

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Systèmes Energétiques Et Développement Durable

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**Simulation numérique de la combustion
dans une chambre de combustion d'une
turbine à gaz MS 5002 C**

Présenté par:

BELHADJ Abdelhak

Proposé et dirigé par:

M^r. HEBBIR Nacer

Promotion : Juin 2014

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Mes chers parents pour leur soutien et leur
encouragement durant toute ma carrière d'étude*

Mes frères,

Toute ma grande famille,

A tous les étudiants de Génie Mécanique,

Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me

connaissent.

BELHADJ Abdelhak

Remerciements

Je dois tout d'abord remercier le bon Dieu, pour m'avoir donné la santé, la force et la patience pour accomplir ce travail.

*Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon Encadreur Monsieur **HEBBIR Nacer**, de m'avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail.*

*Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur **CHOUCHE Nacer**, Maître assistant à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, pour ses conseils précieux durant le mémoire, et de m'avoir fait l'honneur de présider le jury.*

*Je remercie également Monsieur **BENMACHICHE Abdelmoumene Hakim**, Maître de Conférences à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, qui m'a fait l'honneur de participer au jury.*

J'adresse mes plus sincères remerciements à toute ma famille et mes amis, et tous les collègues.

Enfin, je tiens à remercier chaleureusement tous les enseignants du département de génie mécanique, et tous qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.

BELHADJ Abdelhak

Table des matières

Dédicaces	I
Remerciements	II
Table des matières.....	III
Liste des figures	VIII
Liste des tableaux.....	XI
Nomenclature	XII
Introduction générale	1

Chapitre – I : Description et revue bibliographique sur les turbines à gaz

I.1- Definition	2
I.2- Note Historique sur le développement des turbines à gaz	2
I.3- Description des Composants d'une turbine à gaz	3
I .3.1- Système de l'admission « Entrée d'air »	4
I .3.2- compresseur	4
I .3.3- La chambre de combustion	4
I.3.4-La turbine	5
I .3.5-Echappement.....	5
I .4-Classification des turbines à gaz	5
I.4.1- D'après le mode de construction	6
I.4.1.1- turbine mono-arbre	6
I.4.1.2- turbine bi-arbre	6
I.4.2-D'après le mode de travail.....	7
I.4.2.1-Turbine à action	7
I.4.2.2-Turbine à réaction	7
I.4.3- D'après les types d'architectures	8
I.4.3.1- Turbine liée	8
I.4.3.2-Turbine libre	9
I.4.3.3- Turbine à échangeur de chaleur	11
I.4.3.4 - Compression refroidie et détente réchauffée	12
I.4.3.5-Turbine à gaz à cycle fermé	13
I.4.4- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique	14

I.4.4.1- Turbine à gaz à cycle fermé	14
I.4.4.2- Turbine à gaz à cycle ouvert	14
I.5- Principe de fonctionnement de la Turbine à gaz	15
I.5.1- Principes	16
I.5.2- Rendement	16
I.6-Domaine utilisation des turbines à gaz	17
I.6.1- Appareils fixes	17
I.6.2-Appareils mobiles	18
I.7- Configurations des cycles de turbine à gaz	18
I.7.1-Le cycle ouvert idéal	20
I.7.2-Le cycle ouvert réel	21
I.7.3-Le cycle fermé idéal.....	21
I.7.4-Le cycle fermé réel	21
I.8-Appellation des turbines à gaz GE	23
I.9- Avantages et inconvénients des turbines à gaz	23
I.9.1-Avantages	23
I.9.2-Inconvénients	24
I.10-Contraintes d'installation de la turbine à gaz	24
I.10.1- Filtration d'air	24
I.10.2- Combustibles	24
I.10.3- Nuisances	25
I.10.4- Échappement	25
I.10.5-Systèmes de démarrage	25
I.11 -Conclusion	26

Chapitre –II : étude descriptive de la turbine à gazMS5002C

II.1- Introduction.....	27
II.2- Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C	27
II.3- Principe de Fonctionnement de la Turbine à Gaz MS5002C	29
II.4- Cycle Théorique de l'installation de la turbine à gaz.....	30
II.5- Socle des auxiliaires.....	31
II.6- Le compartiment des auxiliaires.....	32
II.6.1- Tableau des manomètres	32
II.6.2- Moteur de lancement.....	32

II.6.3- Convertisseur de couple	32
II.6.4- Embrayage de lancement.....	32
II.6.5- Réducteur	33
II.6.6- Accouplement.....	34
II.6.7- Vireur hydraulique	34
II.7- Sections principales d'une turbine à gaz MS5002C.....	34
II.7.1- Section l'aspiration	35
II.7.2- Section compresseur.....	36
II.7.2.1- Le rotor du compresseur.....	36
II.7.2.2- Le stator du compresseur.....	37
II.7.2.3- Le rôle du compresseur axial.....	38
II.7.3- Section combustion	39
II.7.3.1- Enveloppe de combustion	39
II.7.3.2- Chambres de combustion	39
II.7.3.3- Pièces de transition.....	41
II.7.3.4- Brûleurs, bougies et détecteurs.....	41
II.7.3.5- Le rôle de la chambre de combustion.....	42
II.7.4- Section Turbine	43
II.7.4.1- Corps de turbine	43
II.7.4.2- tuyère 1ère étage.....	43
II.7.4.3- tuyères 2ème étage	44
II.7.4.4- Roues de turbine.....	45
II.7.5- section Echappement.....	46
II.7.5.1- Plenum d'échappement	46
II.7.5.2- Caisson d'échappement.....	46
II.7.6- Paliers.....	47
II.8- Les systèmes principaux de la turbine.....	47
II.8.1- système d'huile de lubrification.....	47
II.8.1.1- Description du fonctionnement	47
II.8.1.2- Réservoir de l'huile de lubrification et tuyauterie.....	48
II.8.1.3- Pompes d'huile de lubrification	48
II.8.1.4- Pompe principal d'huile de lubrification (entraîne par le réducteur auxiliaire de vitesse)	49
II.8.1.5- Pompe auxiliaire d'huile de lubrification (entraîne par le moteur de courant alternatif)..	49
II.8.1.6- Pompe d'urgence d'huile de lubrification (entraîne par moteur à C, C).....	49

