants et les fluctuations de pression. La stabilisation d'une flamme dans un écoulement est réalisée avec une accroche flamme derrière lequel une zone de recirculation prend naissance. La faible vitesse derrière l'obstacle permet à la flamme de s'accrocher. En outre, la recirculation apporte des gaz chauds et des radicaux qui aident la combustion. Le bluff body est souvent utilisé comme accroche flamme. Il est constitué d'un cylindre installé au centre de l'injecteur. La longueur de la zone de recirculation est d'environ un diamètre du bluff body.

### II.13.2. L'injecteur à swirl

L'écoulement à swirl permet d'obtenir une recirculation beaucoup plus importante que le permet le bluff body. Le swirl crée un écoulement hélicoïdal qui produit une dépression au centre de l'écoulement. Lorsque l'angle des pales du swirl est élevé, la dépression au centre devient

suffisamment importante pour inverser le sens de l'écoulement. La taille et la forme de la recirculation interne (ZRI) dépend principalement du nombre adimensionnel "S" (nombre de swirl), qui correspond au flux de quantité de mouvement tangentielle divisé par le flux de quantité de mouvement axial. La recirculation dépend aussi fortement de l'angle du divergent à l'entrée de la chambre de combustion [48] et d'autres facteurs tels que la présence ou non : d'un bluff body, d'un confinement ou de la combustion. Un changement même faible de ces paramètres peut modifier fortement l'écoulement. L'apparition de la recirculation s'effectue en général pour un nombre de swirl d'environ 0.6, mais ce nombre peut être inférieur selon les conditions expérimentales  $S=0.2$  [49].

## II.14. Effet du swirl sur la combustion

La recirculation interne est le meilleur moyen d'obtenir un bon mélange. Le très bon mélange induit par le swirl a pour conséquence une réduction de la taille de la flamme. La diminution de la longueur est aussi due à un apport d'oxygène dans la partie haute de la flamme en aval de la ZRI et à l'augmentation du taux de réaction [50]. Le swirl affecte l'évolution de la longueur de la flamme en fonction de la richesse. Ainsi l'augmentation de la richesse ne modifie pas la longueur de la flamme pour des flammes jet, mais conduit à une augmentation linéaire de la longueur de la flamme avec un swirl. La ZRI créée par le swirl constitue une source thermique qui piège les produits de combustion et constitue des points chauds au cœur de l'écoulement réactif. Cette réserve de produits de combustion permet une meilleure stabilisation de la flamme. Il devient alors possible de diminuer de manière sensible la limite d'extinction pauvre.

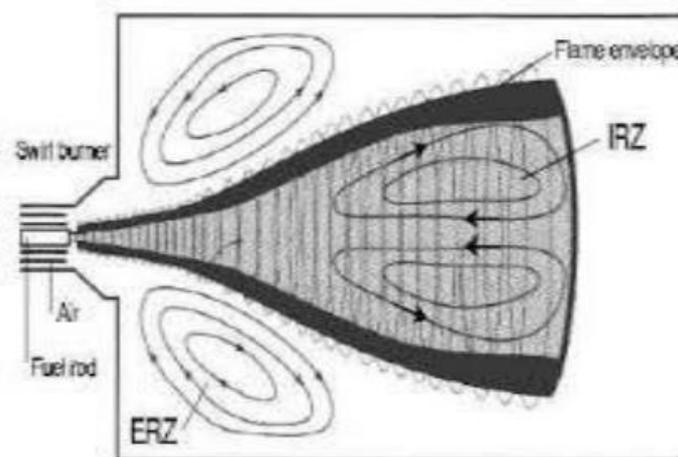


Figure II.8 : zones de recirculation interne externe [50]

### II.15. Effet du swirl sur la pollution

L'effet du swirl est variable selon les cas, soit il augmente les NOx soit il les diminue [50]. Plusieurs phénomènes expliquent cette divergence. Selon la configuration expérimentale, la recirculation induit un manque d'oxygène ou à l'inverse une augmentation d'oxygène. Le défaut d'oxygène diminue la formation de NOx, et au contraire, l'excès d'oxygène a tendance d'augmenter les NOx. La longueur de flamme et la vitesse de recirculation restent pratiquement identiques lors d'un accroissement supplémentaire du nombre de swirl. Le temps de résidence est dans ce cas le principal paramètre gouvernant la formation de NOX. Le volume de la flamme et la température sont d'ailleurs les causes de l'augmentation des NOX avec la richesse. Néanmoins, dans tous les cas, l'action du swirl sur les niveaux d'émission de polluants est positive car il permet de descendre en richesse et donc de diminuer les NOx [49].

### II.16. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons pu obtenir une idée générale de la combustion et de ses différents types et modes, ainsi que des types de flammes et des différents modèles de combustion. Nous avons également examiné les caractéristiques de la turbulence et ses modèles, une introduction générale aux écoulements swirlés, le concept de nombre de swirl et ses effets. De plus, nous avons exploré les applications de la combustion turbulente.

Nous avons effectué une revue bibliographique des différentes approches de la simulation numérique utilisées pour modéliser les écoulements turbulents, en mettant en évidence l'approche RANS et le modèle k- $\epsilon$  Standard qui sont pertinents pour notre travail.

---

# **Modélisation, Simulation et résultats**

---

### III.1. Introduction

La simulation numérique tend à prendre de plus en plus d'importance dans le développement des projets scientifiques actuels étant moins onéreuse et plus flexible. Cette étude comporte les caractéristiques d'une chambre de combustion, l'application du logiciel GAMBIT 2.4.6 pour tracer et mailler la chambre de combustion, l'étude bidimensionnelle de la combustion avec le modèle EDM (EDDY DISSIPATION MODEL) à l'aide de logiciels FLUENT qui est basée sur la méthode de volume fini. Dans cette partie, les bases de la méthode de volume fini ont été exposées, ainsi que les différentes étapes à suivre. Enfin interprété les résultats obtenus par notre simulation.

### III.2. Méthode des volumes finis

Le logiciel "Fluent" utilise la méthode des volumes finis pour résoudre les équations intégrales qui régissent l'écoulement, telles que les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, ainsi que d'autres scalaires dépendant de la nature de l'écoulement. Le processus de discrétisation se déroule selon les étapes suivantes :

- Le domaine de calcul est divisé en volumes de contrôle discrets par un maillage.
- Les équations gouvernantes sont intégrées sur chaque volume de contrôle individuel afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes (les inconnues), telles que les vitesses, les pressions, les températures et les autres scalaires conservés.
- Les équations discrétisées sont linéarisées et le système d'équations linéaires résultant est résolu pour déterminer les valeurs des variables dépendantes. [34]

Le logiciel Fluent et Gambit se composent de trois éléments : le préprocesseur, le solveur et le postprocesseur.

- Le préprocesseur GAMBIT est utilisé pour définir le problème à résoudre. Il permet de représenter la géométrie du système, de définir les conditions aux limites du domaine, de spécifier les propriétés des matériaux (fluides ou solides) et de discrétiser le domaine.
- Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravité, pression) dans lesquelles la simulation est effectuée, ainsi que les conditions aux limites du problème.
- Enfin, le solveur offre la possibilité de choisir les méthodes itératives, en proposant différents schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, ainsi que pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

- Le post processeur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs du vecteur de vitesse, les champs de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules.

### **III.3. Générateur de maillage GAMBIT**

GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage (Mailler). Gambit est un logiciel qui permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs. Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- Le nombre de mailles ;
- La distance entre les mailles (concentration des mailles) ;
- La forme de la maille ;
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

### **III.4. Le code FLUENT**

Fluent est un logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, les écoulements dans les moteurs thermiques et les machines tournantes, et ce, pour des géométries industrielles complexes. Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation. Le code de calcul FLUENT comprend :

Le solveur : le menu est tel que opérations se font de gauche vers la droite.

- Importer et dimensionner le maillage.
- Sélectionner le modèle physique
- Définir les propriétés des matériaux.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres du solveur.

- Régler le moniteur de convergence.
- Lancer le calcul et surveiller la solution

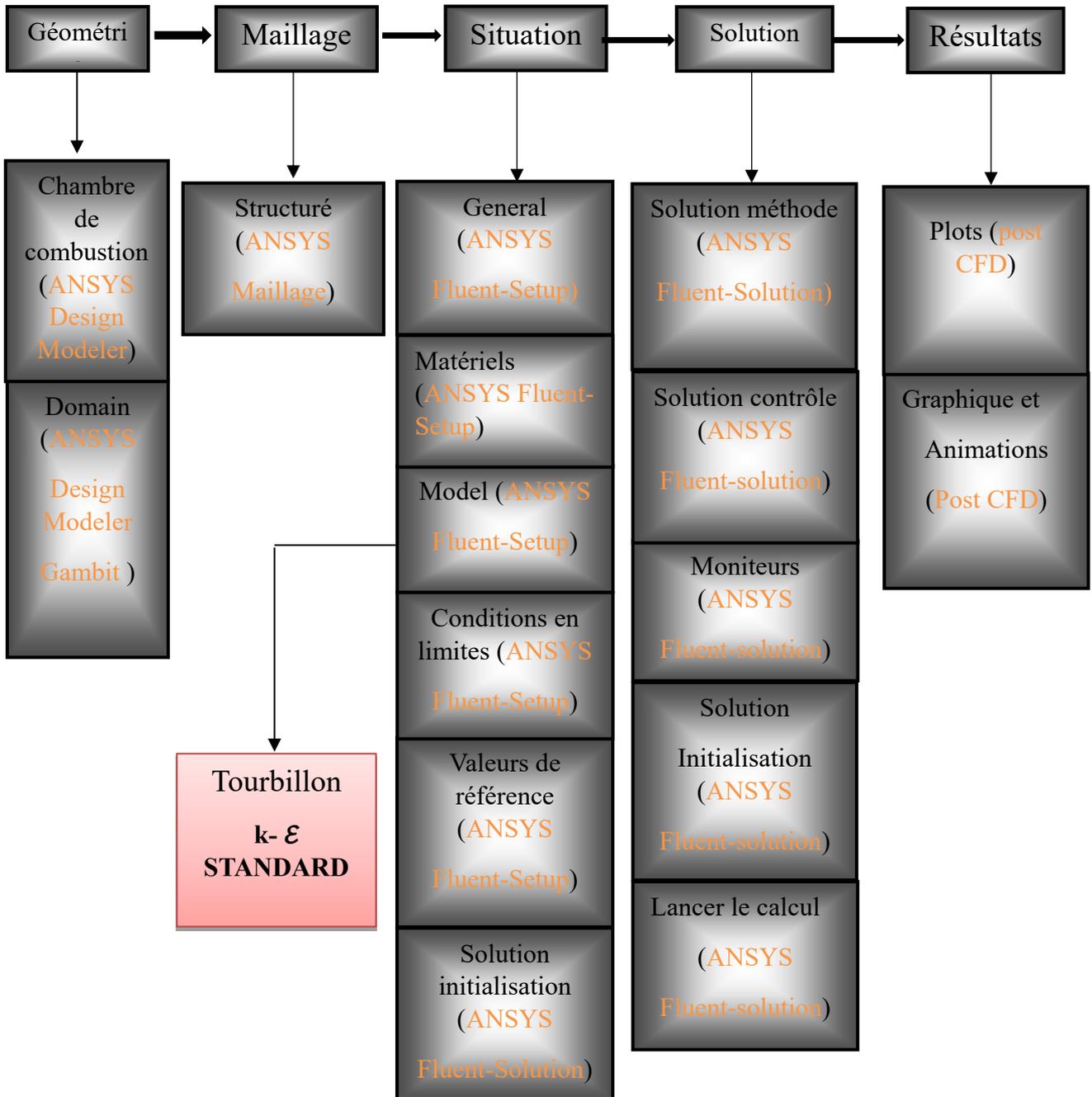


Figure III.1: Chemin de "Processus CFD" pour la simulation numérique

### III.5. Modélisation de la géométrie

Il s'agit d'un cas de combustion non-pré mélangée, dont les entrées reflètent à la fois les conditions non pré mélangées (mélange de carburant et d'air). Le méthane CH<sub>4</sub> est injecté à T = 300 K avec une vitesse axiale de 82 m/s.

L'air entrant est à T = 300 K et de vitesse de 0.6 m/s, 5 m/s et 10 m/s. Ce cas est axisymétrique, de sorte que la chambre de combustion physique est supposée cylindrique, ce qui peut être représenté en 2D ; géométrie tournée autour de l'axe de symétrie. La sortie est la sortie de pression à la pression atmosphérique.

La taille de la chambre de combustion est de 0.235 m dans la direction Y et 1.9 m dans la direction X. La chambre de combustion est confinée de deux jets coaxiaux en amont ; l'air primaire est introduit dans la chambre à travers une zone annulaire de diamètre 0.224 m et un diamètre interne de 0.006 m pour l'entrée du carburant, qui est le méthane dans cette étude.

L'écoulement qui entre dans la chambre de combustion peut être assimilé à un jet et son nombre de Reynolds vaut :

$$Re = \frac{DU}{\nu}$$

Où U est les vitesses moyennes pour les trois cas U = 41.3 m/s, U = 43.5 m/s et U = 46 m/s respectivement et D = 0.47 m est le diamètre total. La viscosité du mélange  $\nu = 1.72 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ . avec ces valeurs, on trouve pour les trois vitesses les nombres de Reynolds suivants  $Re = 11,04 \times 10^5$ ,  $Re = 11,63 \times 10^5$ ,  $Re = 12,3 \times 10^5$  respectivement alors l'écoulement est pleinement turbulent.

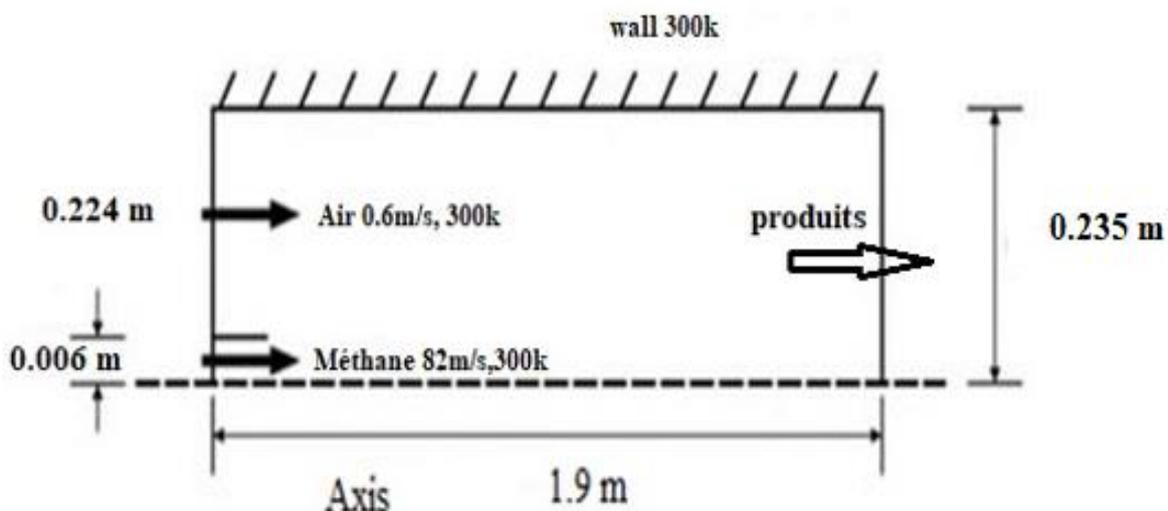
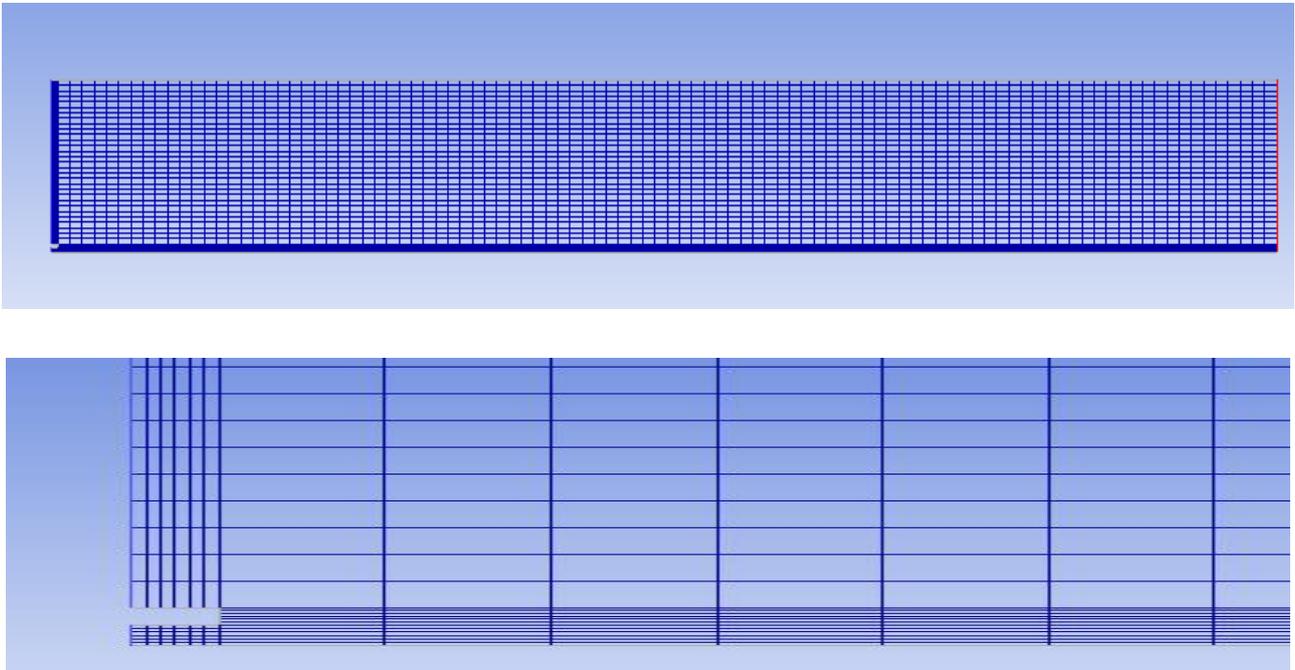


Figure III.2 : la géométrie étudiée [35]

### III.6. Maillage

Les maillages utilisés dans la présente simulation sont générés par le code GAMBIT, ils consistent un maillage structuré composés de mailles quadratiques. Le maillage est constitué de 200 nœuds de la direction axiale et 50 nœuds de la direction radiale, Les mailles étant resserrées dans la zone proche d'injection.



**Figure III.3:** Maillage de la géométrie.

### III.7. Les hypothèses de travail

Dans notre étude en va considérer ces hypothèses :

- Axisymétrique et bidimensionnel
- L'écoulement est complètement développé turbulent.
- Le régime est stationnaire
- Le fluide incompressible et non newtonien
- Les forces extérieures sont nuls

### III.8. Résolution numérique

#### Etape 01 : démarrer fluent

#### Etape 02 : Maillage

- 1) Lire le fichier, nom de fichier

File  $\longrightarrow$  Read  $\longrightarrow$  Mesh

- 2) Contrôler le maillage

General  $\longrightarrow$  Check

- 3) Afficher le maillage

General  $\longrightarrow$  display

- 4) Choisir axisymétrique, régime stationnaire

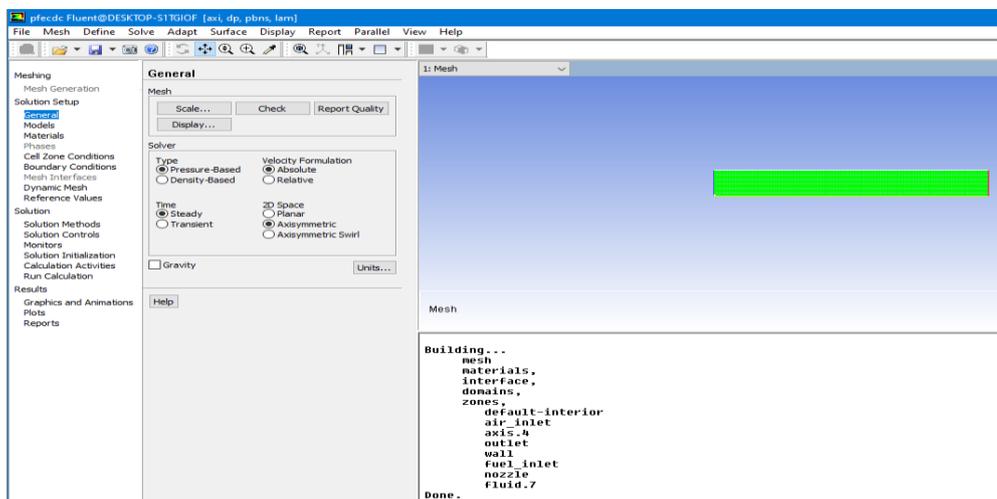


Figure III.4: Choisir axisymétrique, régime stationnaire

#### Etape 03 : définition du modèle

- 1) Activation de l'équation d'énergie

Models  $\longrightarrow$  Energy  $\longrightarrow$  On

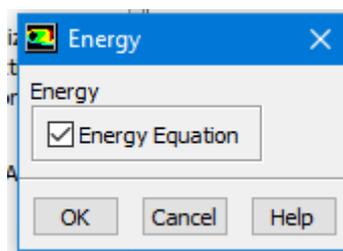


Figure III.5: l'équation d'énergie

- 2) Modélisation de la turbulence

Model  $\longrightarrow$  viscous  $\longrightarrow$  k-epsilon

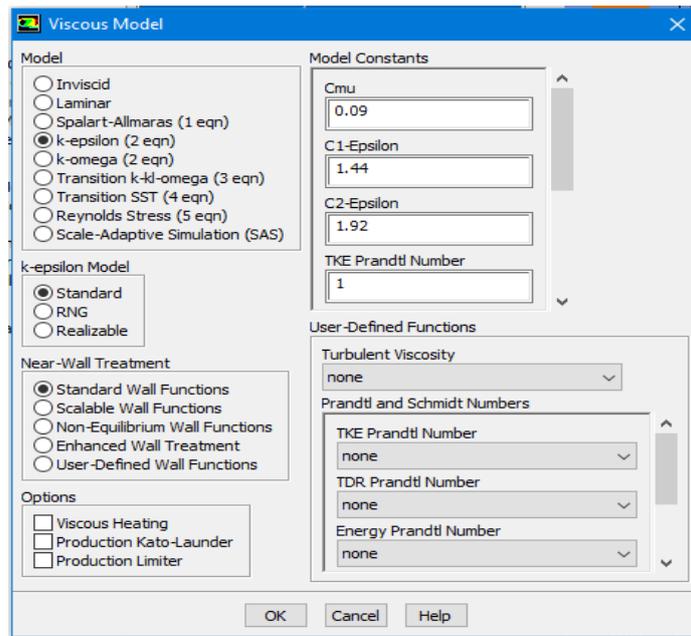


Figure III.6: choix de model de turbulence

3) Modélisation de la combustion

Model  $\longrightarrow$  Species  $\longrightarrow$  Species transport

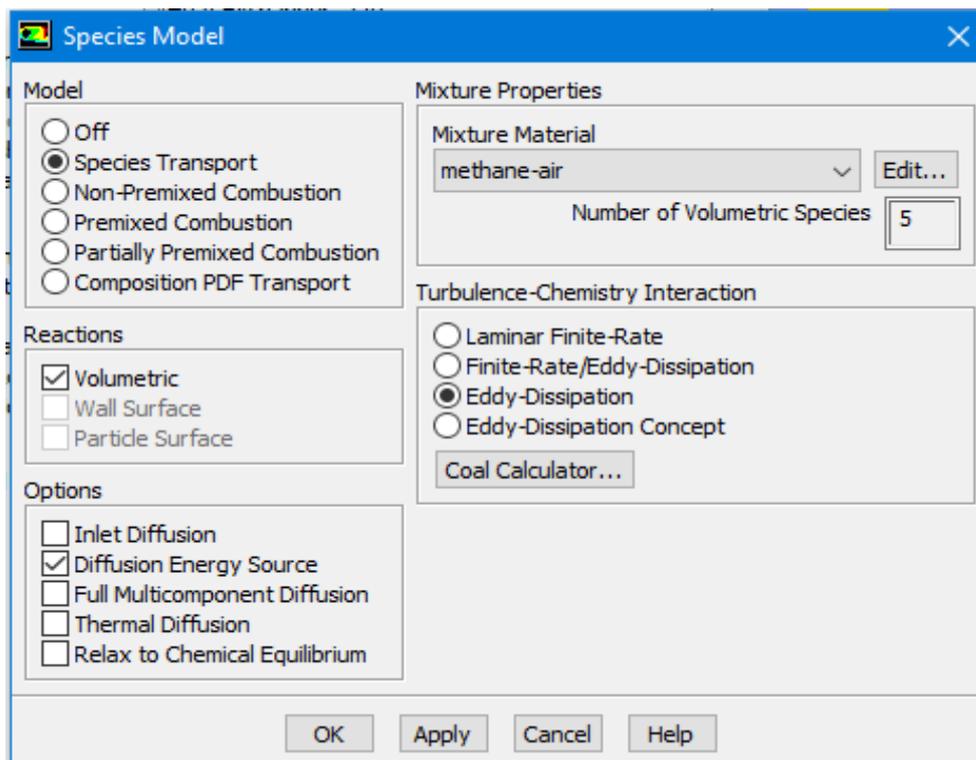


Figure III.7: choix de model de combustion

Etape 04 : Matériaux

Matériel  $\longrightarrow$  Méthane-air

Le matériel que nous avons choisi est un mélange de méthane et l'air

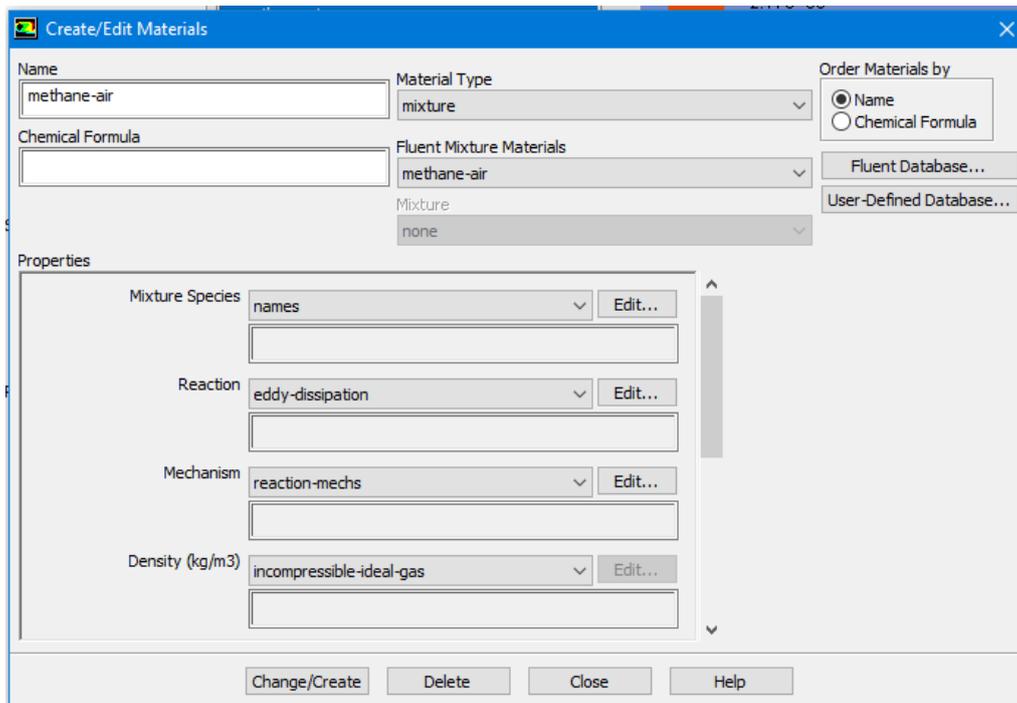


Figure III.8: choix de model de Matériel

**Etape 05 : les conditions aux limites**

1) Condition d'entrée d'air et méthane :

- La vitesse d'entrée
- La température d'entrée
- Le diamètre hydraulique
- L'intensité de la turbulence
- Fraction massique des espèces

**Pour l'air :**

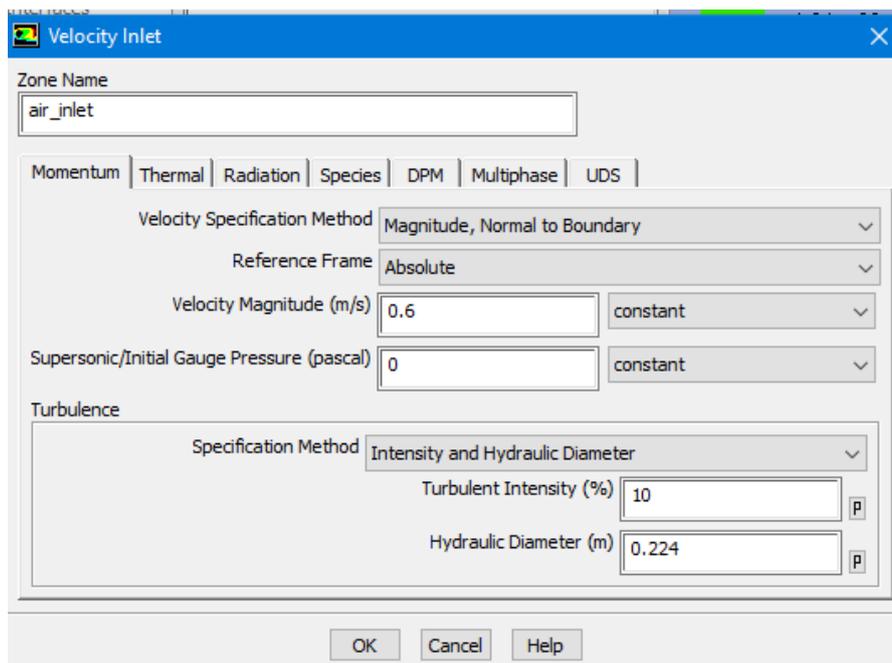
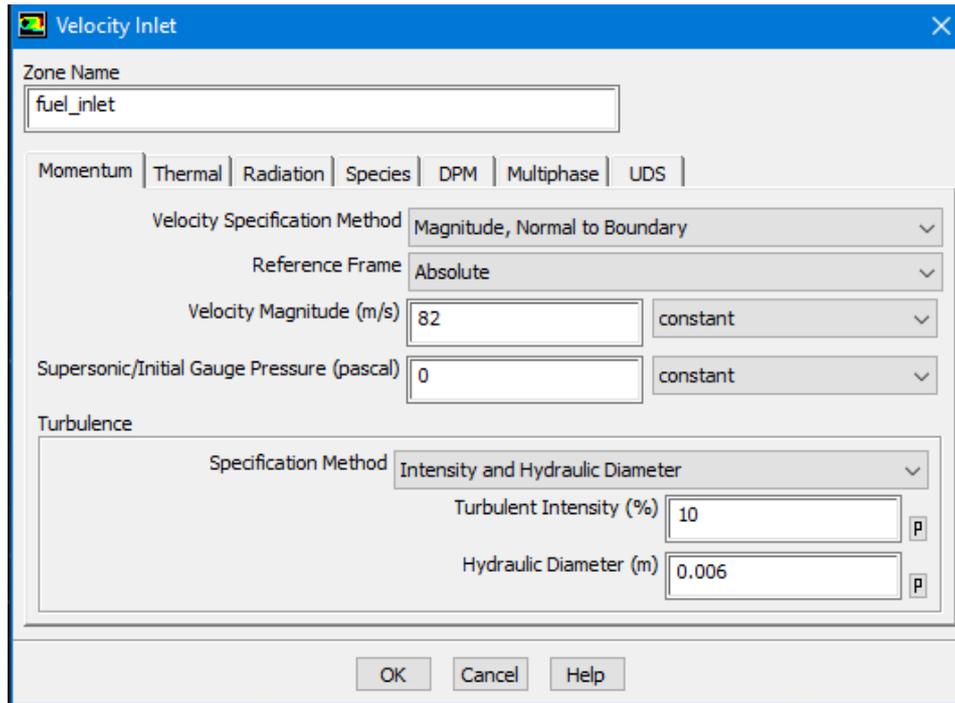


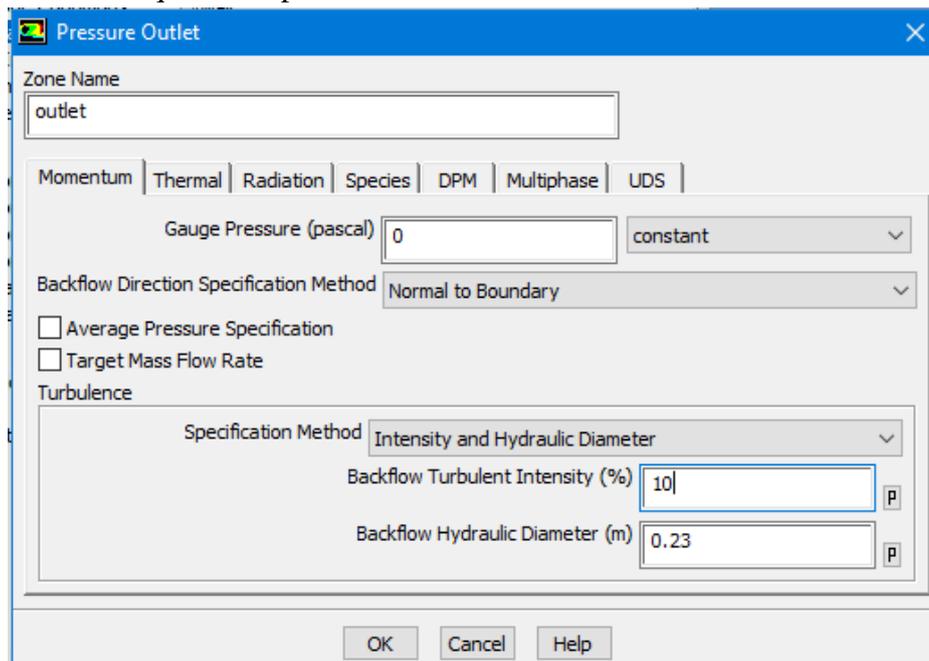
Figure III.9 : la vitesse, l'intensité de turbulence et le diamètre d'entrée air

Pour méthane :

**Figure III.10 :** conditions aux limites d'entrée vitesse de méthane

### Condition de sortie

- La pression de sortie
- Le diamètre hydraulique
- L'intensité de turbulence
- Température de sortie
- La fraction massique des espèces



**Figure III.11 :** conditions aux limites de la sortie

Conditions de paroi :

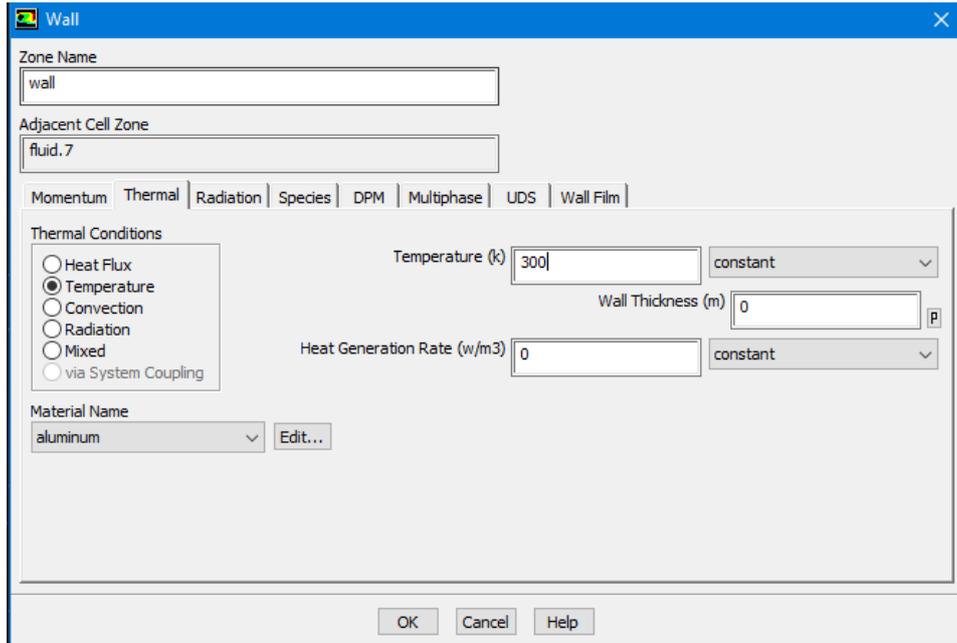


Figure III.12 : conditions aux limites à la paroi

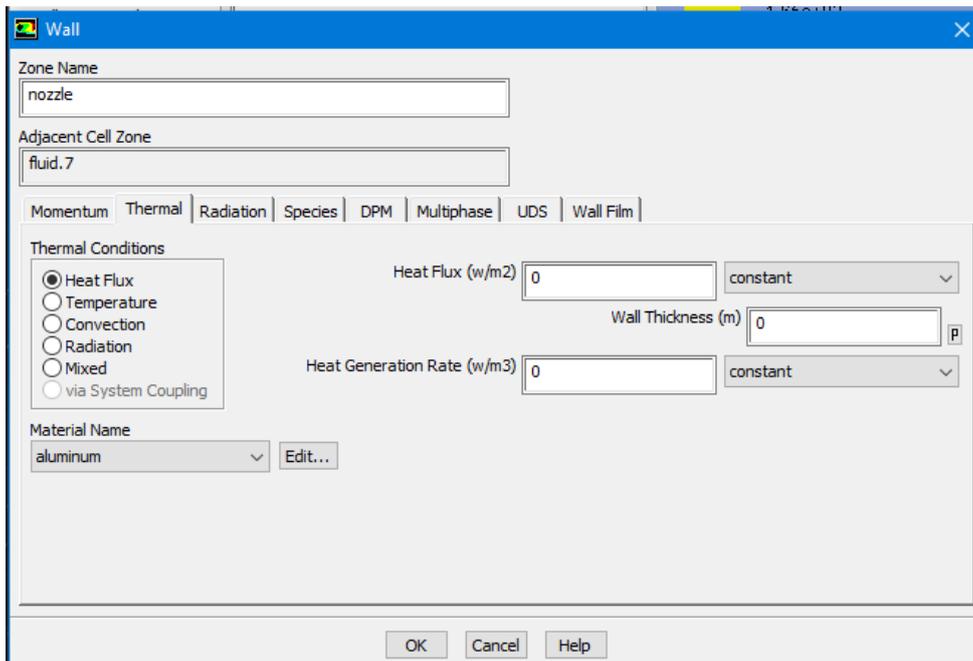
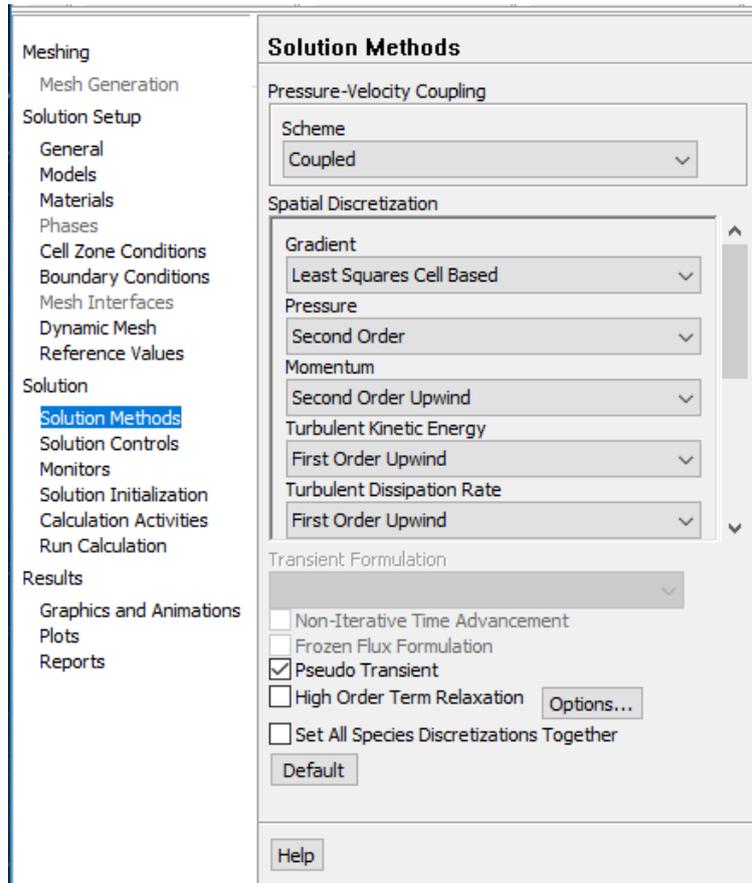


Figure III.13 : conditions aux limites de nozzle

**Etape 05 : choisir les schémas de résolutions**

Solution methods → scheme → coupled → pseudo transient



**Figure III.14 : les schémas de résolutions**

**Etape 06 : Initialisation**

**Etape 07 : lancer le calcul**

**Etape 08 : vérifier la convergence**

### III.9. Résultats et interprétations

#### III.9.1. L'effet d'excès d'air

Nos résultats sont comparés aux mesures expérimentales obtenues par Borghi et al. [39]. La température maximale de la flamme expérimentale est de 2230 K, tandis que dans notre cas, elle est égale à 2300 K. L'erreur est de 3%, ce qui est considéré comme acceptable.

De plus, nos résultats numériques sont également comparés aux résultats de Djoudi Youcef [35]. Ils ont réalisé une simulation d'une chambre de combustion avec les mêmes dimensions et les mêmes conditions aux limites que notre géométrie. La vitesse d'entrée de l'air était de 0,6 m/s et celle du méthane était de 82 m/s, avec une température de 300 K. Leur température maximale est également de 2300 K, ce qui indique une erreur de 0%.

#### • Validation expérimentale

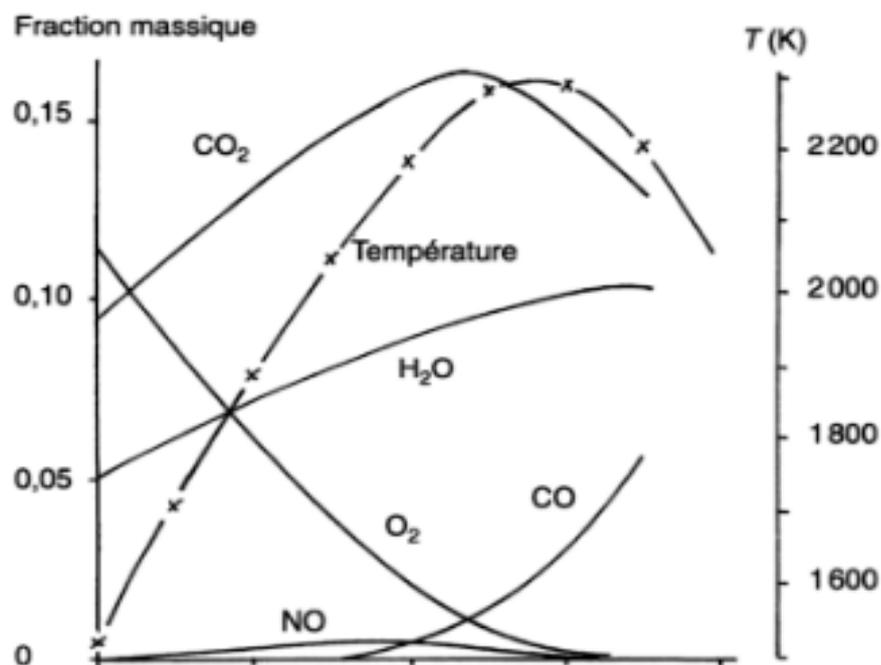


Figure III.15 : les résultats de fractions massiques et de température réalisée par Borghi et al [39].