II.8.2- Système de démarrage.....	50
II.8.2.1- Description fonctionnelle	51
II.8.2.2- Ensemble convertisseur de couple	51
II.8.3- Système de l'air de refroidissement et d'étanchée	52
II.8.4- Système de sécurité d'une Turbine à Gaz.....	53
II.8.5- Système du gaz combustible	53
II.8.6- Système de protection contre l'incendie	54
II.9- Conclusion.....	55

Chapitre-III : Thermodynamique des turbines à gaz

III.1- Introduction.....	56
III.2- Cycle thermodynamique des turbines à gaz	56
III.2.1- Etude de cycle idéal de la turbine à gaz	56
III.2.2- Etude des différentes séquences.....	58
III.2.2.1- Etude de la compression.....	58
III.2.2.2- Etude de la combustion.....	58
III.2.2.3- Etude de la détente	59
III.3- Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz	60
III.3.1- Cycle réel	60
III.4- Pertes de charge en cours de combustion	64
III.5- Influence d'agents externes sur la performance de la turbine	65
III.5.1- Effet de la température ambiante	65
III.5.2- Effet de la pression atmosphérique	66
III.6- Conclusion.....	66

Chapitre – IV: simulation numérique et résultats.

IV.1- Introduction	67
IV.2- Géométrie de la chambre de la turbine à gaz MS5002C	67
IV.3- Description du problème	67
IV.4- Procédure de résolution par FLUENT	68
IV.4 .1- Le préprocesseur GAMBIT	68
IV.4.1.1- Créer la Géométrie dans GAMBIT	69
IV.4 .2- Lancement du FLUENT	74

IV.4 .2 .1- Le code FLUENT	74
IV.5-Validation de la procédure de calcul	96
IV.5.1- Introduction	96
IV.5.2- Le maillage	96
IV.5.3- Résultats et discussions	96
IV.5.3.1- Champ de Température	96
IV.5.3.2- Champ de Vitesse	97
IV.5.3.3- Analyse des espèces chimiques	98
IV.5.4- L'effet d'excès d'air sur les résultats de combustion	102
IV.5.4.1- Champ de Température	102
IV.5.4.2- Champ de Vitesse :	103
IV.5.4.3- Espèces chimiques :	104
IV.6 - Conclusion :	107
Conclusion générale	108
Références bibliographiques	109

Liste des figures

Figure (I-1) Composants d'une TAG simple.....	3
Figure (I-2-a)Rotor du compresseur axial	4
Figure (I-2-b)Stator du compresseur axial	4
Figure (I-3) Coupe annotée d'un turbine à gaz.	5
Figure (I-4) Schéma de la turbine à un seul arbre.	6
Figure (I-5) Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.	7
Figure (I-6) Schéma de turbine à action et turbine à réaction.	8
Figure (I-7-a) Turbine liée (prise avant).....	9
Figure (I-7-b) Cycle réel.....	9
Figure (I-7-c) Cycle idéal.	9
Figure (I-8-a) Mono corps : prise avant et arbre concentrique.....	10
Figure (I-8-b) Mono corps : prise avant et arbres parallèles	10
Figure (I-8-c) Double corps, prise direct arrière, et arbres concentrique.	11
Figure (I-9)Turbine à échangeur.	11
Figure (I-9-a) Cycle idéal.	12
Figure (I-9-b) Cycle réel.....	12
Figure (I-9-c)Turbine libre avec échangeur.	12
Figure (I-10-a)Compression refroidie.	13
Figure (I-10-b) Détente réchauffée.....	13
Figure (I-10-c) Compression refroidie et détente.....	14
Figure (I-11-a) Turbomoteur à cycle fermé.....	14
Figure (I-10-b) Cycle fermé : influence du rapport de pression.....	14
Figure (I-12) Fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.	16
Figure (I-13) Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.	17
Figure (I-14) Turbomoteur à cycle fermé (Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine).....	19
Figure (I-15-a) Cycle ouvert réel et idéale.	21
Figure (I-15-b) Cycle fermé réel et idéale.....	22
Figure (I-16) Méthode d'appellation des turbines à gaz.	23
Figure(II-1) La turbine à gaz MS 5002C.	27
Figure(II-2) Présentation de la turbine MS 5002C.....	30

Figure(II-3)	Schéma de la turbine à gaz MS-5002C.	30
Figure(II-4)	Cycle Théorique de l'installation de la turbine à gaz.	31
Figure(II-5)	Schéma de réducteur auxiliaire.	33
Figure(II-6)	différentes sections d'une turbine à gaz MS5002C.	35
Figure(II-7)	Schéma de section L'aspiration.	36
Figure(II-8)	Schéma de la command des IGv.....	37
Figure(II-9)	Compresseur axial.	39
Figure(II-10)	L'enveloppe de combustion.	40
Figure(II-11)	Chambre de combustion.	40
Figure(II-12)	Pièces de transition.	41
Figure(II-13)	Bougie à flamme.	42
Figure(II-14)	Détecteur à flamme.....	42
Figure(II-15)	Schéma de Chambre de combustion.....	43
Figure(II-16)	tuyère 1ère étage.....	44
Figure(II-17)	tuyères 2ème étage	44
Figure(II-18)	roue de turbine HP.....	45
Figure(II-19)	roue de turbine BP.....	45
Figure(II-20)	Principe éléments du système d'échappement.	46
Figure (II-21)	Système du gaz combustible.	57
Figure(III-1)	Cycle thermodynamique de turbine à gaz.....	57
Figure(III-2)	Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.....	61
Figure(III-3)	Diagramme T-S pour un cycle réel avec pertes de pression.	65
Figure(III-4)	Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG.	66
Figure (IV-1)	Géométrie simple d'une chambre de combustion.....	67
Figure (IV-2)	domaine d'étude.....	68
Figure (IV-3)	Création des points.	69
Figure (IV-4)	Création des lignes.....	70
Figure (IV-5)	Création des faces.	71
Figure (IV-6)	Maillage des parois.	71
Figure (IV-7)	Maillage des surfaces.....	72
Figure (IV-8)	les conditions aux limites.....	73
Figure (IV-9)	L'ensemble des conditions aux limites.....	73
Figure (IV-10)	Exporter le maillage.....	74
Figure (IV-11)	Démarrage la version 2ddp de FLUENT.....	75
Figure (IV-12)	échelle de la grille.....	76