• Validation numérique

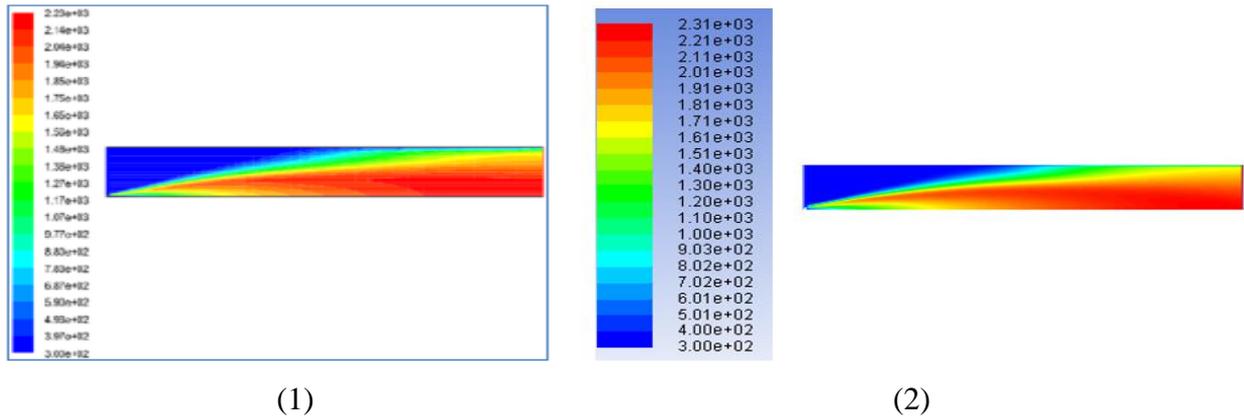


Figure III.16 : Contour de température Djoudi Youcef (1) [35], et notre travail actuel (2).

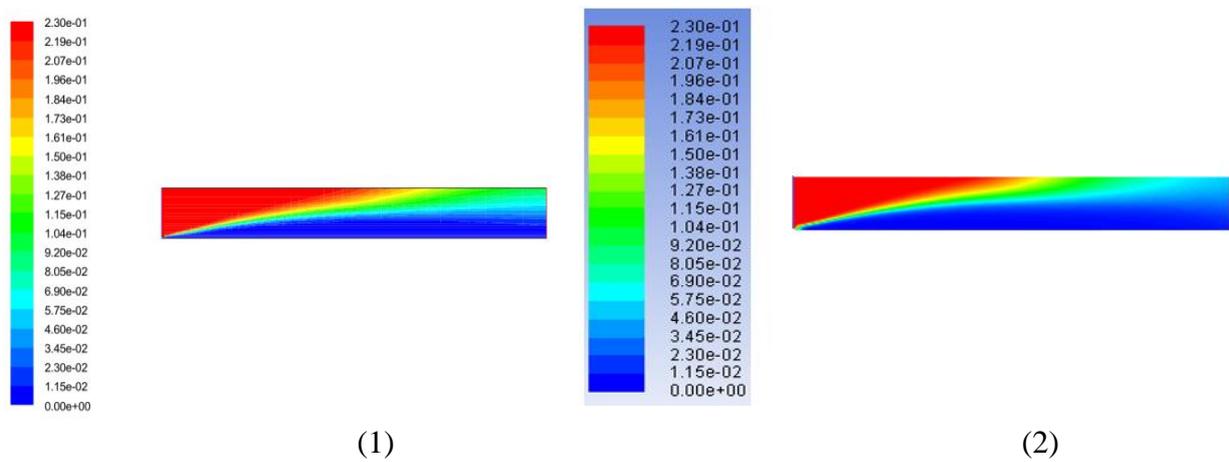


Figure III.17 : Contour de fraction massique de O2 Djoudi Youcef (1) [35], et notre travail (2).

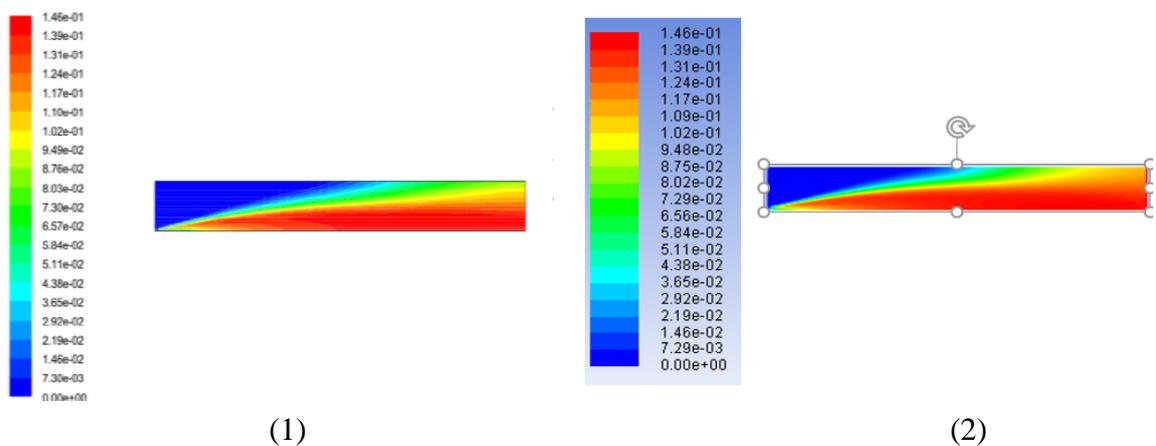
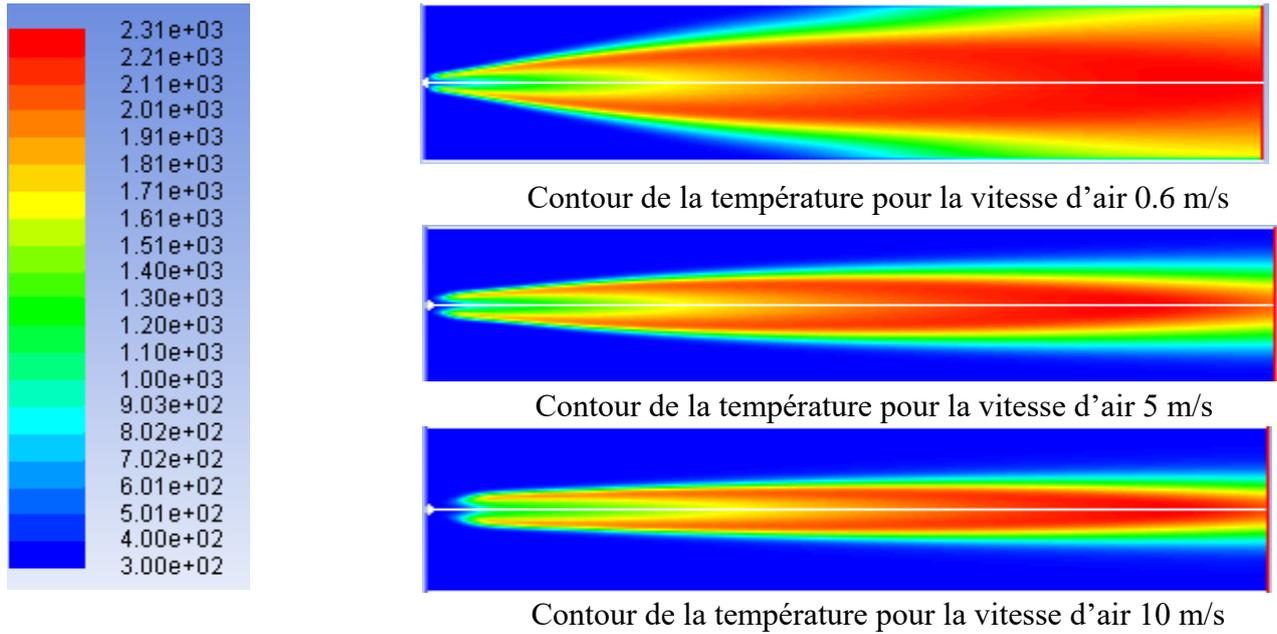


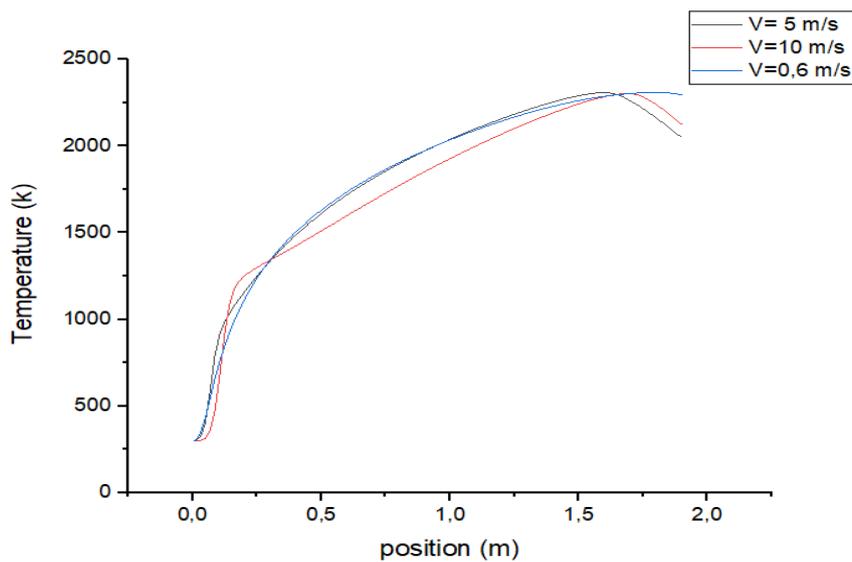
Figure III.18 : contour de fraction massique CO2 Djoudi Youcef (1) [35], et notre travail (2).

➤ **Pour la température**

Les figures (III.19 et III.20) présentent les contours de la température pour différentes vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s). On remarque que la température est concentrée dans la zone de réaction et qu'elle augmente le long de la chambre de combustion. Nous observons également que la température atteint des valeurs maximales d'environ 2300 K pour le cas de la vitesse d'entrée de 0,6 m/s. Lorsque la vitesse d'entrée est augmentée, la température maximale se situe presque au centre de la chambre de combustion et diminue en aval.



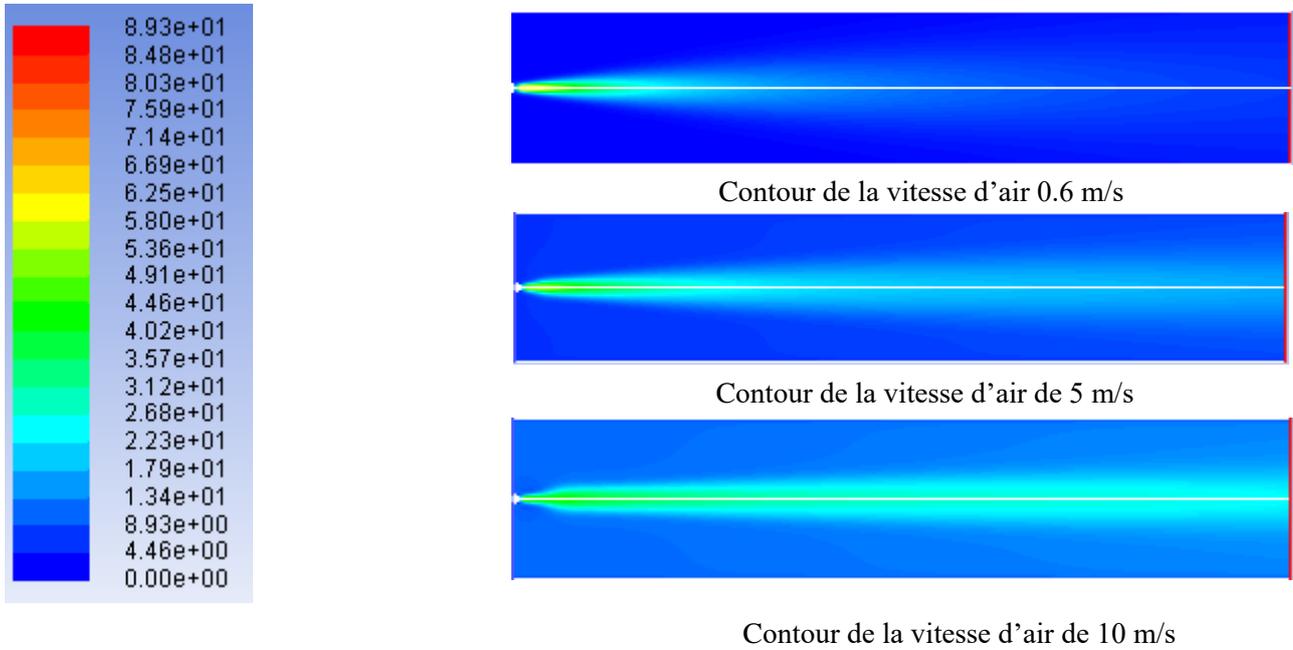
**Figure III.19** : contour de température pour les trois vitesses



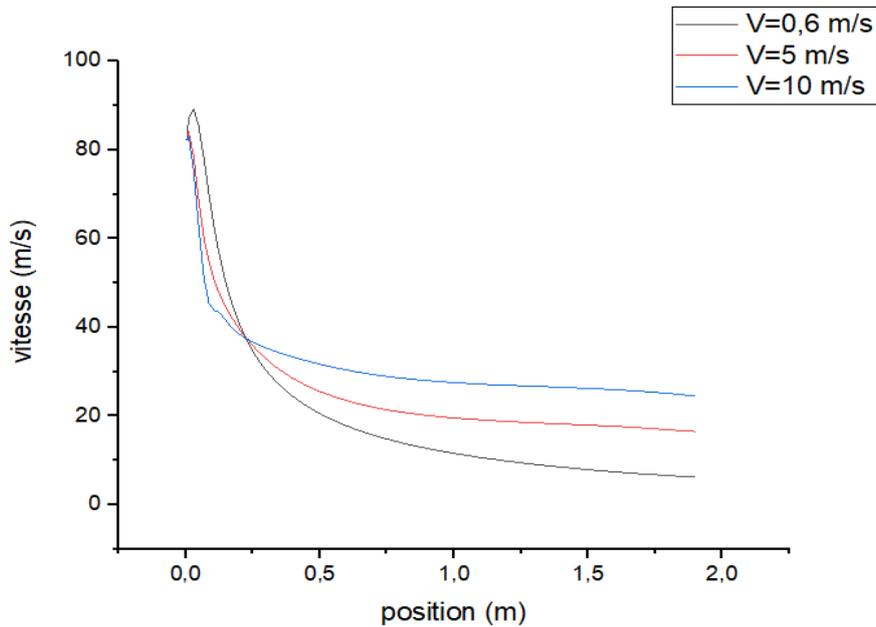
**Figure III.20** : comparaison de température pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

➤ **Pour la Vitesse**

Les figures (III.21 et III.22) présentent le profil de vitesse en fonction de la position pour trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s). Dans ces figures, on observe que la vitesse diminue progressivement depuis une valeur légèrement supérieure à  $\approx 82$  m/s (vitesse d'injection du CH<sub>4</sub>) jusqu'à atteindre une faible vitesse (vitesse des gaz brûlés). Les valeurs de vitesse élevées se situent dans la zone de la flamme.

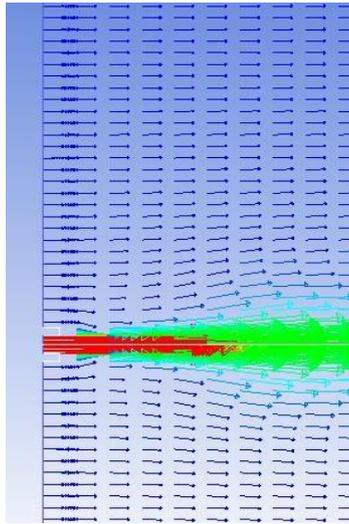
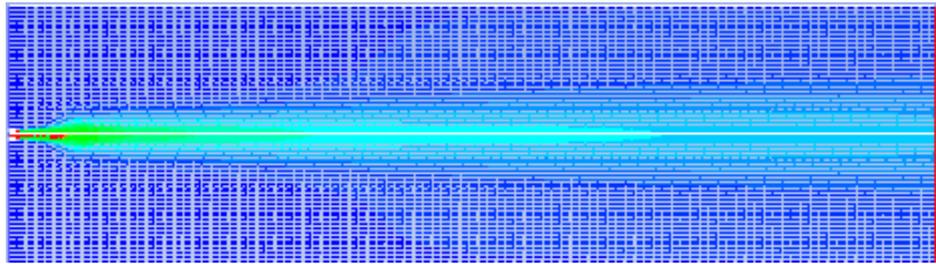


**Figure III.21 :** contour de vitesse pour les trois vitesses d'entrée d'air

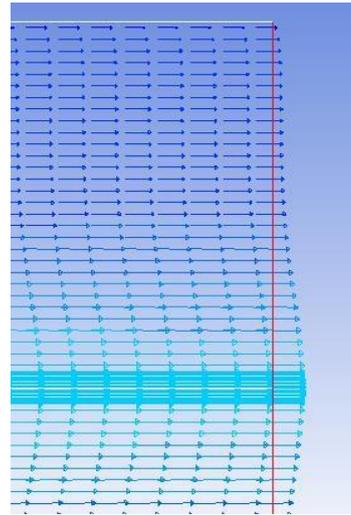


**Figure III.22 :** comparaison de vitesse pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

- *Les lignes de courant de la vitesse axial*



a) Entrée de vitesse

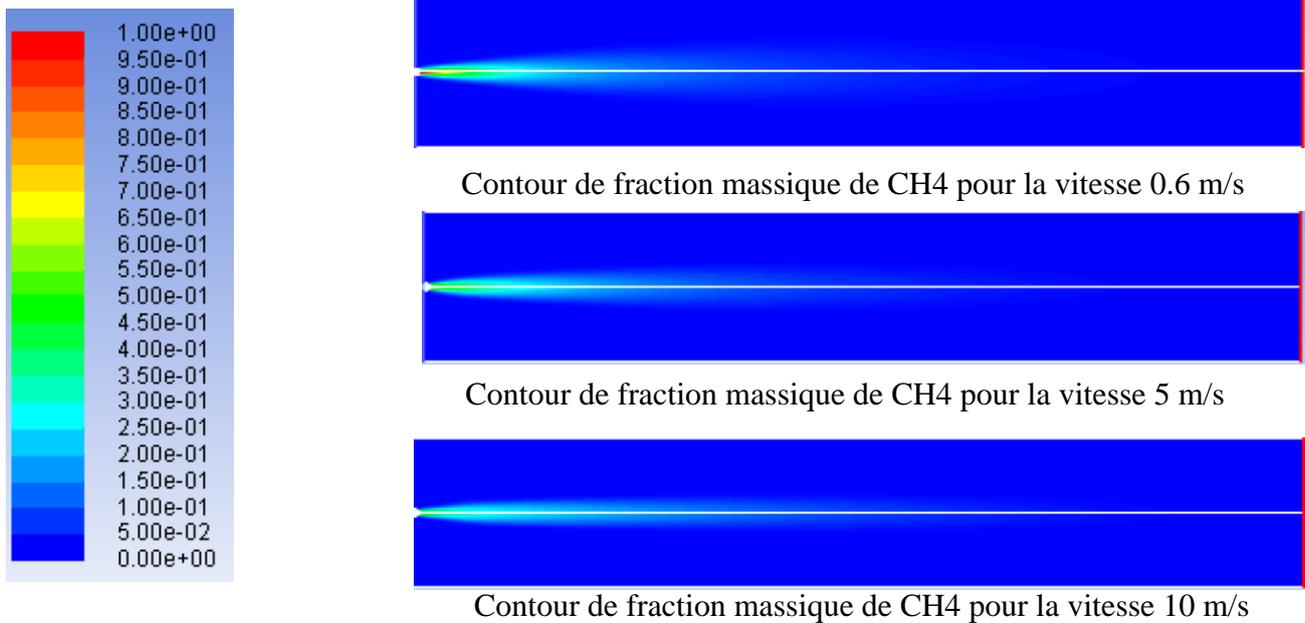


b) sortie de vitesse

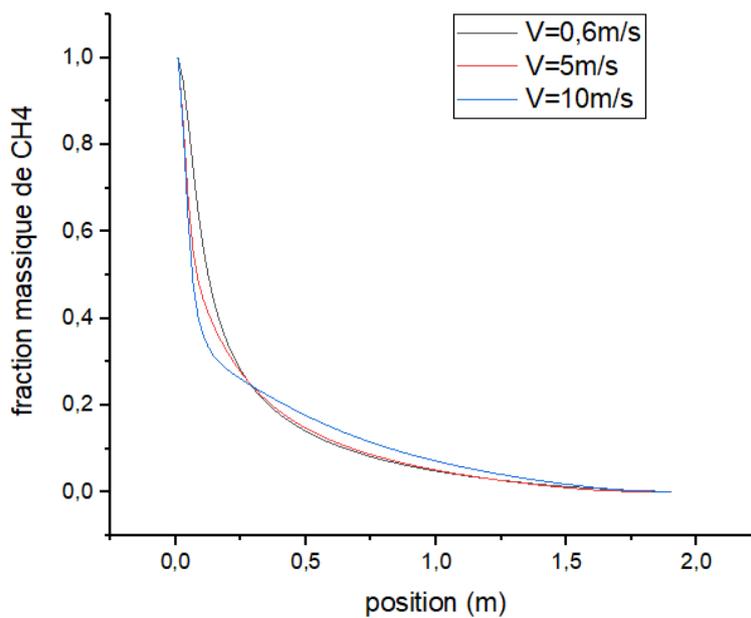
**Figures III.23** : les lignes de courants de vitesse

➤ **Pour Ch4**

Les figures (III.24 et III.25) présentent les fractions massiques de méthane CH4 pour les trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s) en fonction de la position. On observe une diminution progressive de la fraction massique de méthane jusqu'à atteindre la valeur 0. Le méthane CH4 diminue jusqu'à sa disparition totale lorsque la quantité d'air est augmentée. Cela correspond à une consommation complète du méthane.



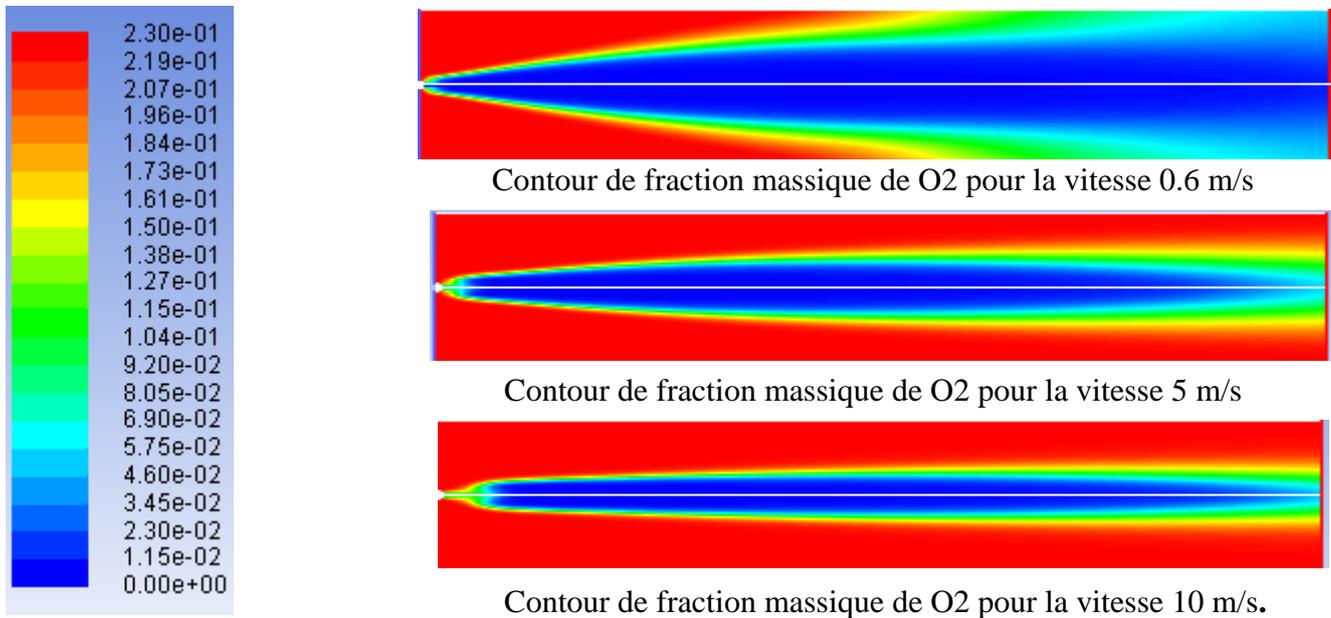
**Figure III.24:** contour de fraction massique de CH4 pour les trois vitesses d'entrée d'air



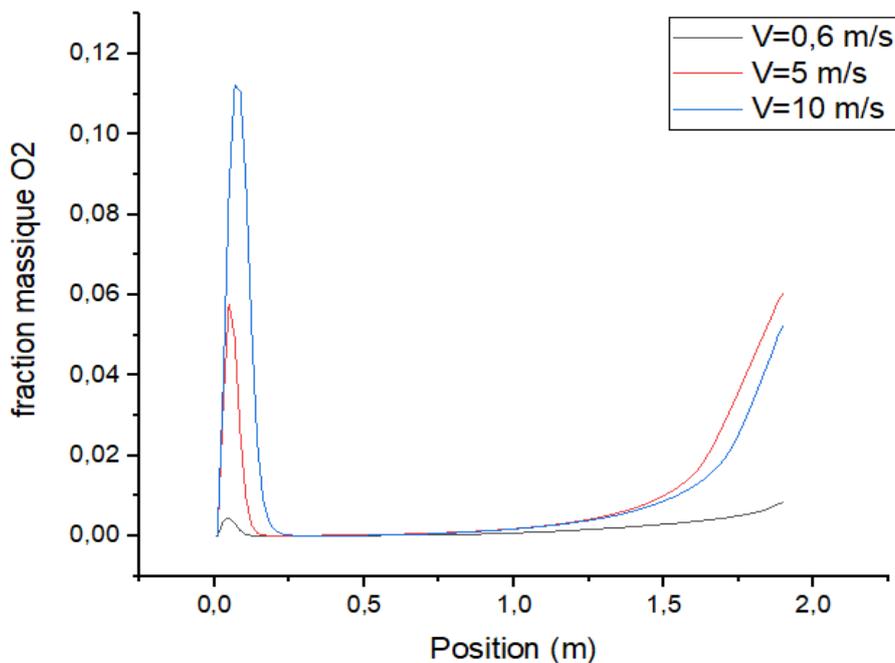
**Figure III.25 :** comparaison fraction massique de CH4 pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

➤ **Pour O<sub>2</sub>**

Les figures (III.26 et III.27) présentent les fractions massiques de l'oxydant O<sub>2</sub> pour les trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s) en fonction de la position. On observe que la fraction massique de l'oxydant augmente avec l'augmentation de la vitesse d'air, ce qui est logique puisque la composition de l'air est principalement constituée d'oxygène et d'azote.



**Figure III.26 :** contour de fraction massique de O<sub>2</sub> pour les trois vitesses d'entrée d'air



**Figure III.27:** comparaison de fraction massique de O<sub>2</sub> pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

➤ **Pour CO2**

Les figures (III.28 et III.29) présentent les fractions massiques de CO2 pour les trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s) en fonction de la position. On remarque que la valeur maximale de CO2 est d'environ 0,14 pour le cas de la vitesse d'entrée de 0,6 m/s. En augmentant la vitesse d'air, la fraction massique de CO2 diminue à la sortie.

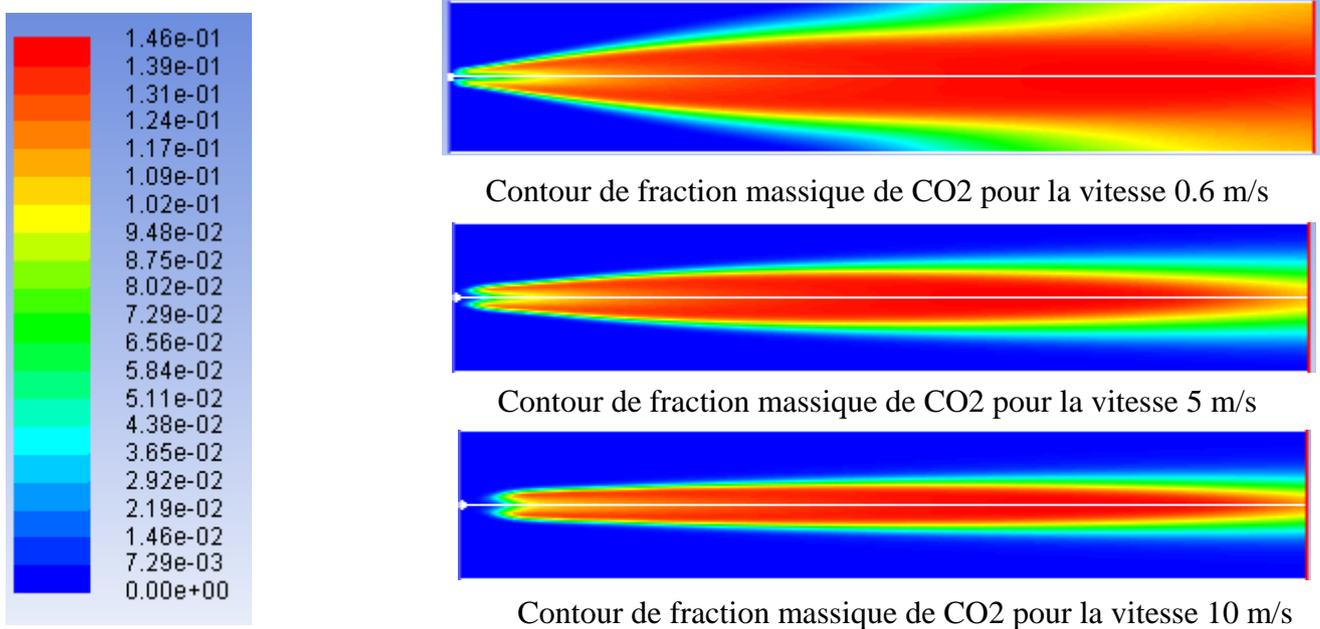


Figure III.28 : contour de fraction massique de CO2 pour les trois vitesses d'entrée d'air

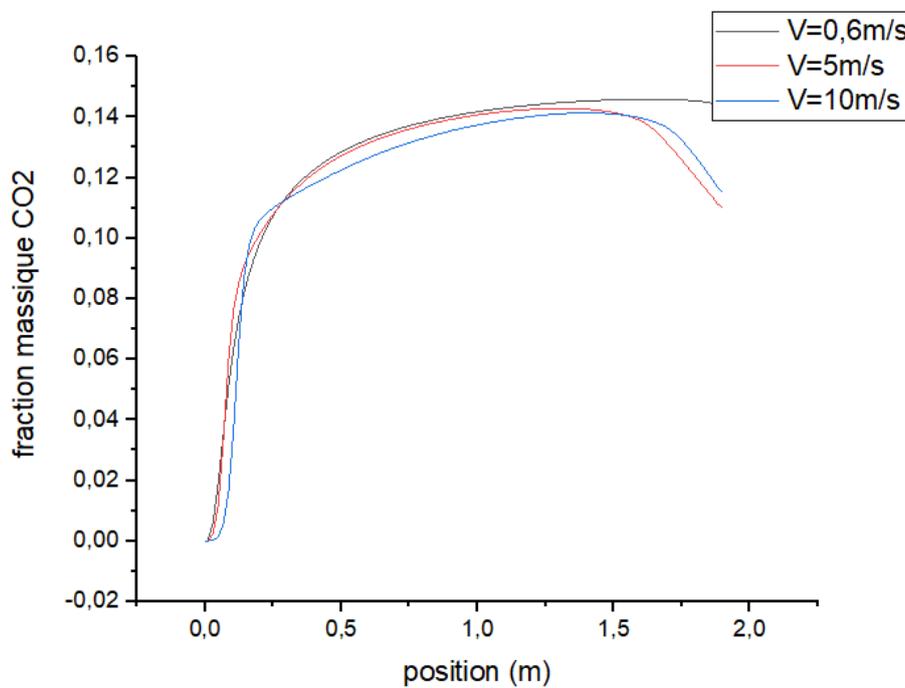
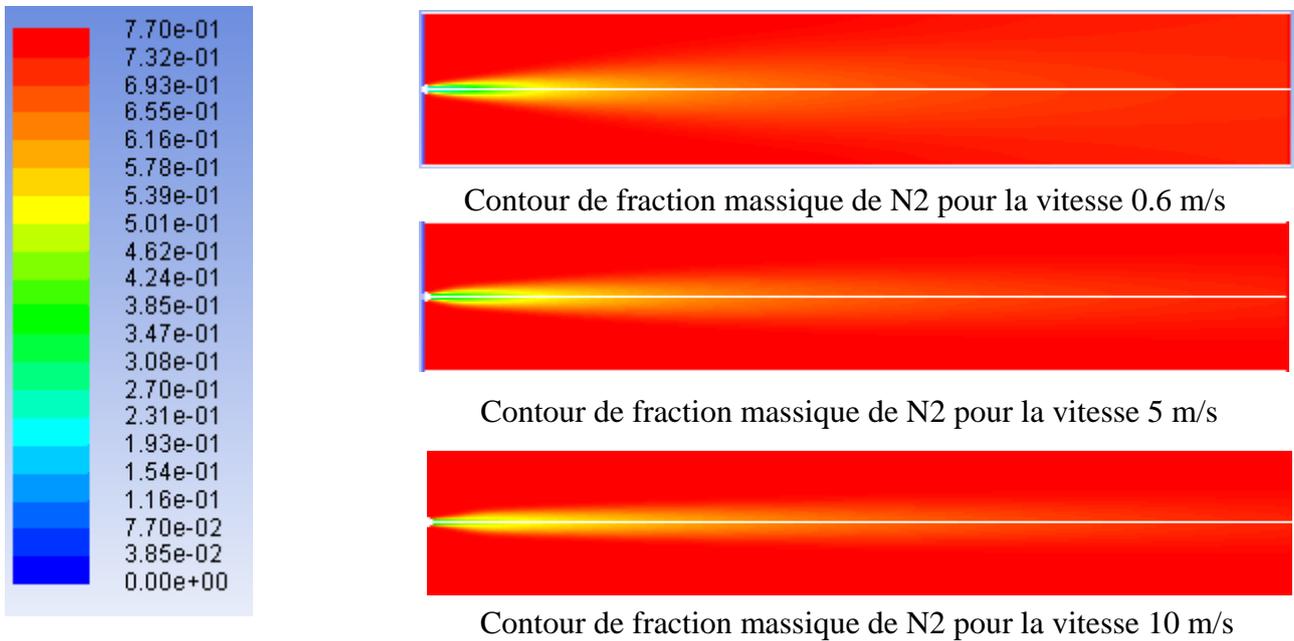


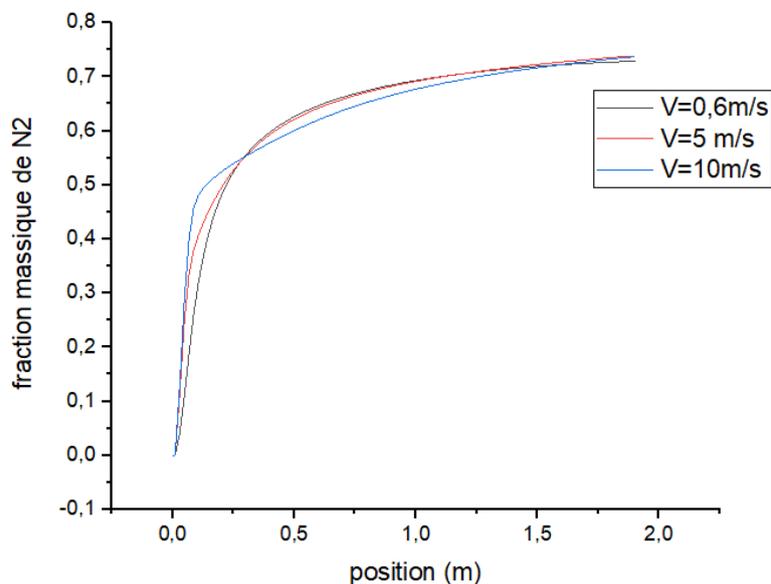
Figure III.29 : comparaison de fraction massique de CO2 pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

➤ **Pour N2**

Les figures (III.30 et III.31) présentent la fraction massique de N2 pour les trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s) en fonction de la position. On remarque que la fraction massique de N2 augmente tout au long de la chambre de combustion.



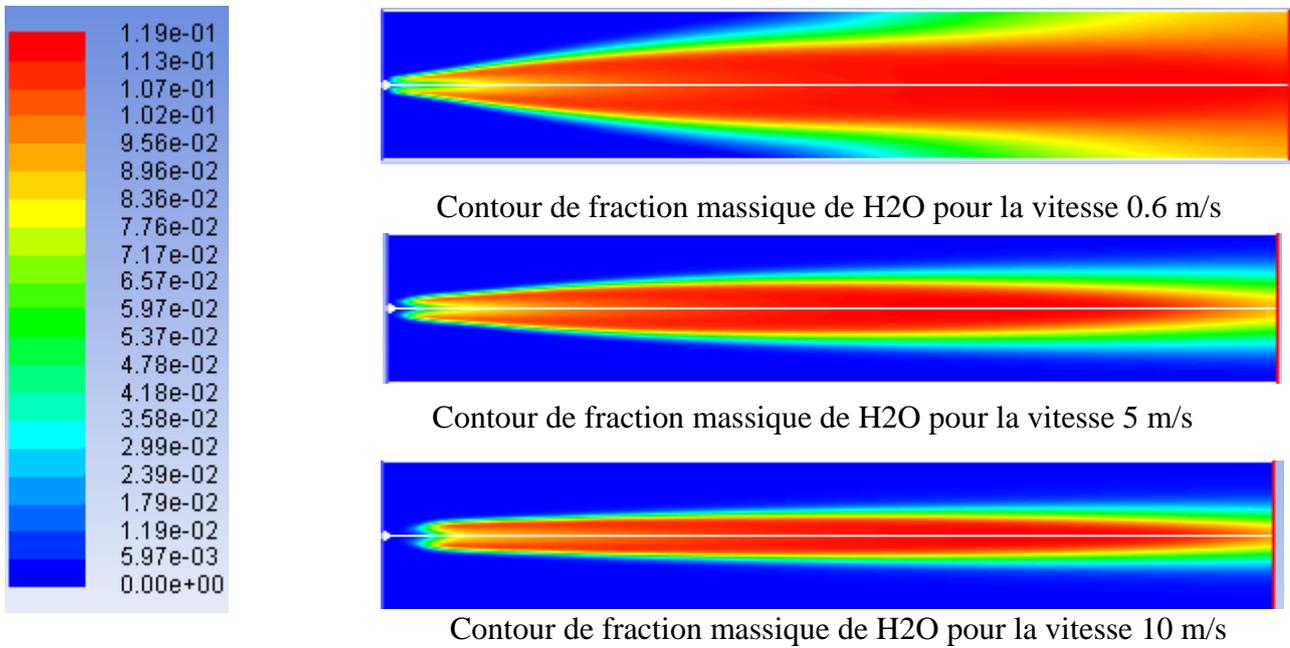
**Figure III.30:** contour de fraction massique de N2 pour les trois vitesses d'entrée d'air



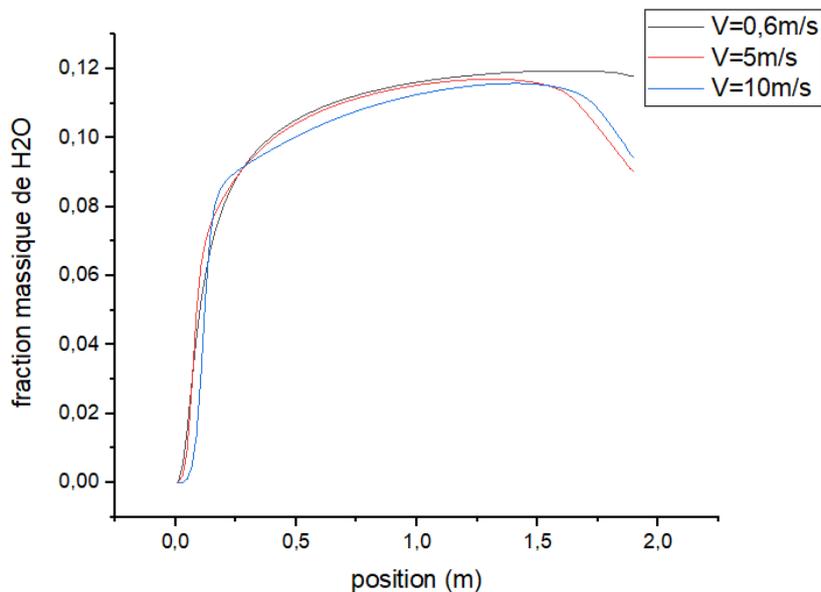
**Figure III.31 :** comparaison de fraction massique de N2 pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

➤ **Pour H2O**

Les figures (III.32 et III.33) présentent les fractions massiques de H2O pour les trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s) en fonction de la position. On remarque que la valeur maximale de H2O est d'environ 0,12 pour le cas de la vitesse d'entrée de 0,6 m/s. En augmentant l'excès d'air, la fraction massique de H2O diminue à la sortie.



**Figure III.32 :** contour de fraction massique de H2O pour les trois vitesses d'entrée d'air



**Figure III.33:** comparaison de fraction massique de H2O pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

➤ **Pour Énergie cinétique turbulente k**

Les figures (III.34 et III.35) présentent l'énergie cinétique turbulente k pour les trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s) en fonction de la position. On observe dans ces figures que la concentration de l'énergie cinétique turbulente est plus élevée dans la zone de mélange, où elle favorise un bon mélange de l'air et du combustible pour une combustion optimale. L'énergie cinétique turbulente atteint des valeurs maximales d'environ 220 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> pour la vitesse de 0,6 m/s, 205 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> pour la vitesse de 5 m/s et 190 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> pour la vitesse de 10 m/s.