Figure (IV-13) Affichage du maillage.....	77
Figure (IV-14) Définition du modèle.	77
Figure (IV-15) Définie équation d'énergie.....	78
Figure (IV-16) Définition le modèle K- ϵ turbulence.	78
Figure (IV-17) choix du modèle de combustion et type de réaction chimiques.....	79
Figure (IV-18) boîte de dialogue d'information.....	80
Figure (IV-19) Définition des propriétés des matériaux.	81
Figure (IV-20) boîte des espèces sélectionnées.....	81
Figure (IV-21) Définition le Taux de mélange.....	82
Figure (IV-22) Définition le Valeur de densité.	83
Figure (IV-23) Définition des conditions aux limites.	83
Figure (IV-24) boîte de dialogue Question.	84
Figure (IV-25)boîte d'affichage nom.	84
Figure (IV-26) Définition de propriété d'air entré.....	85
Figure (IV-27) Définition la fraction massique d'oxygène dans l'air entré.	86
Figure (IV-28) Définition de propriété de carburant entré.....	86
Figure (IV-29) Définition la fraction massique du méthane.	87
Figure (IV-30) Définition les conditions aux limites pour la limite de sortie.	88
Figure (IV-31) Définition la fraction massique d'oxygène pour la limite de sortie.....	89
Figure (IV-32)Définition les conditions aux limites pour la paroi extérieure.....	89
Figure (IV-33) Définition les conditions aux limites pour la buse d'entrée de carburant.....	90
Figure (IV-34)Initialiser les variables de champ.....	91
Figure (IV-35) Control la solution.	92
Figure (IV-36) Activer le tracé des résidus lors du calcul.....	93
Figure (IV-37) Définition du nombre d'itérations.	94
Figure (IV-38) Convergence du calcul.....	94
Figure (IV-39) Organigramme de calcul.....	95
Figure (IV-40) maillage de la chambre de combustion.....	96
Figure (IV-41) Variation de température tous le long de la CC.....	97
Figure (IV-42) Variation de vitesse tous le long de la CC.	97
Figure (IV-43) Contours du méthane CH ₄ pour un écoulement axisymétrique.	98
Figure (IV-44) Contours d'oxygène O ₂ pour un écoulement axisymétrique.	99
Figure (IV-45) Contours dioxyde de carbone CO ₂ pour un écoulement axisymétrique.....	99
Figure (IV-46) Contours d'eau H ₂ O pour un écoulement axisymétrique.	100
Figure (IV-47) Contours d'azote N ₂ pour un écoulement axisymétrique.....	101

Figure (IV-48)	contours des fractions massique des espèces chimiques pour un écoulement axisymétrique sur tous le long de la CC.....	101
Figure (IV-49)	Contours du dioxyde d'azote NOx pour un écoulement axisymétrique. ...	102
Figure (IV-50)	Variation de la température pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.....	103
Figure (IV-51)	Variation de la vitesse pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.....	103
Figure (IV-52)	Variation de fraction massique du CH4 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.....	104
Figure (IV-53)	Variation de fraction massique du O2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.....	105
Figure (IV-54)	Variation de fraction massique du CO2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.....	105
Figure (IV-55)	Variation de fraction massique du H2O pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.....	106
Figure (IV-56)	Variation de fraction massique du N2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.....	107

Liste des tableaux

Tableau (I-1)	Historique de développement de la turbine à gaz MS5002.....	3
---------------	---	---

Nomenclature

Variable	Désignation	Unité
C_p, C_v	Chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant.	[kJ/(kg.K)]
H	Enthalpie	[kJ/kg]
P	Pression	[bar]
P	Puissance	[KW]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg]
Q	Quantité de chaleur	[KW]
T	Température absolue	[K]
Rp	Rapport des pressions	[-]
W	Travail spécifique	[kJ/kg]

Variables grecques

δ	épaisseur	[m]
γ	Exposant isentropique	[-]
η	Rendement	[%]
τ	Taux de compression	[-]

Indices

1, 2, 3, 4	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
Adm	Admission.
C	Compresseur.
CC.	Chambre de combustion
Comb	Combustion.
Echap	Echappement.
ISO	Organisation standard international.
T	Turbine.
B.P	Basse pression.

H.P	Haute pression.
GE	Générale électrique
TAG	Turbine à gaz.

Unités

K	Kelvin.
°C	Celsius.
rpm	Révolution par minute.
s	Seconde
h	Heure
min	Minute

Introduction générale

Actuellement l'Algérie se trouve en face de grands changements dans l'économie nationale. Les développements des différentes industries (lourde, légère, de l'énergie, de la chaîne et pétrochimie etc...) ainsi que l'économie de l'agriculture exige un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les systèmes de productivités, augmenter le volume des produits finis. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activités industrielles, on peut citer les turbines à gaz.

Chaque entreprise doit être en état de choisir des turbines à gaz selon les exigences technologiques, le choix des turbines à gaz dépend de la construction de ces machines, leur principe de fonctionnement, les paramètres principaux, les règles de l'entretien et les bases théoriques pour prévoir l'état de la machine dans les différentes conditions d'emploi.

Les turbines à gaz sont généralement utilisées dans l'industrie du pétrole et du gaz, dans les stations de pompage, de compressions et dans les stations d'expédition du brut en raison de leur prix moins élevé, de leur souplesse d'expédition et de leur bon rendement.

Notre objectif dans ce mémoire est de faire une simulation numérique par logiciel FLUENT, afin de connaître quelques phénomènes de combustion (la température, la vitesse, les fractions chimiques). Ainsi que l'effet d'excès d'air sur les résultats de combustion.

Le travail est divisé en quatre chapitres :

- ✓ Le premier chapitre : Description et revue bibliographique sur les turbines à gaz.
- ✓ Le deuxième chapitre : étude descriptive de la turbine à gaz MS5002C.
- ✓ Le troisième chapitre : Thermodynamique des turbines à gaz.
- ✓ Le quatrième chapitre : simulation numérique et résultats.

Chapitre – I : Description et revue bibliographique sur les turbines à gaz

I.1- Définition :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la reconversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine).

La turbine à gaz prend l'air atmosphérique et le comprime 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 le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement en puissance utile à une machine réceptrice « alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...Etc. ».[03]

I.2- Note Historique sur le développement des turbines à gaz :

Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941. En 1939, la société suisse Brown Boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans von Ohain, a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service.

Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique. Le tableau suivant montre l'historique des progrès de la turbine à gaz type MS5002 depuis 1970. [02]

Tableau (I-1) : Historique de développement de la turbine à gaz MS5002 .

	Ship Dates	Output hp (kW)		Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh)		Firing Temp F/C		Air Flow 10 ³ lbs/hr (10 ³ kg/hr)		Exhaust Temp (F/C)	
		RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC*	SC
		MS5002A	1970-Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351
MS5002B	1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5002B	1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS5002B	1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS5002C	Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5002D	July 1997	-	43,000/ 32,066	-	8,650/ 12,235	-	1,807/ 986	-	1,113/ 504	-	950/ 510

Includes 0/0 Inches H₂O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel

* First Number Is Turbine Exhaust; Second Is Regenerator Stack

** Heat Rates Are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle SC = Simple Cycle

GT18463G

I.3- Description des Composants d'une turbine à gaz :

Dans le cas le plus simple une turbine à gaz est constituée par un filtre d'entrée d'air, un Compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente et le système d'échappement vers l'atmosphère, (voir la figure.I-1). [07]

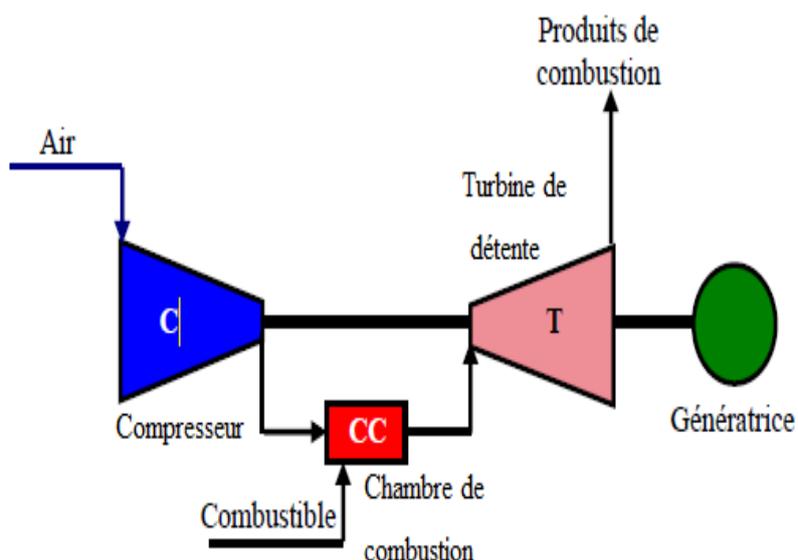


Figure (I-1) : Composants d'une TAG simple.

I.3.1- Système de l'admission « Entrée d'air » :

L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques. [01]

I.3.2- compresseur :

Le compresseur fournit la quantité maximale d'air sous pression qui puisse être chauffée dans l'espace limité de la chambre à combustion. Il est composé d'un disque entouré d'ailettes formant, (voir la figure.I-2-a). En tournant, les ailettes aspirent l'air. Un stator formé d'ailettes fixes permet de stabiliser le flux, (voir la figure.I-2-b). [01]



Figure (I-2-a): Rotor du compresseur axial



Figure (I-2-b): Stator du compresseur axial

I.3.3- La chambre de combustion :

La chambre de combustion sera à transformer l'énergie chimique du carburant en énergie calorifique. Une fois que l'air est bien comprimé, il est dirigé dans la chambre de

combustion Plus il y a d'air et plus on peut y injecter du carburant en fonction de la stœchiométrie. le mélange air-carburant s'enflamme, la chaleur produite provoque une forte dilatation de ce mélange et donc produit une très grande poussée .un réacteur comporte soit plusieurs chambres de combustion soit une dite annulaire qui, comme son nom l'indique, entoure l'axe central comme un anneau, (voir la figure.I-3). [01]

I.3.4- La turbine :

La turbine transforme l'énergie cinétique et thermique des gaz en énergie mécanique. La turbine est reliée au compresseur par un axe central. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappements qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de compresser de l'air.

Le principal rôle de la turbine est donc de faire tourner le compresseur. Il y a donc plusieurs turbines pour assurer la rotation des différents compresseurs (voir la figure.I-3). [01]

I .3.5- Echappement:

Influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3%), chaudière, vannes et coudes, cheminée. [01]

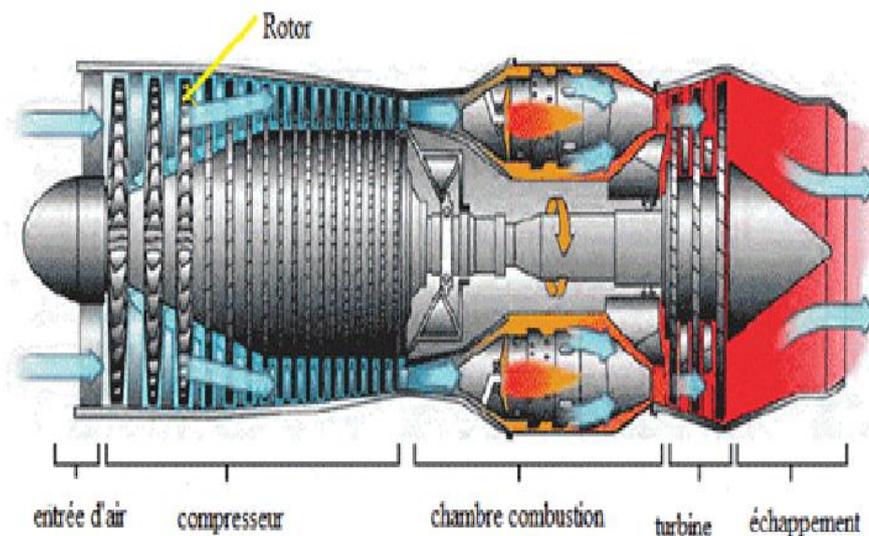


Figure (I-3) : Coupe annotée d'un turbine à gaz.