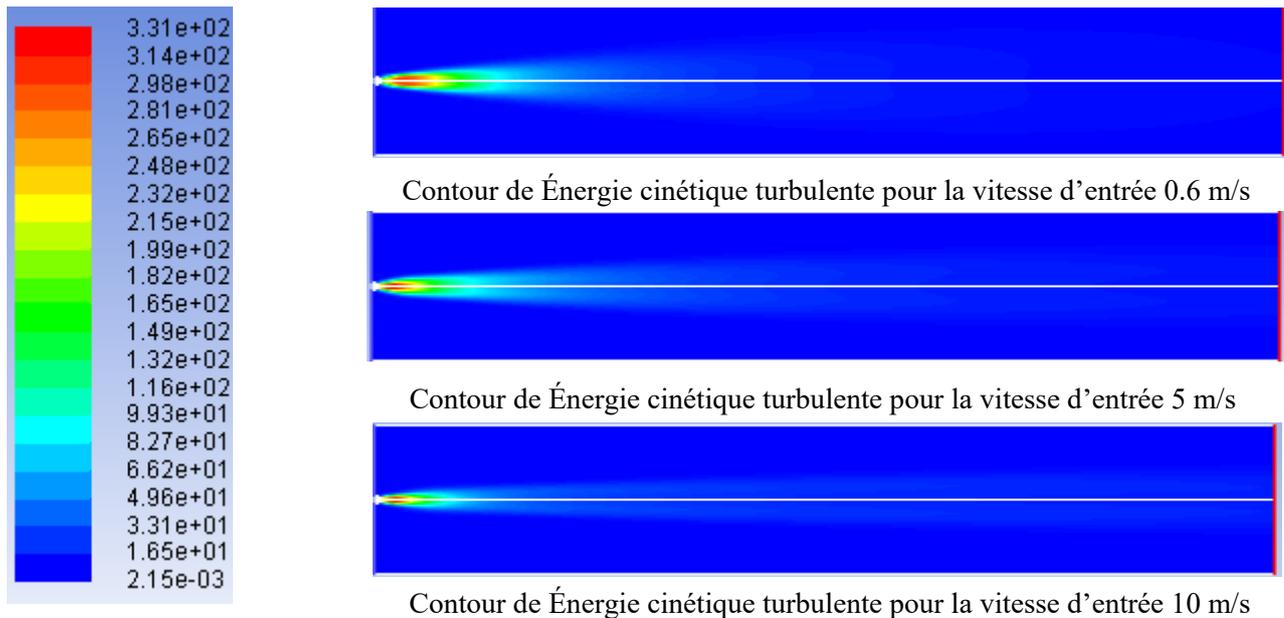


Figure III.34 : contour de fraction massique de CH<sub>4</sub> pour les trois vitesses d'entrée d'air

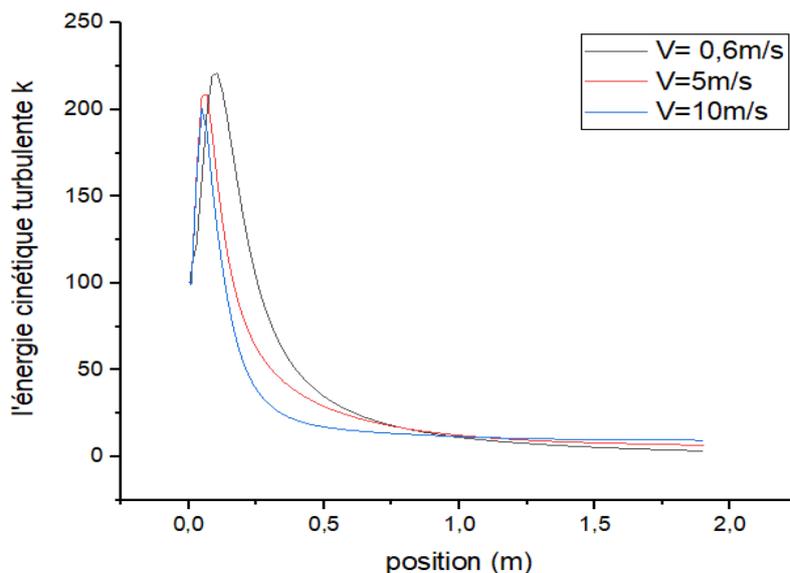
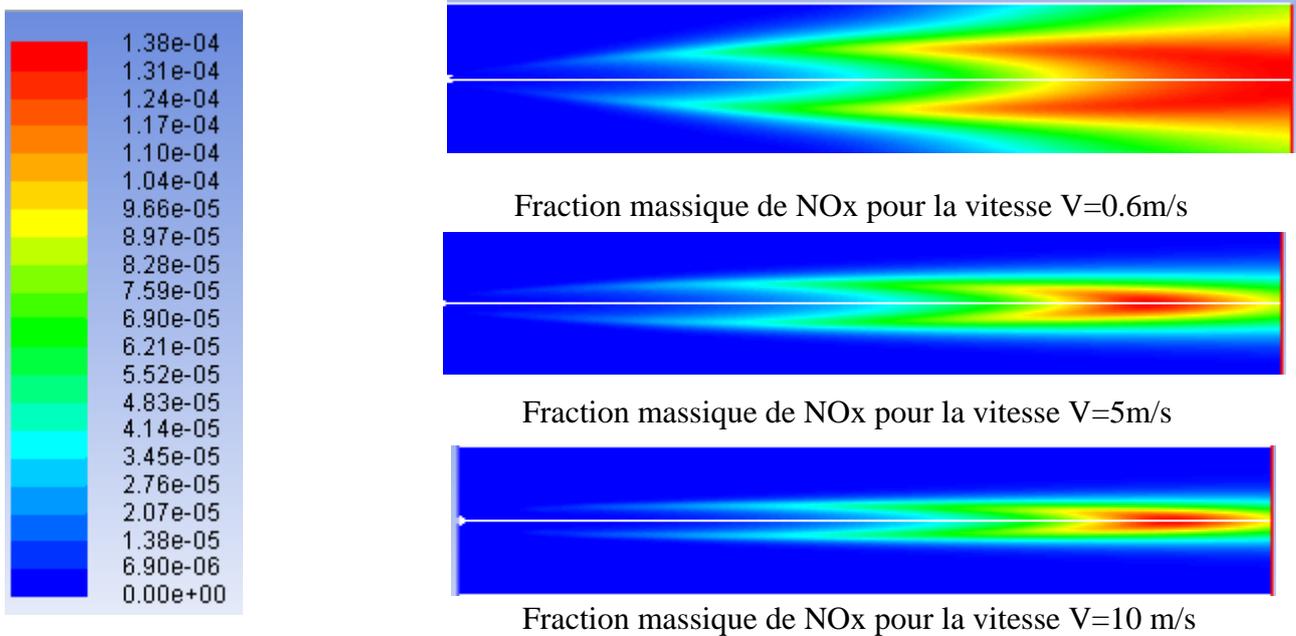


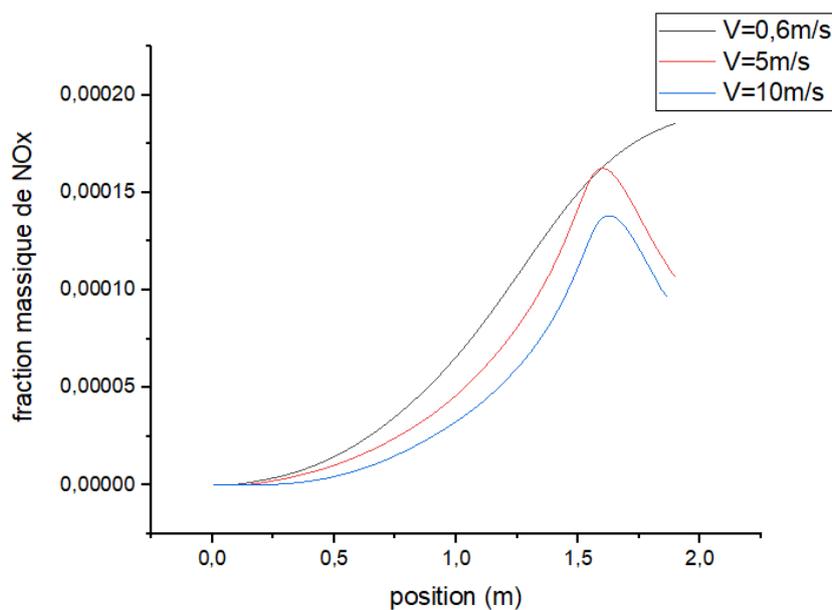
Figure III.35 : comparaison de l'énergie cinétique turbulente k pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

➤ **Pour NOx**

Les figures (III.36 et III.37) présentent les fractions massiques de NOx pour les trois vitesses d'entrée d'air (0,6 m/s, 5 m/s et 10 m/s) en fonction de la position. Dans ces figures, on observe que la valeur maximale de la fraction massique de NOx se produit dans le cas de la vitesse d'entrée d'air de 0,6 m/s par rapport aux autres cas de vitesses de 5 m/s et 10 m/s. En augmentant l'excès d'air, les fractions massiques de NOx diminuent.



**Figure III.36 :** contour de fraction massique de NOx pour les trois vitesses d'entrée d'air



**Figure III.37 :** comparaison de fraction massique de NOx pour les trois vitesses d'entrée d'air en fonction de la position d'axe (x)

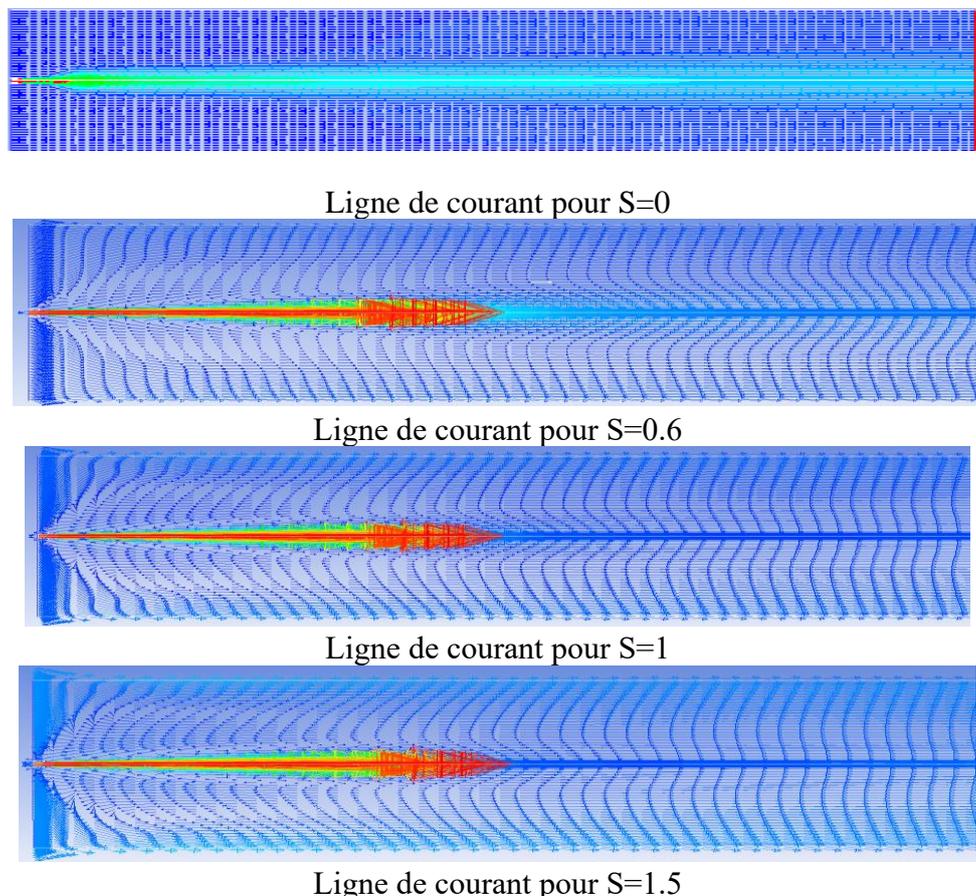
### III.9.2. L'effet de l'écoulement swirlé

Dans cette partie, nous allons étudier l'effet de l'écoulement en présence de swirl sur la vitesse, la température et les fractions massiques de CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, ainsi que les émissions de CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> et l'énergie cinétique turbulente. Nous examinerons ces paramètres pour un excès d'air  $V=5$  m/s et pour trois nombres de swirl différents,  $S=0,6$ ,  $S=1$  et  $S=1,5$ . Nous comparerons ces résultats avec ceux obtenus pour la même vitesse axiale  $V=5$  m/s, mais sans swirl.

Nos résultats seront comparés avec les résultats numériques de Chérifi [52] et les résultats expérimentaux du laboratoire de l'IRA.FULTON College of Engineering de l'université Brigham Young [53].

#### ➤ Pour les lignes de courant de la vitesse

La figure III.38 présente une comparaison des lignes de courant de la vitesse axiale de l'écoulement en présence de swirl avec trois nombres de swirl différents, ainsi que l'écoulement sans swirl. On remarque que les valeurs élevées de vitesse se trouvent à l'entrée de la chambre de combustion. On observe également l'apparition d'une zone de recirculation dans les écoulements en présence de swirl, et celle-ci augmente lorsque le nombre de swirl est augmenté.

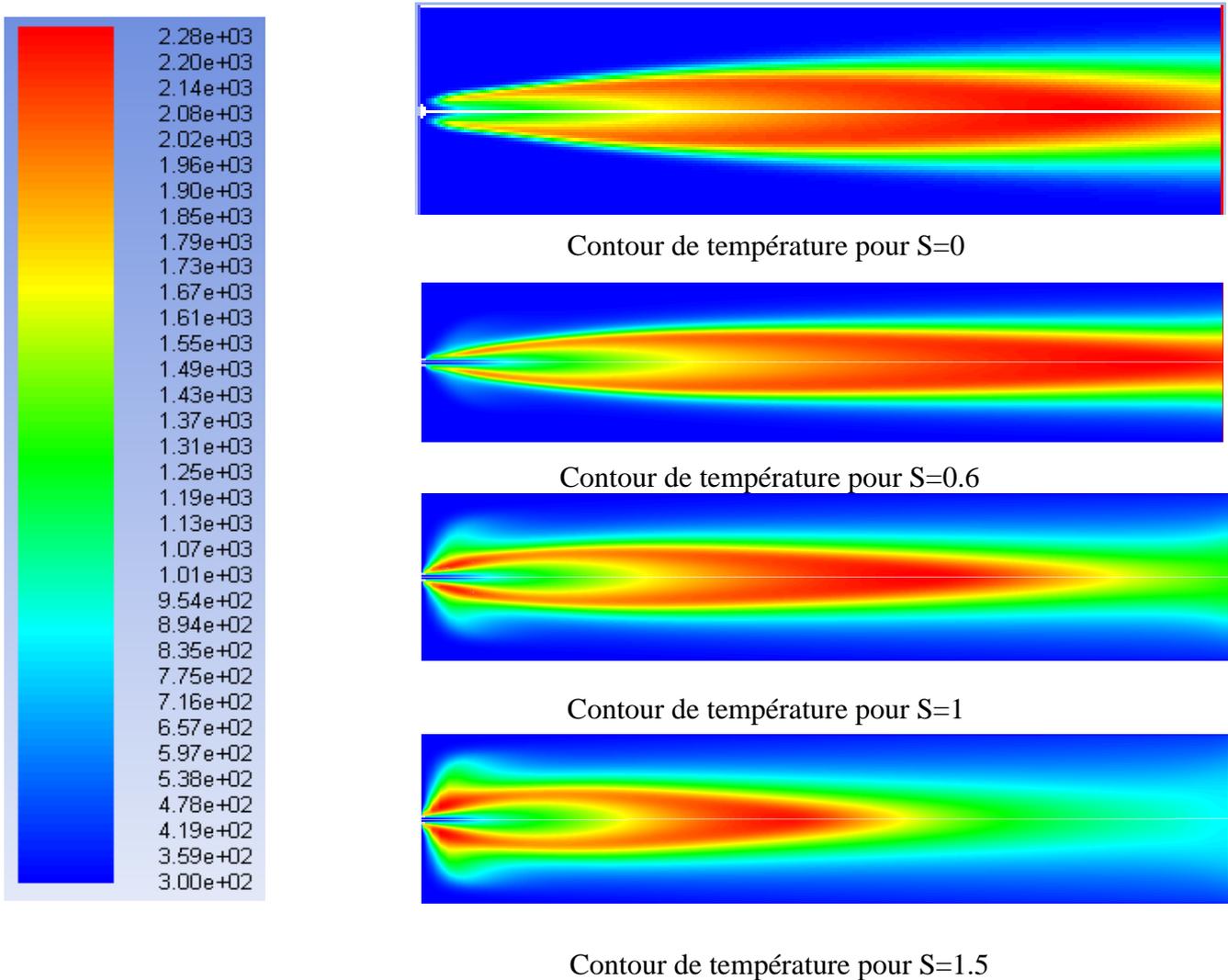


**Figure III.38** : lignes de courants de la vitesse axiale pour différents nombres de swirl

➤ **Pour la température**

Figure III.39 présente la comparaison de la température d'écoulement en présence de swirl pour différents nombres de swirl et l'écoulement sans swirl. On observe l'augmentation de la température au milieu de la zone de recirculation sur l'axe de symétrie due à la présence des points chauds qui permettent de stabiliser la combustion.

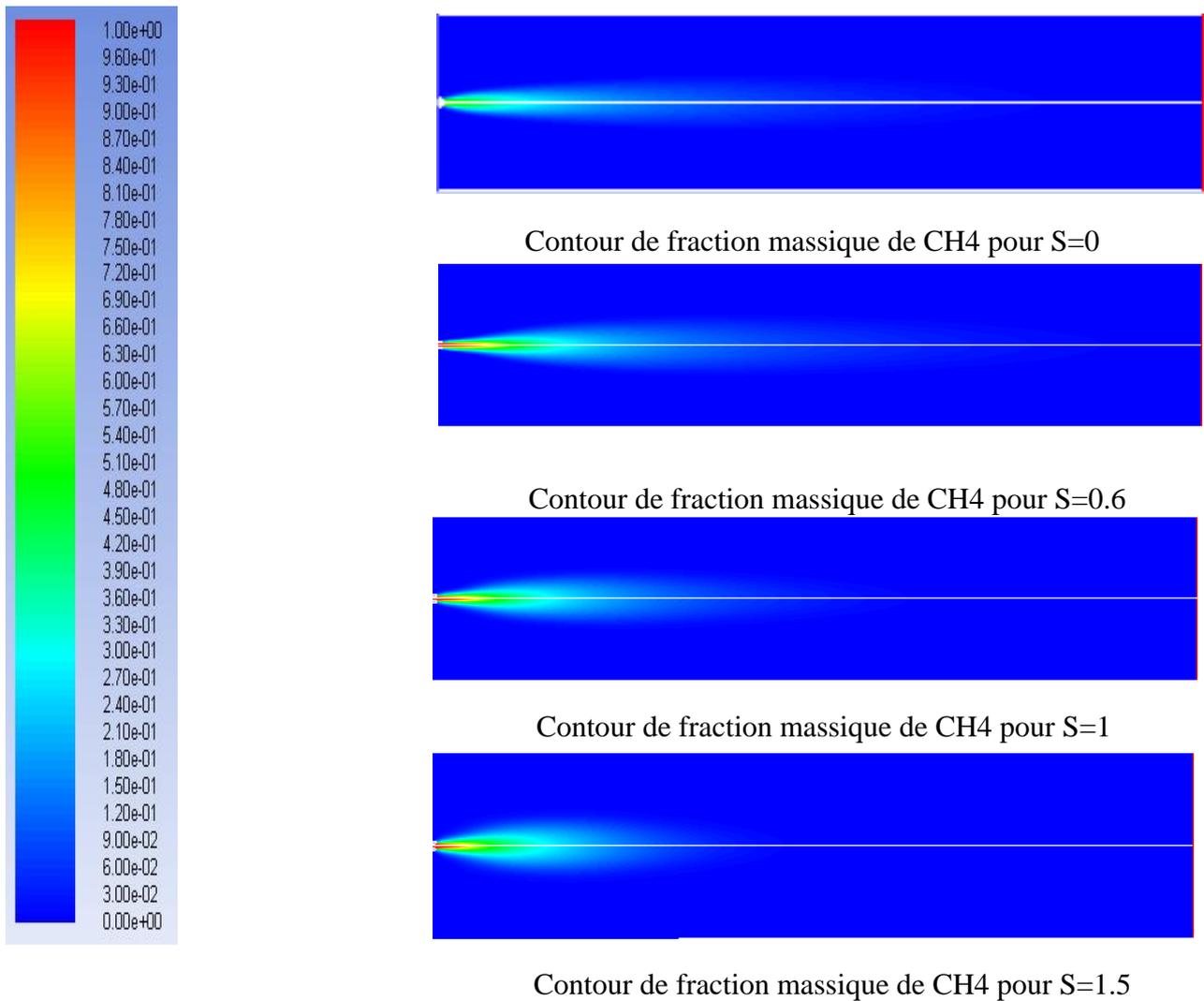
On remarque que la flamme devient moins diffuse, plus puissante, sa longueur diminue et se stabilise plus près du nez de brûleur en augmentant le nombre de swirl.