I.4- Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points :

- D'après le mode de construction.
- D'après le mode de travail.
- D'après les types d'architectures.
- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.

I.4.1- D'après le mode de construction :

I.4.1.1- turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité, (voir la figure.I-4). [07]

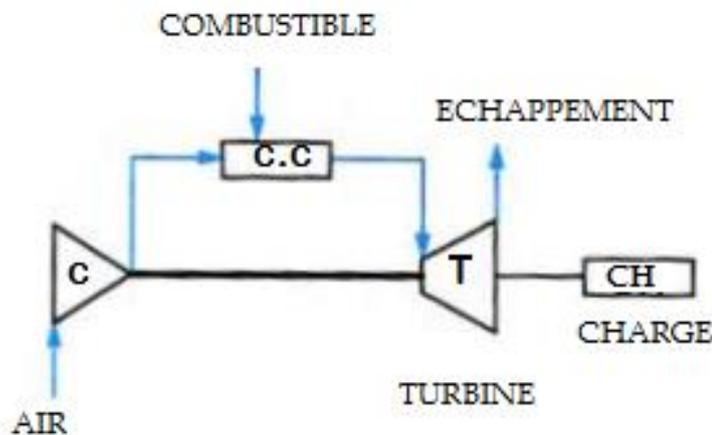


Figure (I-4) : schéma de la turbine à un seul arbre.

I.4.1.2- turbine bi-arbre :

Contrairement à la turbine à gaz à un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel qu'entraînement des compresseurs, (voir la figure.I-5). [07]

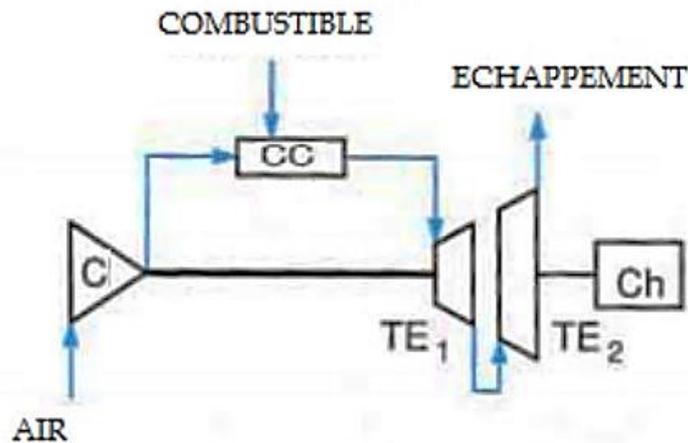


Figure (I-5) : schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

I.4.2-D'après le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

I.4.2.1-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). Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($p_1 > p_2$) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($p_2 = p_3$), (voir la figure.I-6). [03]

I.4.2.2-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'est à dire 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 $p_1 > p_2 > p_3$, (voir la figure.I-6). [03]

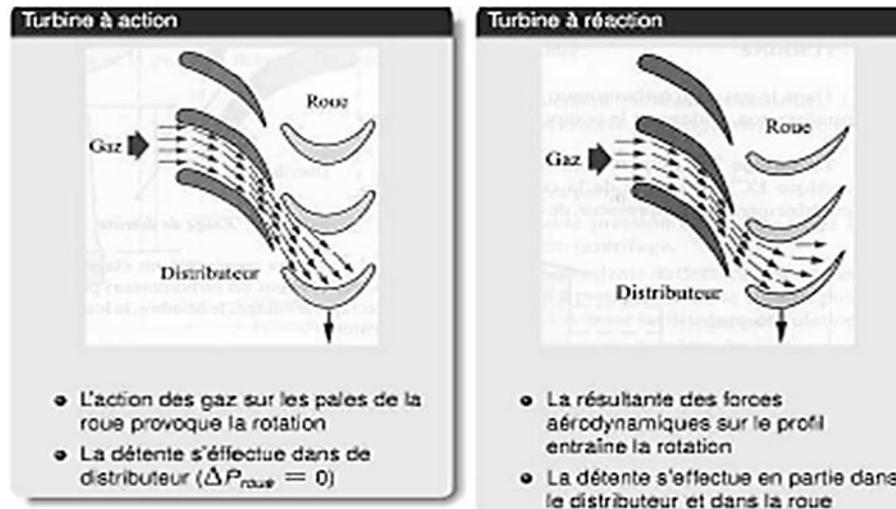


Figure (I-6) : schéma de turbine à action et turbine à réaction.

I.4.3- D'après les types d'architectures :

Plusieurs architectures de turbomoteurs sont utilisées à savoir :

- Turbine liée.
- Turbine libre.
- Turbine à échangeur chaleur.
- Compression refroidie et détente réchauffée.
- Turbine à gaz cycle fermé.

I.4.3.1- Turbine liée :

La machine la plus simple est la turbine liée appelée encore turbine fixe ou turbine solide. Elle ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul ensemble tournant, arbre sur lequel sont montés le compresseur et la turbine de détente, les deux combinés les fonctions de générateur de gaz (entraînement du compresseur) et de récepteur (prise de puissance), (voir la figure.I-7-a).

La chambre de combustion peut être soit intégrée à la machine, soit séparée ; dans ce dernier cas, elle est reliée au compresseur et à la turbine par des collecteurs. Cette disposition n'est rencontrée, en pratique, que dans les installations non aéronautiques où les problèmes de masse et d'encombrement sont en général beaucoup moins critiques. [06]

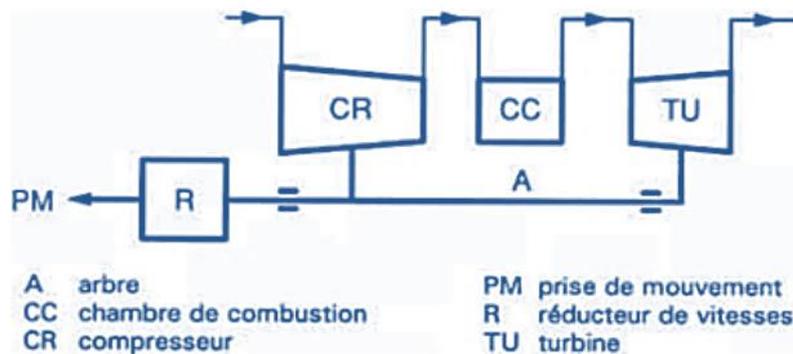


Figure (I-7-a) : turbine liée (prise avant).

Turbine liée : diagramme d'optimisation d'un cycle réel (voir la figure.I-7-b), et cycle idéal (voir la figure.I-7-c) :

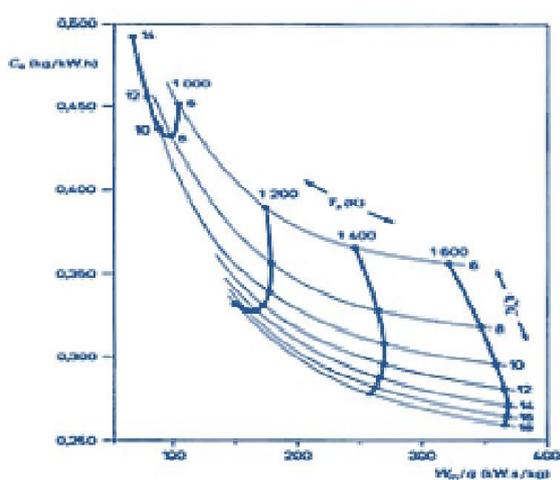


Figure (I-7-b) : cycle réel.

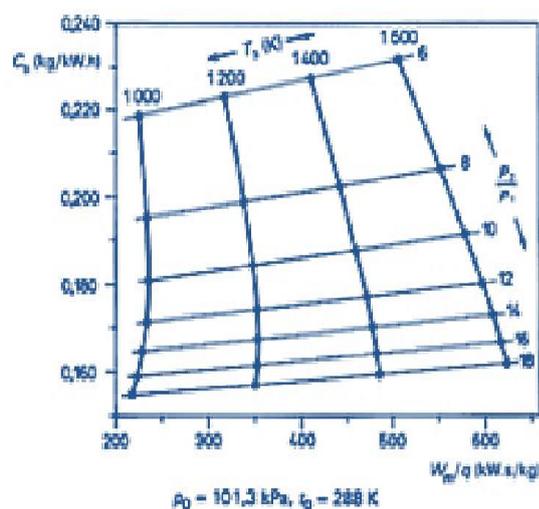


Figure (I-7-c) : cycle idéal.

Bien souvent, un boîtier d'engrenages ou réducteur de vitesses vient compléter le turbomoteur afin de faciliter son accouplement à la machine entraînée. Selon la position du réducteur, on a affaire à un turbomoteur à prise de mouvement avant ou arrière. Sans réducteur, la turbine à gaz est dite à prise directe. [06]

I.4.3.2-Turbine libre :

Elle est constituée d'un générateur de gaz bien distinct du récepteur de puissance. Le générateur de gaz peut être mono corps, c'est-à-dire qu'il ne comporte, outre la chambre de

combustion, qu'un seul rotor commun au compresseur et à la turbine ; ce dernier organe porte alors le nom de « turbine générateur », (voir la figure.I-8-a et b).

Pour les machines plus sophistiquées, généralement de plus forte puissance, le générateur de gaz peut être double corps, c'est-à-dire constitué de deux ensembles tournants, avec des vitesses de rotation distinctes : un corps basse pression et un corps haute pression. Ce dispositif, où les deux compresseurs fonctionnent en série, facilite la conduite de la machine lors des régimes transitoires rapides lorsque les taux de compression globaux sont élevés ; on évite ainsi de rencontrer le phénomène de pompage, (voir la figure.I-8-c).

Le récepteur comprend l'organe de détente, appelé turbine de puissance, monté sur un arbre indépendant de celui du générateur de gaz et pourvu ou non d'un réducteur de vitesses. La prise de mouvement peut être avant ou arrière et l'arbre de puissance concentrique ou non à celui du générateur de gaz, (voir la figure.I-8-c). [06]