**Figure III.39 :** comparaison de la température de l'écoulement swirl pour différents nombres de swirl

➤ **Pour la masse fraction de CH4**

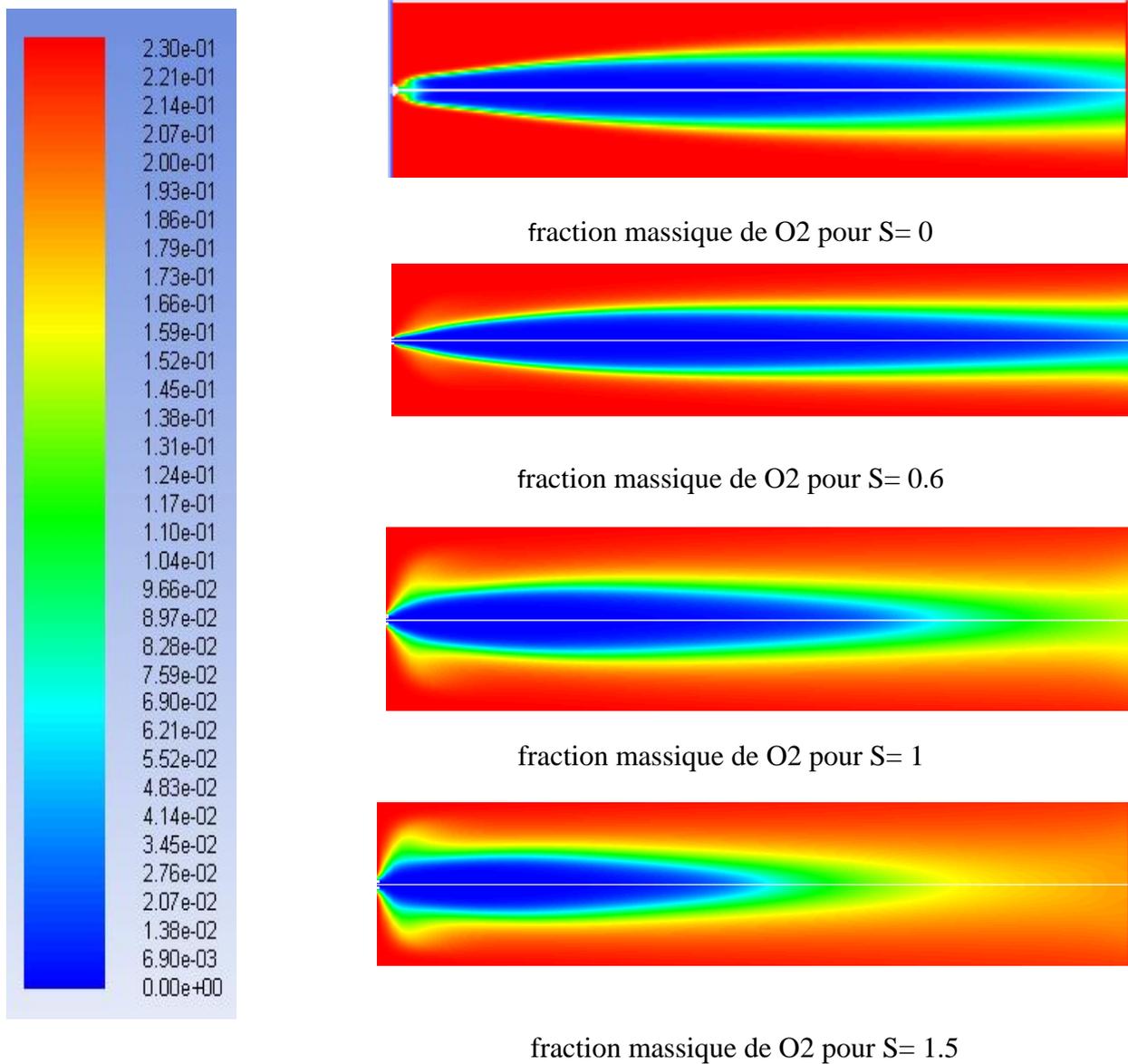
La Figure III.40 présente une comparaison de la fraction massique de méthane pour l'écoulement en présence de swirl avec différents nombres de swirl, ainsi que l'écoulement sans swirl. On observe que les valeurs maximales sont obtenues au niveau de l'entrée du carburant et au début de la dépression. On remarque également qu'il y a une augmentation de la concentration de CH4 dans l'écoulement avec swirl par rapport à l'écoulement sans swirl. De plus, on constate que l'augmentation du nombre de swirl augmente la concentration de méthane.



**Figure III.40 :** comparaison de la fraction massique de CH4 pour l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl

➤ **Pour O2**

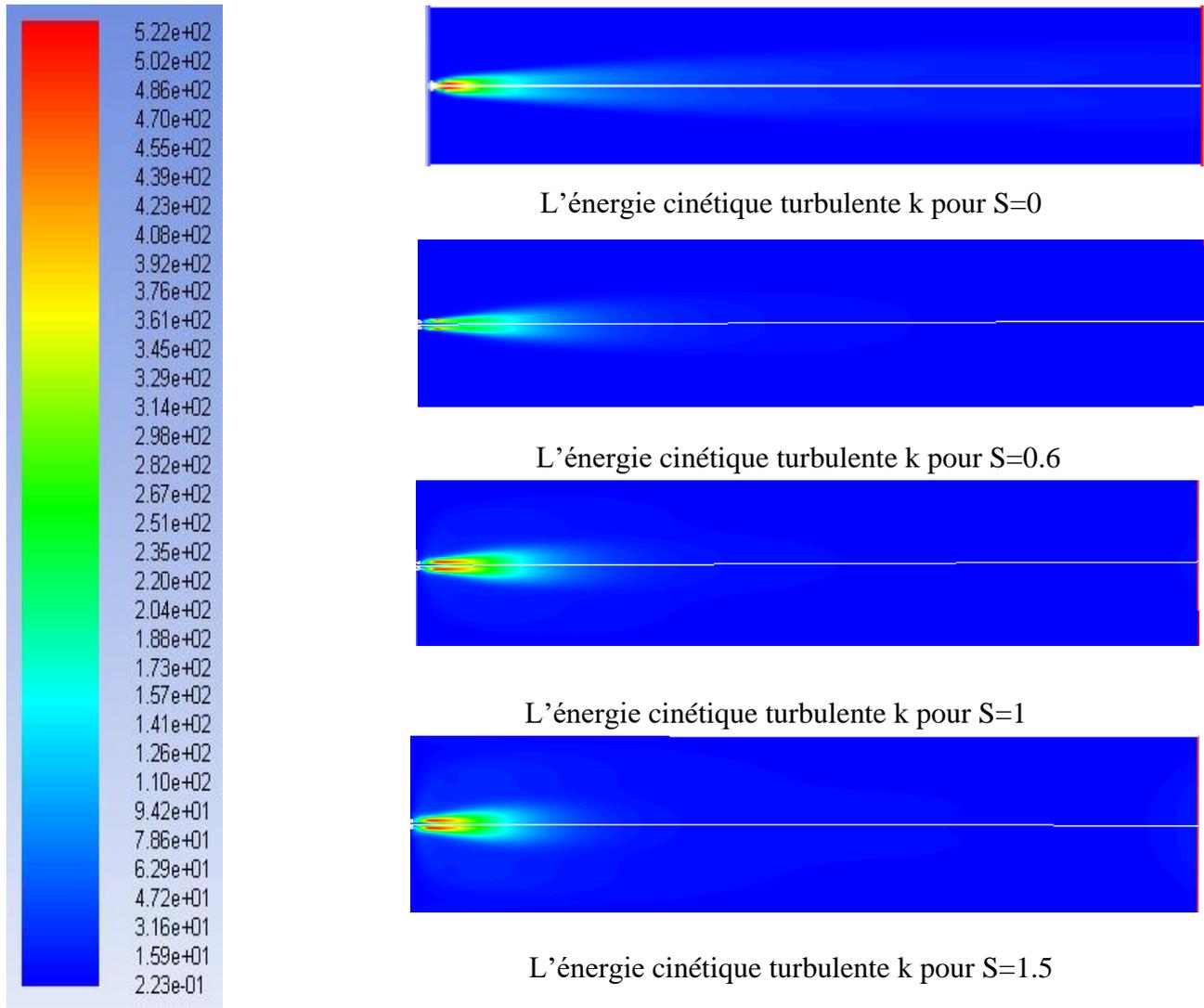
La Figure III.41 présente une comparaison de la fraction massique de l'oxydant O2 pour l'écoulement en présence de swirl avec différents nombres de swirl. D'après la figure, on observe une augmentation de la fraction massique de O2 dans l'écoulement avec swirl par rapport à l'écoulement sans swirl. On remarque également que l'augmentation du nombre de swirl augmente la concentration de O2. Ainsi, l'écoulement swirl a un effet sur la fraction massique de l'oxydant.



**Figure III.41:** comparaison de la fraction massique de O2 pour l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl

➤ Pour l'énergie cinétique turbulente k

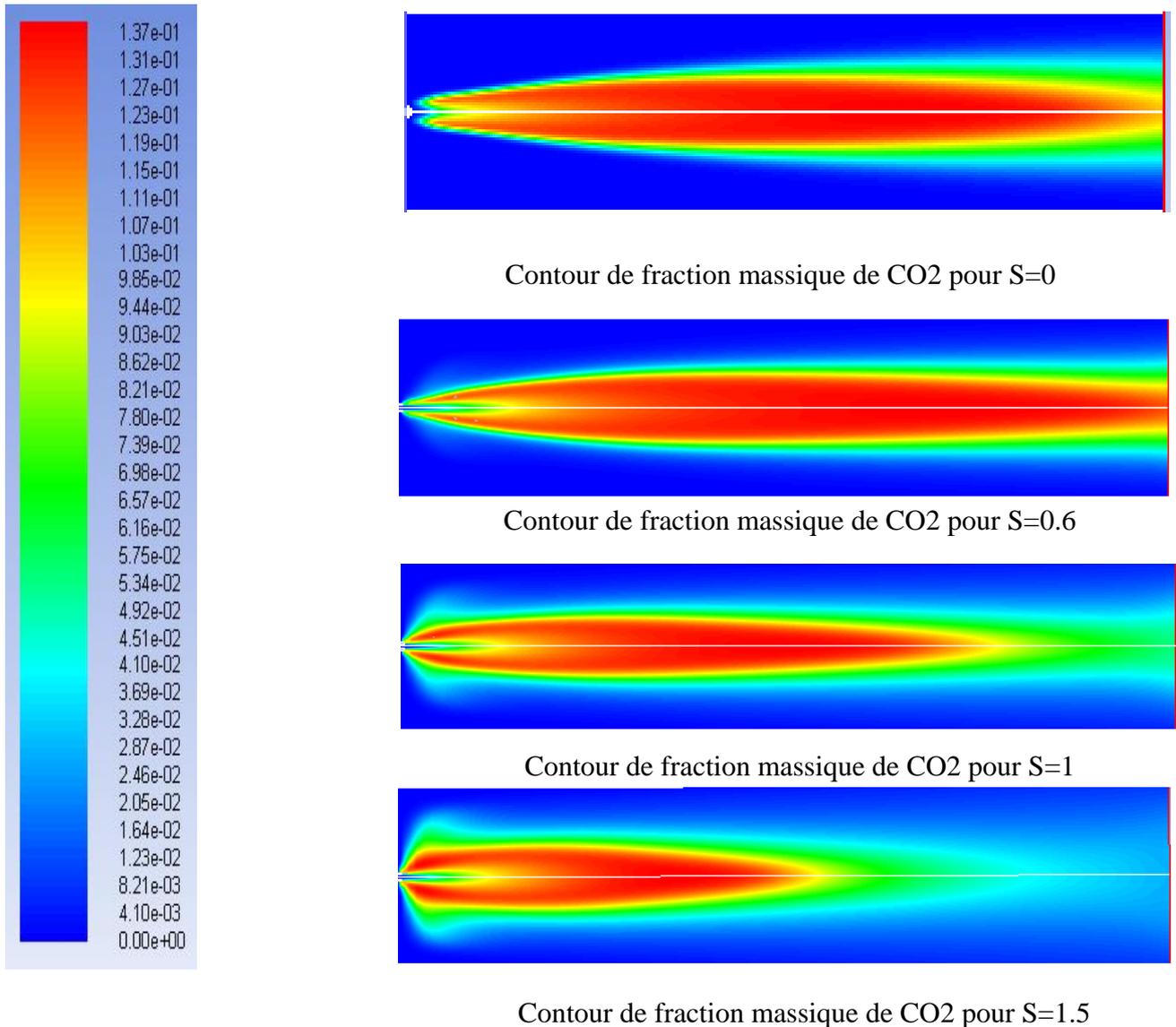
La Figure III.42 présente une comparaison de l'énergie cinétique turbulente k pour les écoulements en présence de swirl avec différents nombres de swirl, ainsi que l'écoulement sans swirl. On observe que l'augmentation du nombre de swirl entraîne une augmentation de l'énergie cinétique turbulente k. Ainsi, on constate un effet de l'écoulement en présence de swirl sur la turbulence.



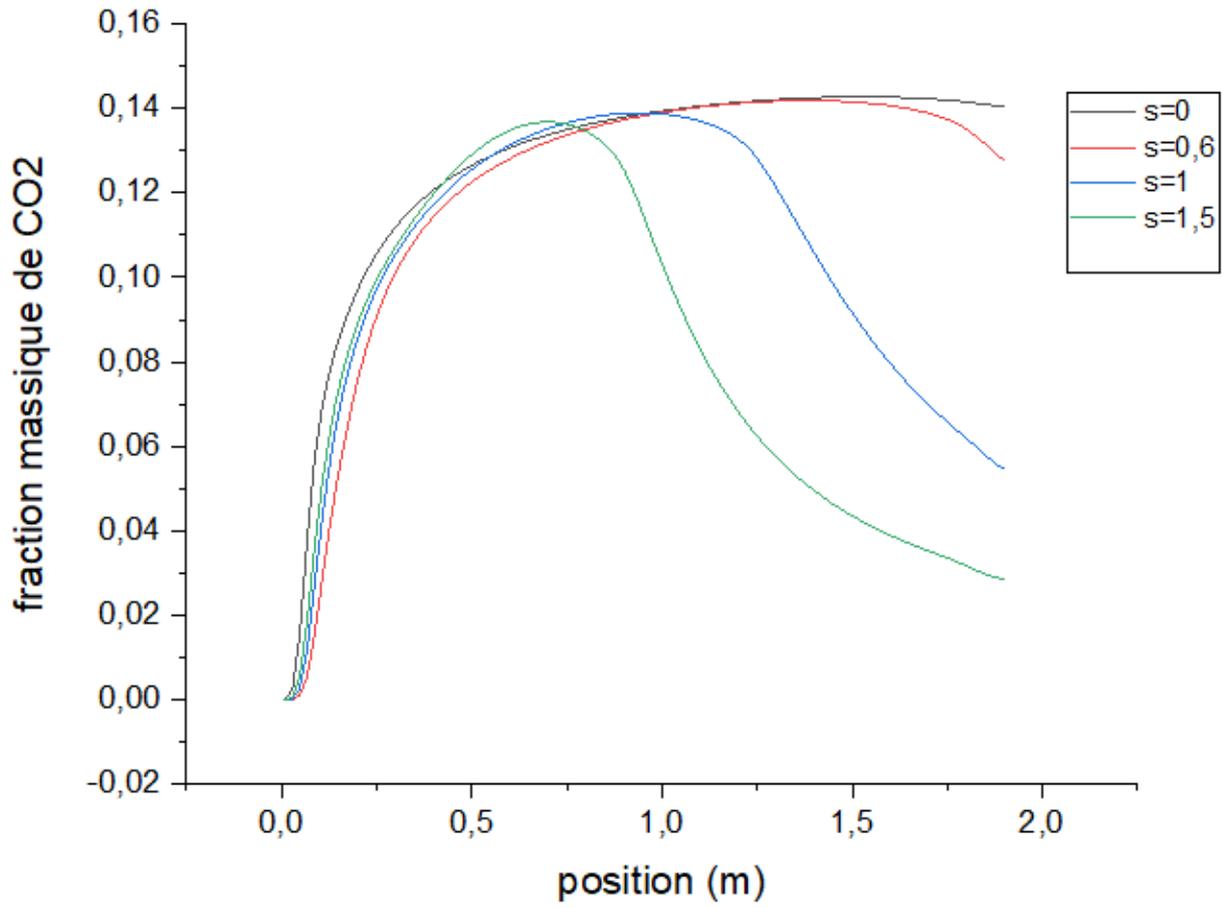
**Figure III.42:** comparaison de l'énergie cinétique turbulente de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl

➤ **Pour CO2**

Les figures III.43 et III.44 présentent une comparaison de la fraction massique de CO2 pour l'écoulement en présence de swirl avec différents nombres de swirl, ainsi que l'écoulement sans swirl. On remarque que la fraction massique de CO2 dans l'écoulement en présence de swirl est plus faible que dans l'écoulement sans swirl. On observe également qu'une augmentation du nombre de swirl diminue la fraction massique de CO2. Ainsi, l'écoulement swirlé a un effet sur les émissions de CO2.



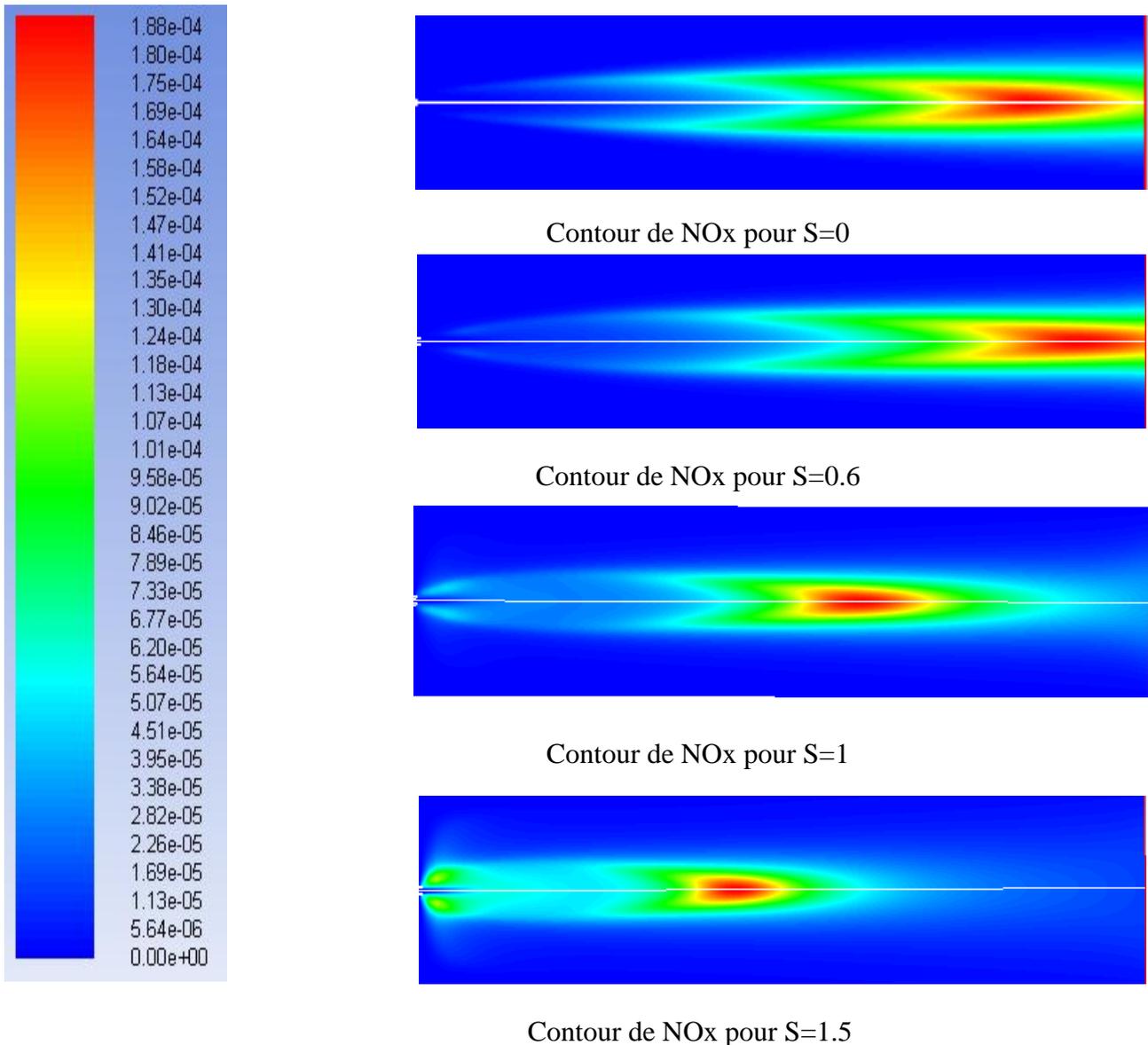
**Figure III.43** : comparaison de fraction massique de CO2 de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl



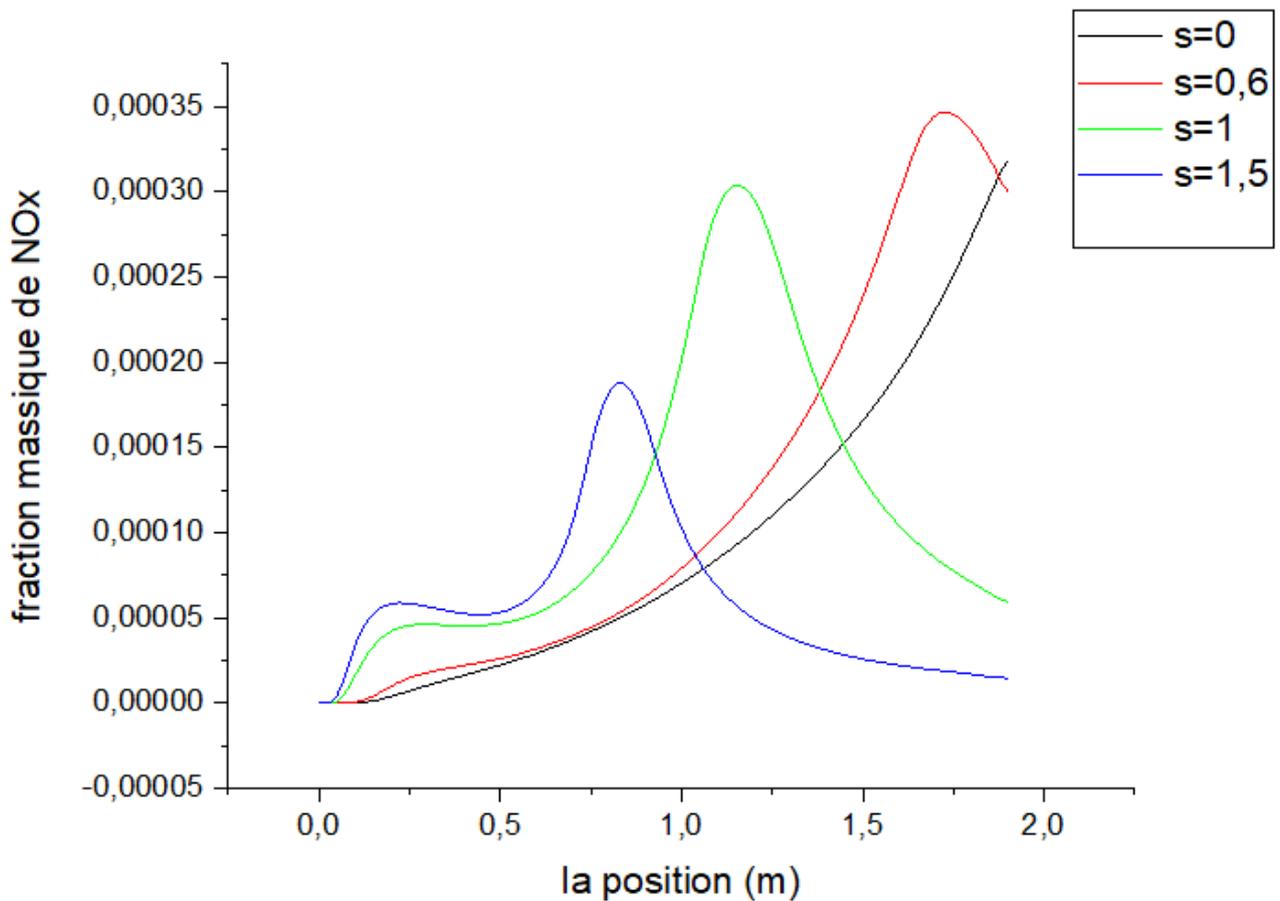
**Figure III.44** : comparaison de fraction massique de CO2 de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl en fonction de la position d'axe (x)

➤ Pour NOx

Les figures III.45 et III.46 présentent la comparaison de la fraction massique de NOx pour l'écoulement en présence de swirl avec différents nombres de swirl, ainsi que l'écoulement sans swirl. On remarque que les valeurs de polluant NOx sont minimales pour le cas de l'écoulement avec un nombre de swirl égal à 1,5 par rapport aux nombres de swirl égaux à 1 et 0,6, ainsi qu'à l'écoulement sans swirl. L'augmentation du nombre de swirl diminue les émissions de NOx. Ainsi, l'écoulement swirl a un effet sur les émissions de NOx.