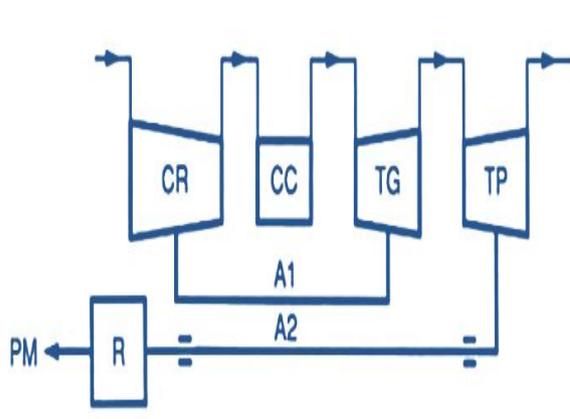


Figure (I-8-a) : Mono corps : prise avant et

arbre concentrique

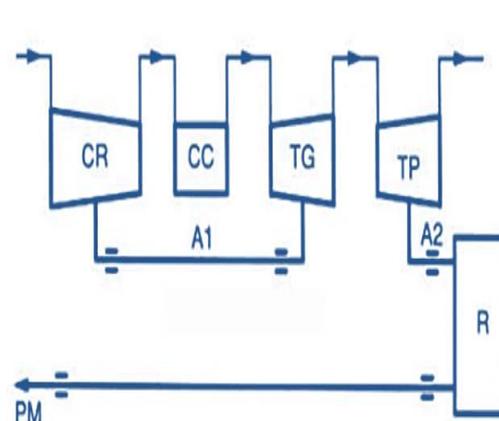


Figure (I-8-b) : Mono corps : prise avant

et arbres parallèles

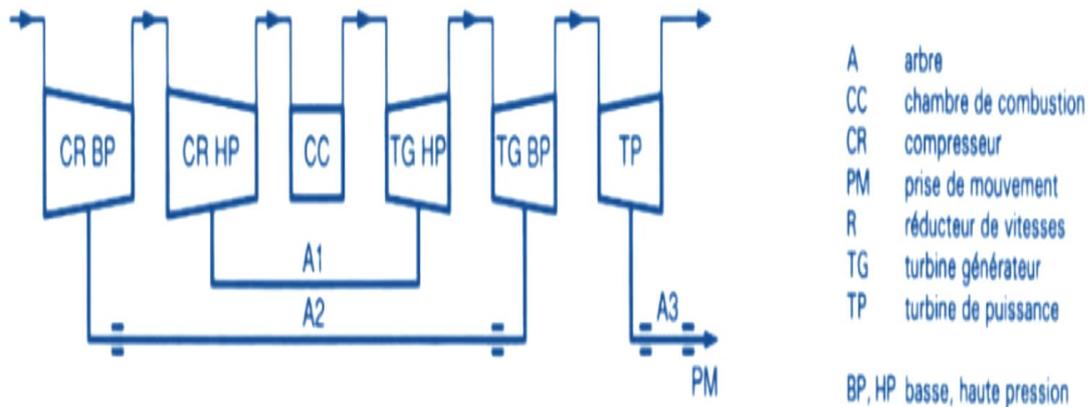


Figure (I-8-c) : Double corps, prise direct arrière, et arbres concentrique.

I.4.3.3- Turbine à échangeur de chaleur :

Appelées aussi turbines à récupérateur, ces machines sont caractérisées par l'emploi d'un échangeur thermique qui récupère une partie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement de la turbine pour la transférer au fluide actif après la compression ; de ce fait, pour une même température à l'entrée de la turbine, l'apport de chaleur dû à la combustion est diminué, ce qui améliore le rendement thermique du moteur. Des gains de 20 à 30 % sont ainsi possibles mais au prix d'une sensible complication de la machine, (voir la figure.I-9).

Bien qu'en principe la récupération puisse s'appliquer aussi bien aux turbines liées qu'aux turbines libres, c'est le plus souvent sur ces dernières qu'elle est utilisée mais en dehors du domaine aéronautique, où poids et encombrement la condamnent. [06]

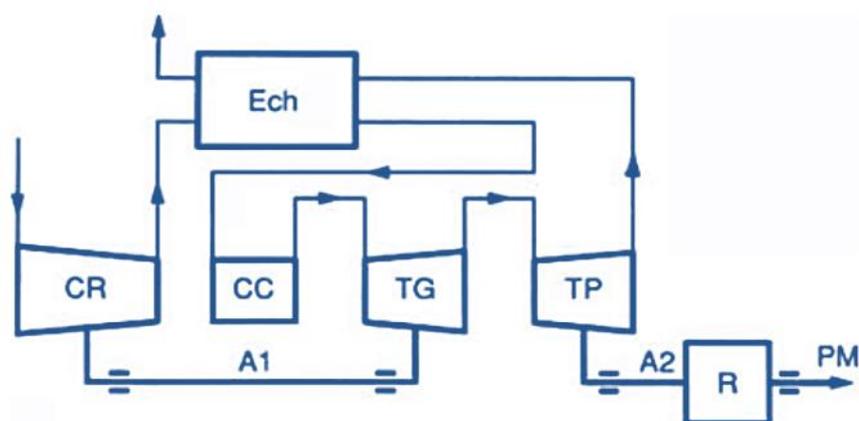


Figure (I-9) : turbine à échangeur.

Turbine libre avec échangeur, (voir la figure.I-9-c).diagramme d'optimisation d'un cycle réel (voir la figure.I-9-b), et cycle idéal (voir la figure.I-9-a).

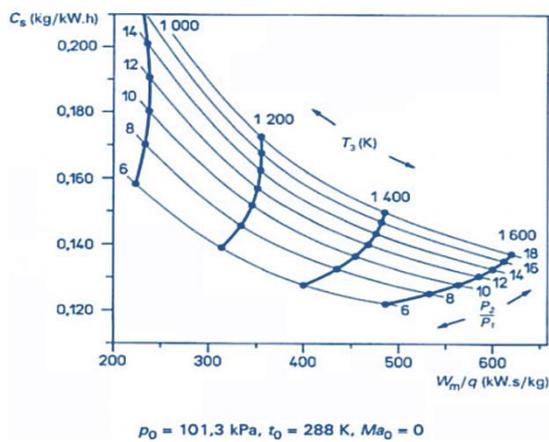


Figure (I-9-a) : cycle idéal.

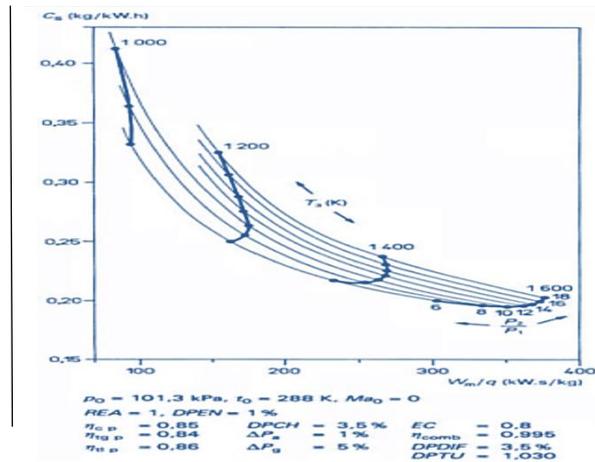


Figure (I-9-b) : cycle réel.