**Figure III.45 :** comparaison de fraction massique de NOx de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl



**Figure III.46 :** Comparaison de fraction massique de NOx de l'écoulement swirl avec différents nombres de swirl en fonction de la position d'axe (x)

### III.10. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons examiné les étapes de la simulation de la combustion turbulente réalisée à l'aide du logiciel de calcul Fluent en utilisant la méthode des volumes finis. Nous avons également abordé les conditions aux limites d'entrée et de sortie du fluide. Nous avons observé les contours de vitesse, de température et les fractions massiques de CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, NOX, ainsi que l'énergie cinétique turbulente k pour trois nombres de swirl. Ensuite, nous avons comparé l'effet de l'écoulement avec swirl pour différents nombres de swirl avec un écoulement sans swirl, et nous avons interprété les résultats obtenus.

---

# **Maintenance appliqué sur TG MS9001FA**

---

### IV.1. Introduction

Dans le cadre du fonctionnement d'une turbine à gaz de combustion, comme le cas pour toute unité tournante fournissant de l'énergie, il convient de prévoir un programme planifié d'inspections périodiques, accompagné d'opération de réparation et de remplacement des pièces le cas échéant, le tout permettant d'optimiser la disponibilité et la fiabilité de l'unité.

### IV.2. Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA

La turbine à gaz MS 9001FA est une machine thermodynamique tournante dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique, suite à la rotation d'un arbre, à partir de l'énergie cinétique des gaz issus de la combustion d'un mélange d'air, déjà comprimé dans le compresseur rotatif entraîné par le même arbre, et d'un gaz (fuel, gaz combustible...) dans la chambre de combustion, Ses principaux avantages sont :

- Puissance spécifique élevée.
- Disponibilité élevée (> 95%).
- Poly-combustible (gaz, fioul...).
- Fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée.
- Possibilité de mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes).

### IV.3. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 9001FA

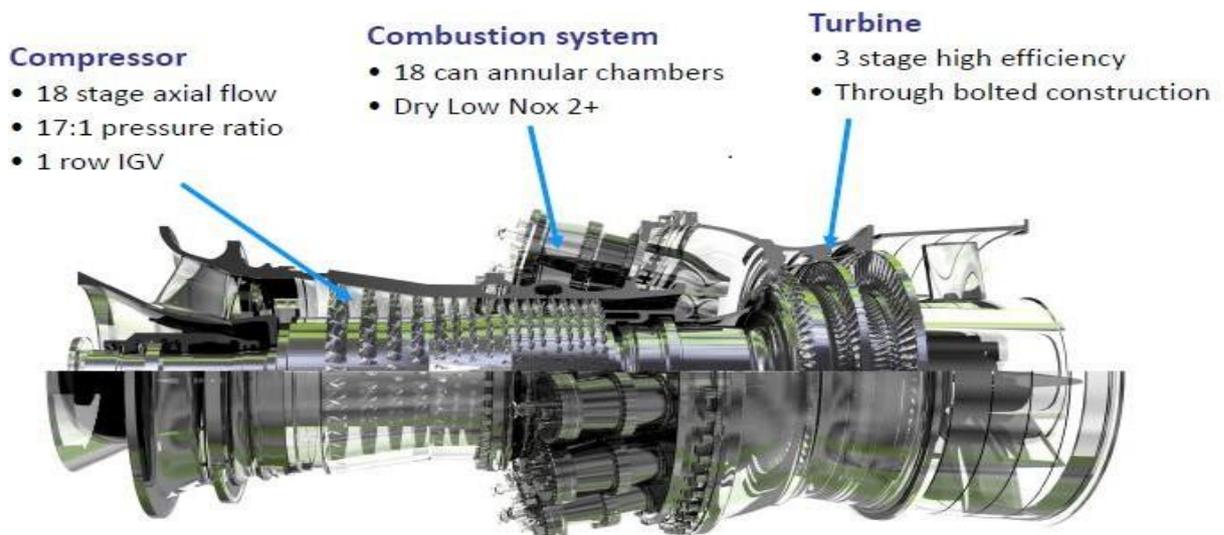


Figure .IV.1 : Turbine à gaz à arbre unique MS 9001FA

La turbine à gaz à arbre unique MS9001FA, comme montrée sur la figure (1), comporte trois sections principales : compresseur, chambre de combustion et turbine.

Elle fait fonctionner deux types d'installation thermique : à cycle simple, et cycle combiné. Ses caractéristiques sont résumées dans le tableau ci-dessous.

**Tableau .IV.1 : Caractéristiques de la turbine MS 9001FA**

<b>Série du modèle de turbine à gaz</b>	<b>MS 9001FA à GE Company</b>
<b>Cycle</b>	<b>Simple et combiné</b>
<b>Vitesse de l'arbre</b>	<b>3000 tr /mn</b>
<b>Système de commande</b>	<b>MARK VI</b>
<b>Protections</b>	<b>Survitesse, Température excessive Détection de vibration et Flamme</b>
<b>Nombre d'étages</b>	<b>18</b>
<b>Section Combustion</b>	<b>18 chambres</b>
<b>Type de carburant</b>	<b>Gaz-Fuel</b>
<b>Bougies</b>	<b>2, type électrode</b>
<b>Détecteur de flamme</b>	<b>4, type ultraviolet</b>

**IV.4. Définition de la maintenance**

La maintenance est l'ensemble des actions visant à prévenir ou à corriger les dégradations d'un matériel afin de maintenir ou de rétablir sa conformité aux spécifications. Pour une unité de production, cette maintenance devrait permettre de contribuer au maximum à une meilleure efficacité et à une meilleure rentabilité. Cependant, jusqu'aux années 1980, elle était considérée par un grand nombre d'entreprises comme une activité non productive et par conséquent non stratégique. Au cours des vingt dernières années, la maintenance a connu une évolution considérable. Actuellement, elle constitue l'un des secteurs essentiels de compétitivité des entreprises.

### **IV.5. Inspections sur la Turbine MS 9001FA**

Il s'agit principalement de l'entretien des composants de la turbine. Les parties de la turbine nécessitant un entretien plus fréquent sont celles qui sont en contact avec les gaz chauds, telles que les tubes de flamme et les conduites de passage du gaz, etc.

Une révision entraîne une longue période d'indisponibilité. C'est pourquoi elle nécessite une bonne préparation, incluant la vérification de la disponibilité des pièces de rechange, le contrôle de l'outillage, la constitution des équipes et la répartition des tâches.

On distingue trois types d'inspections :

- Inspection du système de combustion CI toutes les 24 000 heures et 900 démarrages pendant 10 jours.
- Inspection de la voie de gaz chaud HGPI (High Gas Path Inspection) toutes les 24 000 heures et 900 démarrages, avec une période d'inspection de 22 jours.
- Inspection majeure MI toutes les 48 000 heures et 2400 démarrages, avec une période d'inspection de 46 jours.
- Inspection spéciale.

- **Hypothèses**

- Aucun délai de réparation - seulement un remplacement
- Toutes les pièces sont disponibles
- Tous les outils nécessaires sont disponibles
- Équipe possédant une compétence moyenne
- Inspection préprogrammée
- Travail 24h/24h, sauf dans le cas de CI (8 heures)

### **IV.5.1. Inspection du système de combustion (CI : Combustion Inspection)**

Cette inspection est effectuée toutes les 24 000 heures de fonctionnement. Pour effectuer ce type d'inspection, il est nécessaire de retirer le corps de la turbine afin de contrôler les pièces liées à la combustion, qui sont les suivantes :

- Inspection et identification des composants de la chambre de combustion.
- Inspection et identification de chaque tube d'interconnexion, collier et tube de flamme.
- Inspection de l'intérieur de la chambre de combustion pour détecter les débris et les objets étrangers.
- Inspection des soudures des parois de protection pour détecter les fissures.
- Inspection des pièces de transition pour détecter l'usure et les fissures.
- Inspection des injecteurs de carburant pour détecter tout colmatage à l'extrémité. Inspection de tous les passages (air, gaz, eau, etc.) dans l'injecteur pour détecter tout colmatage, érosion ou brûlure.
- Inspection de la bougie d'allumage pour vérifier toute flexion. Vérification de l'état des électrodes et de l'isolation.
- Remplacement de toutes les pièces consommables telles que les joints d'étanchéité, les plaques de blocage, les écrous, les boulons, etc.
- Inspection visuelle du bord d'attaque des cloisons du premier étage de la turbine pour observer l'usure et la détérioration de ces pièces.
- Cette inspection contribuera à établir le programme d'inspection du conduit des gaz chauds.
- Entrée dans l'enveloppe et observation de l'état des aubes à la sortie du compresseur.
- Inspection visuelle de l'entrée du compresseur et de la sortie de la turbine. Vérification de l'état des IGV (Inlet Guide Vanes) et des aubes du dernier étage de la turbine.

Ces pièces doivent faire l'objet d'un contrôle attentif afin d'éviter que la turbine ne fonctionne avec un système de combustion détérioré, ce qui pourrait réduire la durée de vie des pièces en aval telles que les aubes mobiles et fixes, ou les aubes directrices. Pendant cette inspection (avec la pièce de transition démontée), il est nécessaire de procéder à un examen visuel du bord d'attaque des aubes directrices et mobiles, et de noter toute usure ou détérioration observée.

Les résultats de cette inspection seront utiles pour établir le programme d'inspection du parcours des gaz chauds. La chemise, la pièce de transition des gaz et le brûleur doivent être remplacés par des équivalents neufs ou révisés. Les pièces démontées peuvent ensuite être contrôlées et réparées si cela est avantageux ou nécessaire. Cette procédure d'inspection vise à minimiser la durée des arrêts. L'inspection des pièces doit être confiée à du personnel spécialisé qui pourra, si nécessaire, effectuer les réparations requises.

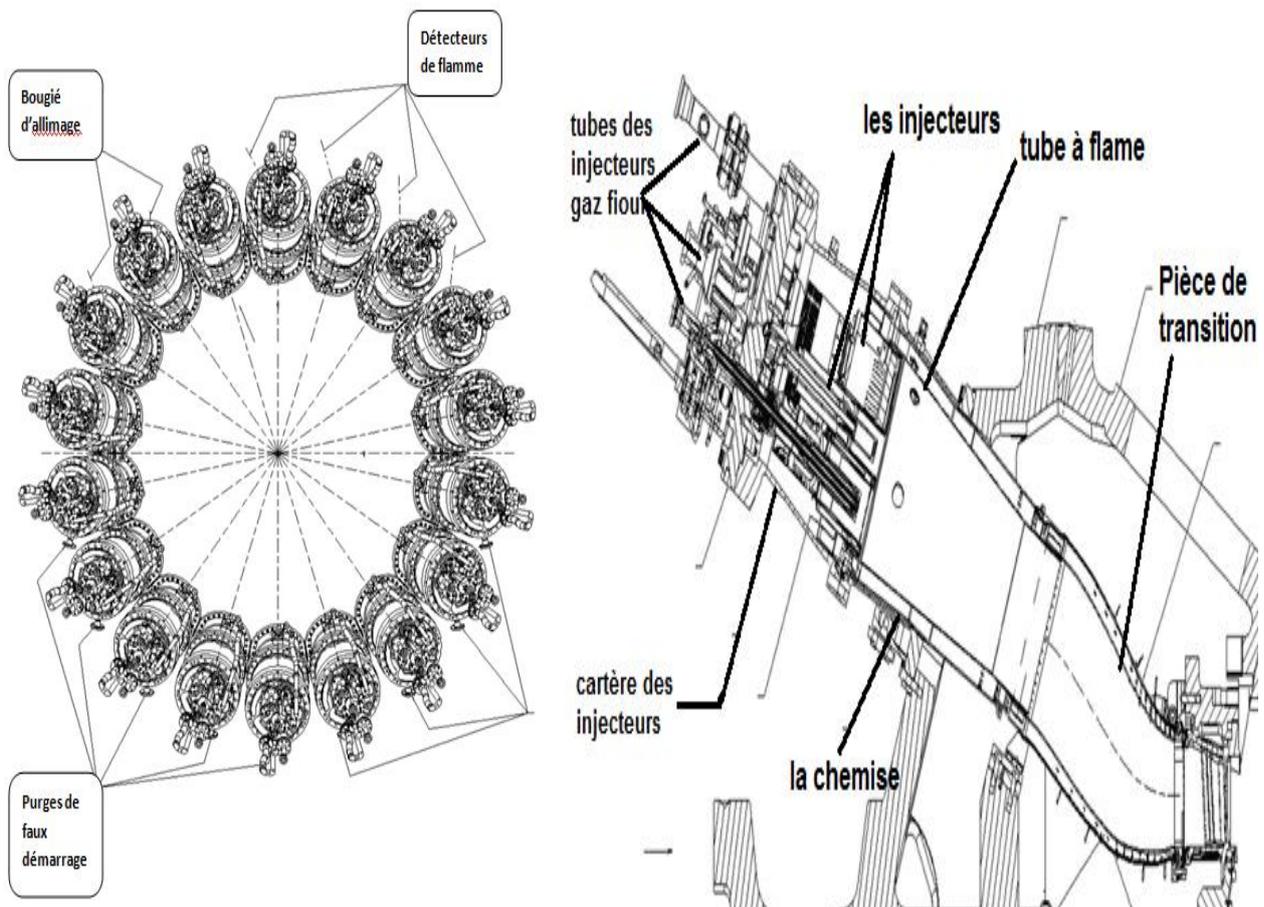


Figure IV.2. Disposition du système de combustion MS9001FA [61]

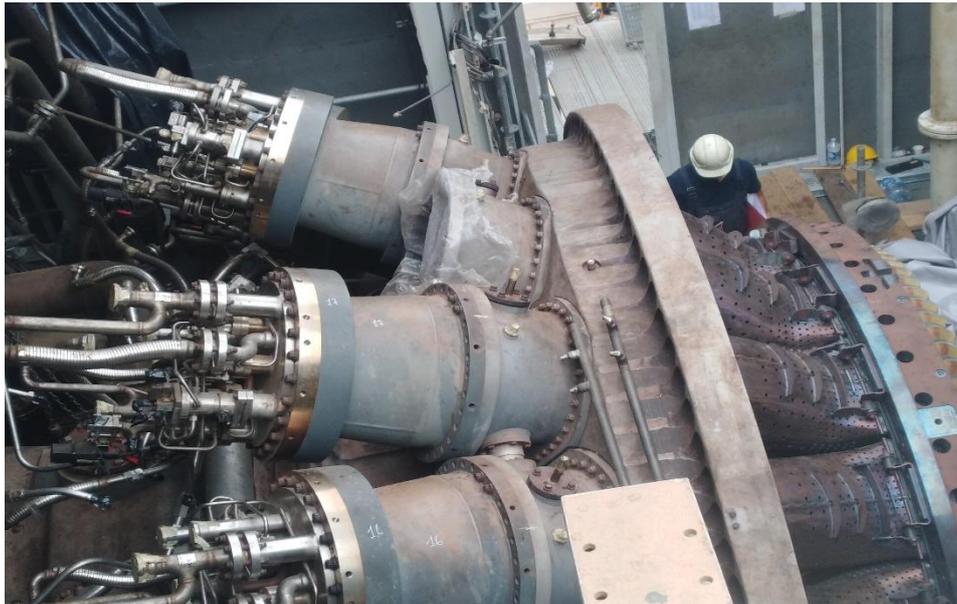
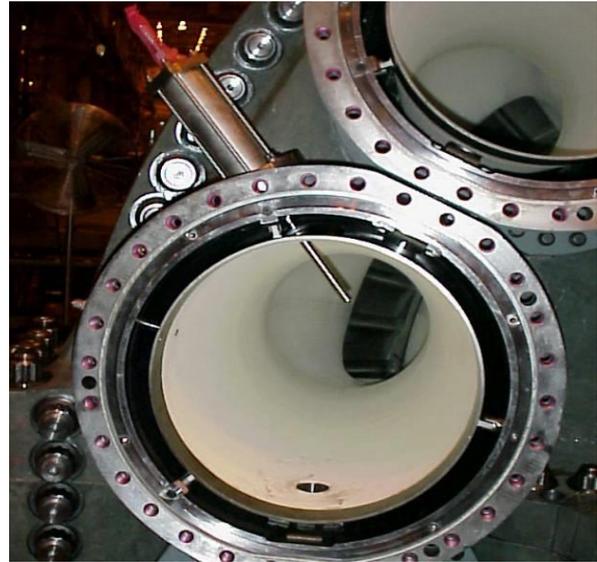


Figure IV.3. Disposition du système de combustion MS9001FA « Image réelle »

• Travaux d’Inspection de combustion

Tableau.IV.2 : l’ensemble d’actions de la CI

<p><b>Etape 1 : enlever les tuyaux de carburant, tuyères de carburant, bougies d’allumage et détecteurs de flamme.</b></p> <p><b>Etape 2 : démonter les couvercles des tubes de flamme, les tubes de flamme, les guides d’écoulement, les pièces de transition et tubes d’interconnexion.</b></p>		
Pièce	Action	Inspecter pour
Tuyère de carburant	Démonter le bout	<p><b>Usure anormale</b>  <b>Zones chaudes</b>  <b>Brûlures.</b>  <b>Criques.</b>  <b>Etat des soudures.</b></p>
Couvercles des tubes de flamme.	Nettoyage, test de ressuage. remplacement	
Pièce de transition	sablage, test de ressuage. Remplacement	
Tubes d’interconnexion	Nettoyage, remplacement	
Guides d’écoulement	Nettoyage, test de ressuage	



**Figure IV.4 :** Ensembles couvercles d'extrémité d'injecteurs de combustible et Bougie d'allumage



**Figure IV.5 :** Ensemble du Tube de flamme, Pièce de transition, Enveloppe, Tube interconnexion

### **IV.5.2. Inspection de la voie de gaz chaud HGPI**

Inspection des tubes à flammes et pièces de transition. Cette inspection inclut l'inspection du système de combustion et de plus, le contrôle poussé des directrices et des aubes mobiles. Elle se fait toutes les 24 000 heures de fonctionnement. Pour effectuer ce type d'inspection, il faut déposer les parties supérieures des corps turbine. Les aubes mobiles ; doivent faire l'objet d'un examen visuel en place. Pendant cette inspection, procéder à un relevé complet des jeux de la turbine avant de démonter les pièces. Comme pour l'inspection précédente, il est conseillé de disposer d'un brûleur, d'une chemise,

d'une pièce de transition et de directrices de rechange au cas où ceux-ci devraient être remplacés une fois terminé l'examen visuel.

Pour dérouler celles-ci effectuer cette inspection, la partie supérieure du carter turbine doit être enlevée. Avant le démontage de demi-carter supérieur de la turbine, il faut supporter la machine sur plusieurs vérins mécaniques (sous les points forts, c.à.d. les points raidis par des brides circulaires). On supporte la machine pour les raisons suivantes :

- Assurer un alignement correct rotor / stator.
- Obtenir des jeux précis rotor / demi carter.
- Eviter le gauchissement du carter du stator.

L'intervalle de l'inspection du conduit des gaz chauds sera déterminé par l'évaluation endoscopique déroulée à l'époque de l'inspection de combustion. Les pièces qui doivent être remplacées, le seront par des pièces présentes déjà avant le démontage du carter de la turbine. Les réparations seront accomplies ultérieurement sur les pièces démontées. Cela permet de minimiser l'indisponibilité (immobilisation) de l'unité et permet l'utilisation maximum du personnel par une politique de "open and close" (ouvrir et refermer). C'est normalement une bonne occasion de contrôler les aubes par un pénétrant fluorescent (FPI) ou par test CND, pour détecter les criques possibles assez tôt. Un ensemble complet de jeux radiaux et axiaux doit être pris.



**Figure IV.6.** Ensembles sections turbine « voie de gaz chaud », carter supérieure

**• Les exigences typiques de l'inspection du conduit des gaz chauds :**

- Inspecter et enregistrer l'état des aubes des premier, deuxième et troisième étages. S'il est déterminé de démonter les aubes turbine, procéder au démontage et à la constatation d'état. Il faut juger la suffisance du revêtement des aubes (étage 1) pour une autre période de service.
- Inspecter et consigner l'état des directrices premier, deuxième et troisième étages.
- Inspecter et enregistrer l'état des cloisons turbine.
- Vérifier les étanchéités pour frottement et détérioration de jeux.
- Enregistrer le jeu radial des aubes. Inspecter les joints d'étanchéité des rallonges de fixation des aubes pour jeu, frottement ou détérioration.
- Inspecter les bandages de turbine, pour jeux, érosion, frottement et accumulation de saleté.
- Contrôler et remplacer tout thermocouple défectueux de l'espace de roue turbine.
- Entrer dans la chambre d'entrée du compresseur et observer l'état de la section avant du compresseur. Accorder un soin particulier aux IGV. Chercher toute corrosion, usure de douilles, jeux excessifs ou criques dans les IGV.
- Entrer dans l'enveloppe extérieure de combustion et observer l'état des aubages au plan de sortie du compresseur.
- Les cloisons de turbine, étage 1 sont les plus exposées aux gaz chauds sortant du processus de combustion. En effet des criques sont prévues. Normalement, les cloisons peuvent être réparées plusieurs fois.
- En exploitation, les températures élevées des gaz vont favoriser la corrosion et l'oxydation du revêtement protectif des aubes premier étage turbine. Normalement, ces aubes sont à décaper et à revêtir à chaque inspection de conduit des gaz chauds. Il faut donc prévoir un jeu complet d'aubes de remplacement pour étage 1, avant le démontage.

Tableau.IV.3. L'ensemble d'actions de la HGPI

<p>Etape 1 : Pareille a l'inspection du système de combustion.                  Etape 2 : Installer des vérins mécaniques pour appuyer la machine.                  Etape 3 : Démonteur la moitié supérieure du carter turbine.                  Etape 4 : Mesurer les jeux.                  Etape 5 : Démonteur les cloisons de turbine. « Les aubes, directrices »                  Etape6 : Inspecter les IGV et douilles.</p>		
Pièce	Action	Inspection
<p>aubes et cloisons turbine                  bandages stator                  IGV et douilles</p>	<p>Sablage*                  test de ressuage                  inspection visuelle,                  test CND ,                  Remplacement</p>	<p>Erosion , Corrosion,                  criques,                  Blocage canaux de                  refroidissement.                  Zones chaudes.                  Potentiel de vie des                  revêtements.</p>

\* : Les aubes revêtues sont à exclure de sablage.

En sablage, bouchonner les trous de refroidissement.



Figure IV.7. Ensembles IGV, Directrice première étage

### IV.5.3. Révision générale (MI : majeure inspection)

Le but de cette inspection est d'examiner tous les composants intérieurs rotatifs et fixes, depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la machine. Celle-ci se fait toutes les 48000 heures. La révision générale comporte l'inspection de toutes les pièces bride à bride de la turbine, cette inspection comprend les contrôles décrits aux inspections précédentes et, de plus, l'inspection des corps, des rotors, des paliers et des étanchéités, des rotors et de l'aubage du compresseur centrifuge. Pour ce faire, toutes les parties supérieures des corps et des supports doivent être déposées.

Avant et après la révision générale, il faut procéder à un contrôle de l'alignement des rotors et comparer les valeurs obtenues aux valeurs précédentes, de manière à déceler l'apparition d'écarts importants.

Une révision générale MI d'une turbine à gaz consiste à remettre la machine dans son état initial de précision. La révision peut s'accompagner d'une rénovation par modification de certains organes ou adjonction de pièces de conception plus moderne.

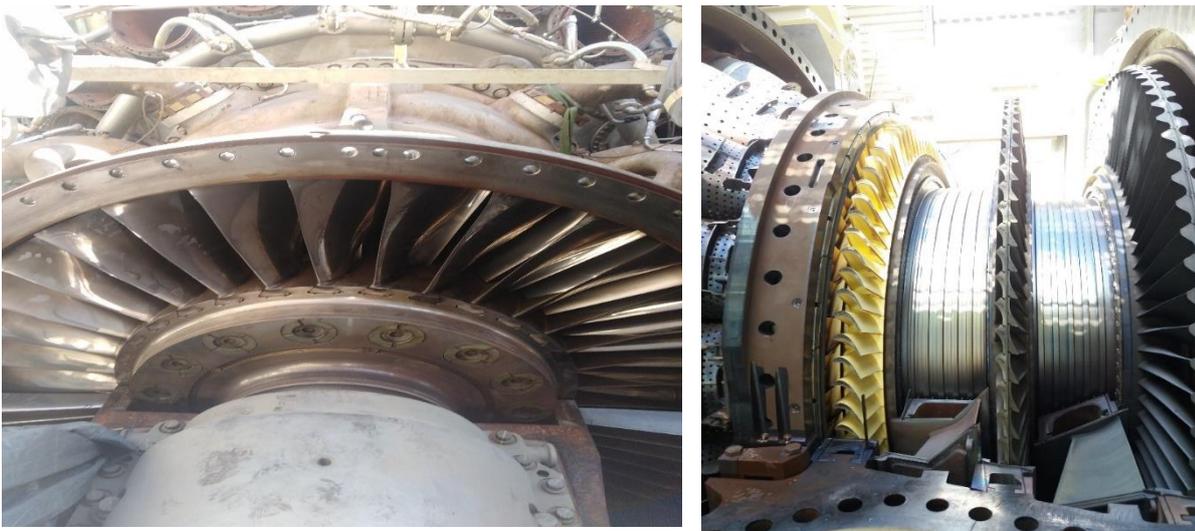
La révision générale concerne tous les organes composants la turbine à gaz, elle comprend quatre phases :

- Phase de démontage.
- Phase d'inspection et réparation.
- Phase de remontage.
- Phase d'essai.

• **Les exigences typiques d'inspection principale :**

- Tous les jeux radiaux et axiaux sont vérifiés contre leurs valeurs d'origine.
- Carters, enveloppes et caisses sont inspectés pour corrosion ou criques.
- Le compresseur est inspecté pour souillure, érosion, corrosion et fuite.
- Inspecter les IGV pour corrosion, usure de douilles, criques des aubes. Inspecter les jeux radiaux des aubes. Chercher les traces de frottement, fléchissement, criques ou gauchissement.
- Les bandes d'étanchéité du stator qui correspondent aux aubes rotor, sont inspectées pour jeu, érosion, frottement, criques ou accumulation de souillure.

- Les talons des cloisons fixes de turbine sont inspectés pour frottement, érosion, frettage ou détérioration thermique.
- Les aubes turbine sont à démonter et à tester par NDT (Non Destructive Test). Les NDT sont à dérouler aussi pour la zone périphérique du disque turbine (zone de fixation des aubes). Le revêtement aubes turbine étage 1 est à évaluer pour une autre période de service.
- Les coussinets et joints d'étanchéité des paliers sont à inspecter pour jeux et usure.
- Le système d'entrée d'air est à inspecter pour corrosion et criques dans les panneaux d'insonorisation et pour des pièces délaissées.
- Le système d'échappement est à inspecter pour criques ou ruptures dans les panneaux d'insonorisation ou de calorifugeage.
- Contrôle d'alignement turbine / charge et turbine / boîte d'engrenage



**Figure IV.8.** Ensemble entré compresseur, Turbine « les aubes 1<sup>ère</sup> 2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> étage »

## IV.6. Aperçu sur l'opération Advanced gas path

L'opération Advanced Gas Path (AGP) est une initiative d'optimisation des performances des turbines à gaz utilisées dans les centrales électriques. Elle vise à améliorer l'efficacité énergétique, la fiabilité et la durabilité des turbines, tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre.

L'AGP consiste en une série de mesures techniques et d'améliorations apportées aux composants et aux systèmes des turbines à gaz existantes. Ces améliorations sont conçues pour maximiser la production d'électricité tout en minimisant la consommation de carburant et les émissions polluantes.

Les principales caractéristiques de l'opération Advanced Gas Path incluent :

**Optimisation de la combustion :** L'AGP utilise des algorithmes avancés et des capteurs de pointe pour surveiller en temps réel la combustion dans la chambre de combustion de la turbine. Cela permet de réguler et d'optimiser les paramètres de combustion, tels que la température, la pression et la quantité de carburant injectée, afin de maximiser l'efficacité de la combustion et de réduire les émissions.

**Amélioration des aubes de turbine :** L'AGP comprend des améliorations spécifiques aux aubes de la turbine, telles que la conception aérodynamique avancée, les revêtements thermiques et les matériaux résistants à la corrosion. Ces améliorations permettent d'optimiser le flux d'air à travers les aubes, d'améliorer l'efficacité énergétique et de prolonger la durée de vie des composants.

**Mise à niveau des systèmes de contrôle :** Les systèmes de contrôle sont améliorés pour optimiser le fonctionnement de la turbine dans différentes conditions de charge et de température. Cela permet d'ajuster la puissance et l'efficacité de la turbine en fonction des besoins de production d'électricité.

**Surveillance avancée et analyse des performances :** Des technologies de surveillance avancées telles que les capteurs et les systèmes d'analyse de données sont utilisées pour surveiller en temps réel les performances de la turbine. Cela permet de détecter les anomalies, d'optimiser les opérations et de planifier la maintenance de manière proactive.

**Les avantages de l'opération Advanced Gas Path** sont multiples. Elle permet d'augmenter l'efficacité énergétique des turbines à gaz, ce qui se traduit par une réduction des coûts de carburant et des émissions de gaz à effet de serre. De plus, en optimisant les performances de la turbine, l'AGP contribue à améliorer la fiabilité et la disponibilité des centrales électriques, réduisant ainsi les temps d'arrêt non planifiés

## **IV.7. Conclusion**

Le programme de maintenance d'un équipement est crucial pour garantir son bon fonctionnement, sa fiabilité et sa disponibilité. Un programme de maintenance bien conçu permet de minimiser les temps d'immobilisation en anticipant les problèmes potentiels, en effectuant des inspections régulières et en réalisant les réparations nécessaires avant que les défaillances ne se produisent. Cela permet d'éviter les pannes imprévues et de maintenir les équipements en bon état de fonctionnement.

En optimisant les coûts de maintenance, le programme permet de gérer efficacement les ressources, notamment en planifiant les interventions de manière stratégique, en priorisant les tâches en fonction de leur importance et en minimisant les dépenses inutiles. Cela permet de maintenir un équilibre entre la maintenance préventive, qui vise à prévenir les problèmes, et la maintenance corrective, qui intervient en cas de défaillance.

Un programme de maintenance bien exécuté contribue également à améliorer la fiabilité des démarrages et du fonctionnement des équipements. En identifiant et en résolvant les problèmes potentiels à un stade précoce, on réduit les risques de dysfonctionnement lors des démarrages et on assure une performance optimale de l'équipement tout au long de son fonctionnement.

En résumé, un programme de maintenance efficace et bien géré permet d'optimiser les coûts, de minimiser les temps d'immobilisation et d'améliorer la fiabilité et la disponibilité des équipements. Il s'agit d'un élément clé pour assurer la durabilité, la performance et la rentabilité des installations industrielles.

---

# **Conclusion générale**

---

## Conclusion générale

---

### Conclusion générale

Dans ce mémoire, nous avons mené une analyse et une simulation du phénomène de combustion le long de la chambre de combustion d'une turbine à gaz. La génération du maillage de la chambre de combustion a été réalisée avec GAMBIT, et la résolution numérique a été effectuée en utilisant le code FLUENT. Cette approche nous a permis de mieux comprendre les phénomènes réels se produisant dans la chambre.

Notre objectif principal était de caractériser l'effet des vitesses de l'excès d'air et de l'écoulement en présence de swirl sur les émissions des espèces polluantes. Nous avons utilisé le modèle de combustion EDM et le modèle de turbulence k- $\epsilon$  Standard. Nous avons calculé les fractions massiques des produits de la combustion de la chambre afin de déterminer les émissions de CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, ainsi que la température, la vitesse et l'énergie cinétique turbulente k.

Nos résultats ont montré que l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée entraîne une diminution de la fraction massique de CO<sub>2</sub> à la sortie de la chambre. De plus, la production de NO<sub>x</sub> diminue avec l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée.

Ensuite, nous avons réalisé une simulation de l'écoulement swirlé avec différents nombres de swirl ( $S=0$ ,  $S=0.6$ ,  $S=1$ ,  $S=1.5$ ). L'analyse des résultats nous a permis de mieux comprendre ce phénomène. Nous en avons déduit qu'une mise en rotation de l'écoulement favorise le mélange entre le carburant et l'air, ce qui permet d'améliorer l'efficacité de la combustion et de réduire les émissions polluantes.

Il est important de souligner que la turbine à gaz MS9001FA nécessite un entretien systématique et périodique, ainsi qu'un plan de maintenance bien défini à l'avance. La chambre de combustion, en particulier, est un élément critique qui requiert un entretien spécifique. Sur le plan thermodynamique, l'entretien de la chambre de combustion permet d'améliorer les performances et le rendement global de la turbine à gaz. Du point de vue économique, il contribue à réduire les coûts de maintenance, les temps d'intervention et à augmenter la disponibilité de la turbine. Il s'agit donc d'un domaine de recherche vaste et important, que ce soit dans le domaine de la combustion elle-même ou dans l'utilisation de différents matériaux pour la construction des différents éléments de la chambre de combustion.

---

# Références

---

### Références

- [1] le site web : <https://www.techno-science.net/definition/262.html>
- [2] le site web : [https://energieplus-lesite.be/techniques/cogeneration9/turbine/#La\\_turbine\\_a\\_gaz](https://energieplus-lesite.be/techniques/cogeneration9/turbine/#La_turbine_a_gaz)
- [3] David J. Taylor Olivier Crabos, 2003, “GE Power Systems Gas Turbine and Combined Cycle Products Technology - Experience - Innovation”, Gas turbine and Combined Cycle - GE Power Systems 2003
- [4] <https://static-int.testo.com/media/d0/df/5707e9c04c67/Knowledge-Basic-testo-350-turbine-FR.pdf>
- [5] André LALLEMAND, 1995, “Production d’énergie électrique par centrales thermiques”, Techniques de l’Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [6] Wikimedia Commons [Online], Available:  
[https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/4c/Jet\\_engine.svg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/4c/Jet_engine.svg)
- [7] O. SINGH, Applied Thermodynamics, Hurcourt Butler Technological Institute, kanpur (U.P) India, Published by New Age international, third edition 2009
- [8] <http://agora.enim.fr> consulté le 16/03/2023
- [9] SACI HADEF FARES « Amélioration des performances de la turbine à gaz par refroidissement d’air d’admission en amont de compresseur » Université badji mokhtar Annaba 2017
- [10] SHARIKET KAHRABA SKIKDA, Notions de base du cycle combine et vue d'ensemble de l'installation-Phase II, Révision : b, fichier : Overview
- [11] Boissenin, Y., Moliere, M., et Remy, P., 1994, “Les atouts de la turbine à gaz MS6001 B en cogénération –exemple de l’usine d’électricité de Metz”, Revue technique GE Alsthom N°15
- [12] Thèse doctorat présente par Flavien BIDAULT « animation et rendu temps-réel de flammes » 2007
- [13] Bouras fathi mémoire de magister ‘simulation numérique de la combustion non pré mélangé par la méthode (LES) ,2011
- [14] S. Cheol Ko and H. Jin Sung, ‘Large-Scale Turbulent Vortical Structures Inside a Sudden Expansion Cylinder Chamber’, Flow, Turbulence and Combustion, Vol. 68, pp. 269 - 287, 2002. Kluwer Academic Publishers.
- [15] Thèse doctorat présente par YATHIS GIOVANNI DELICAT « étude de la réactivité de l'iode transporté dans un mélange H<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>O en conditions de combustion dans des flammes basse pression pré mélangées ».
- [16] mémoire présente en vue de l'obtention du diplôme de magistère « étude numérique et expérimente de la flamme non-pré mélangée ».

## Références

---

- [17] BELMRABET, T., Contribution to numerical simulation of liquid-fuel sprays combustion. 2010, Thèse de Doctorat: École Militaire Polytechnique Bordj El Bahri.
- [18] Zhao, H., Advanced direct injection combustion engine technologies and development: diesel engines. Vol. 2. 2009: Elsevier.
- [19] Du, J., Combustion CFD Simulation. 2000: Université Laval.
- [20] Frackowiak, M., Modelling and diagnostic study of flow in an optical engine with negative valve overlapping for homogeneous charge compression ignition. 2010, University of Birmingham
- [21] Shi, Y., H.-W. Ge, and R.D. Reitz, Computational optimization of internal combustion engines. 2011: Springer Science & Business Media.
- [22] Merker, G.P., C. Schwarz, and R. Teichmann, Combustion engines development: mixture formation, combustion, emissions and simulation. 2011: Springer Science & Business Media.
- [23] Iorga-Simăn, V., Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à lever de soupape d'admission variable. 2012, Paris, CNAM
- [24] Fichet, V., Modélisation de la combustion du gaz naturel par réseaux de réacteurs avec cinétique chimique détaillée. 2008.
- [25] Baumgarten, C., Mixture formation in internal combustion engines. 2006: Springer Science & Business Media
- [26] De Luca, M., Contribution à la modélisation de la pulvérisation d'un liquide phytosanitaire en vue de réduire les pollutions. 2007.
- [27] Smits, J., L. Somers, and V. Huijnen, Modeling of a fluid flow in an internal combustion engine. 2006: Technische Universiteit Eindhoven
- [28] Hockett, A., Computational and experimental study on combustion processes in natural gas/diesel dual fuel engines, A. 2015, Colorado State University. Libraries.
- [29] Izard, J.-F., Contribution à la modélisation de la combustion non-prémélangée turbulente dans les écoulements rapides. 2009
- [30] Fukuda, K., Numerical simulation of fuel sprays in diesel engines. 2012, University of Windsor.
- [31] Černík, F., Phenomenological Combustion Modeling for Optimization of Large 2-stroke Marine Engines under both Diesel and Dual Fuel Operating Conditions. 2018, České vysoké učení technické v Praze. Vypočetní a informační centrum.
- [32] Boussouara, K., Etude des missions polluantes et des moyens de dépollution dans les moteurs à combustion interne. 2010.
- [33] Frackowiak, M., Modelling and diagnostic study of flow in an optical engine with negative valve overlapping for homogeneous charge compression ignition. 2010, University of Birmingham

## Références

---

- [34] le site web : <https://www.lavionnaire.fr/MotorElements.php#Soufflante>
- [35] djoudi youcef, mémoire de master (simulation de la chambre de combustion d'une turbine à gaz 2013)
- [36] Beér, J. M. & Chigier, N. A., "Swirling Flows", in *Combustion Aerodynamics* edited by (Krieger, Malabar, Florida, 1972), 100-146.
- [37] Chigier, N. A. & Beér, J. M., "Velocity and static-pressure distributions in swirling airjets issuing from annular and divergent nozzles", *Journal of Basic Engineering*, 788-796 (1964).
- [38] Kerr, N. M. & Fraser, D., "Swirl. Part1 : Effect on axisymmetrical turbulent jets", *J.Institute of Fuel*, 38, 519-526 (1965)
- [39] "R.Borghi & M. Desteriau La combustion et les flammes, TECHNIP (1975)"
- [40] Vu du Compresseur axial d'une turbine GE 3002 | Download Scientific Diagram (researchgate.net)
- [41] P. GRIEBEL et al 2005 flame Characteristics and Turbulent Flame Speeds of Turbulent, High-Pressure, Lean Premixed Methane/Air Flames
- [42] G. Albouze et al; 2009 Chemical kinetics modeling and LES combustion model effects on a perfectly premixed burner
- [43] BRAY K.N.C. 1979 "The interaction between turbulence and combustion" 17 th Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute Pittsburgh, PP 223-233.
- [44] MARBLE F.E. and BROADWELL J.E. 1977, the coherent flame model for turbulent chemical reactions. Project Squid technical report TRW - 9 - PU
- [45] B.B Dally, D.F. Fletcher & A.R. Masri (1998) "Flow in mixing fields of turbulent bluffbody jets and flames"- In *Combustion Theory andModelling-2*, pp.193-219.
- [46] L. Gagnepain (1998) "Contribution à l'étude de la structure des flammes turbulentes prémélangées pauvres: Détermination des échelles caractéristiques des champs dynamiques et scalaires" Thèse de Doctorat, Université d'Orléans.
- [47] Leuckel, W. et Friker, N., (1976). The characteristics of swirl-stabilized natural gas flames. *Journal of the institute of fuel*.
- [48] Lilley.D.G. Swirl flows in combustion:a review. *AIAA Journal* vol 15 n°8 pp 1063-1078 (1977)
- [49] Chen.R.H and Driscoll.J.F. The role of the recirculation vortex in improving fuel-air mixing within swirling flames. *Twenty-second symposium international on combustion*, pp 531-540 (1988)
- [50] Hill.S.C, Douglas Smoot.L. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems. *Progress in energy and combustion science* 25 pp417-458 (2000).
- [51] Venkataraman.K.K, Preston.L.H, Simons.D.W,Le.B.J, Lee.J.G and Santavicca.D.A. Mechanism of combustion instability in a lean premixed dump combustor. *Journal of Propulsion and Power* vol 15 No6 (1999) pp909-918.
- [52] Cherifi mouna "Simulation Et Caractérisation De L'effet D'un Brûleur A Swirl Sur La Production Des Emissions" 2020

## Références

---

- [53] laboratory de the ira .a flacon college engeneering ‘’ Brigham Young University’’ unatid state non premixed/diffusion flame. Laminar to turbulent transition with swirl le site web “<https://ignite.byu.edu/> “
- [54] merabet Mourad “Simulation numérique de la combustion en utilisant les modèles EDM /LFM “ 2017
- [55] Ranasinghe, C.P., Development of combustion models for RANS and LES applications in SI engines. 2013, Loughborough University.
- [56] Fichet, V., Modélisation de la combustion du gaz naturel par réseaux de réacteurs avec cinétique chimique détaillée. 2008.
- [57] Chiodi, M., An innovative 3D-CFD-approach towards virtual development of internal combustion engines. 2011: Springer.
- [58] Hockett, A., Computational and experimental study on combustion processes in natural gas/diesel dual fuel engines, A. 2015, Colorado State University. Libraries
- [59] Wang, Y., Numerical Studies of Flow and Associated Losses in the Exhaust Port of a Diesel Engine. 2013, KTH Royal Institute of Technology.
- [60] Gharehghani, A., et al., Numerical Simulation of a New Dual Fuel (Diesel–Gas) D87 Engine with Multi-Dimensional CFD Model. CIMAC Paper, 2010(233)
- [61] documentation centrale de la turbine à gaz MS 9001FA