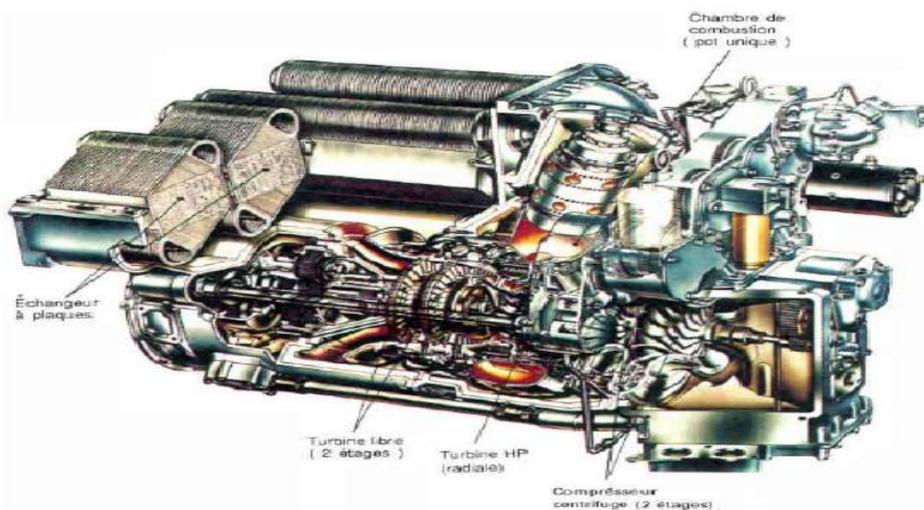


Figure (I-9-c) : turbine libre avec échangeur.

I.4.3.4 - Compression refroidie et détente réchauffée :

La compression refroidie permet d'augmenter la puissance spécifique et le rendement thermique du moteur en se rapprochant d'une compression isotherme moins coûteuse en énergie qu'une compression adiabatique. On réalise, par le biais d'un échangeur thermique, un refroidissement du fluide actif entre deux éléments du compresseur. Comme il est nécessaire de disposer d'un fluide réfrigérant en quantité suffisante (voir la figure.I-10-a), cette disposition ne se rencontre pratiquement que dans les installations industrielles.

complication de la machine. Ces techniques, essentiellement utilisées dans les domaines de forte puissance. [06]

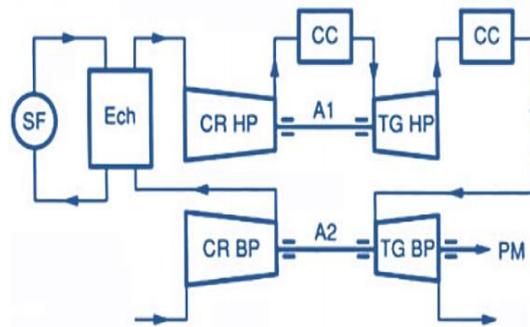


Figure (I-10-c) : Compression refroidie et détente

I.4.3.5-Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans les machines à cycles ouverts, le fluide actif (air atmosphérique) est renouvelé en permanence. Au contraire, dans les installations à cycles fermés, ce sont les mêmes particules de fluide qui parcourent indéfiniment les différents organes de la machine (voir la figure.I-11-a) .La chambre de combustion est alors remplacée par un échangeur thermique qui transfère la chaleur d’une source chaude au fluide actif. Il devient indispensable de refroidir le fluide, dans un autre échangeur (radiateur ou pré réfrigérant), qui joue le rôle de source froide, avant son retour à l’entrée du compresseur.

Les dispositifs d’amélioration des cycles ouverts sont aussi applicables aux turbines à cycles fermés : récupérateur à la sortie turbine, compression refroidie et détente réchauffée, (voir la figure.I-11-b) : [06]

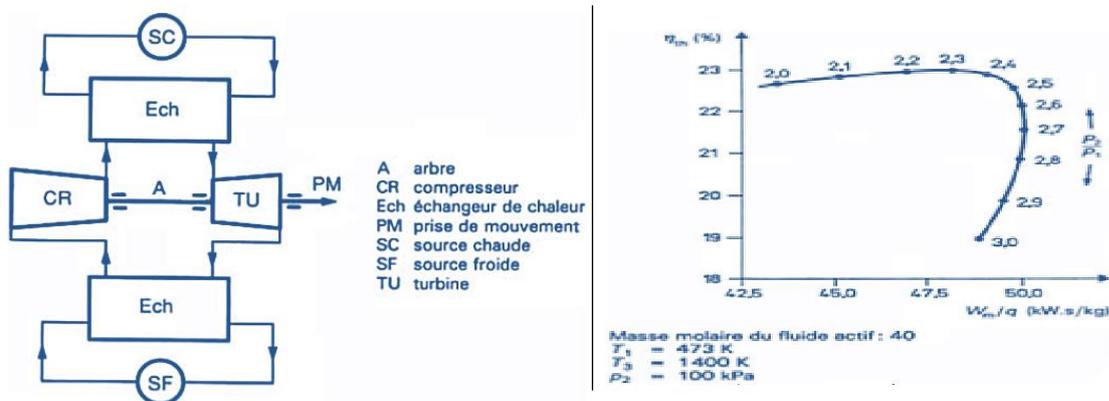


Figure (I-11-a) : turbomoteur à cycle fermé Figure (I-10-b) : Cycle fermé : influence du rapport de pression

I.4.4- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

I.4.4.1- Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

I.4.4.2- Turbine à gaz à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

I.4.4.2.1- 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 est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

I.4.4.2.2- Turbine à cycle régénéré :

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

De nos jours la turbine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. [06]

I.5- Principe de fonctionnement de la Turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu, (voir la figure.I-12). [01]

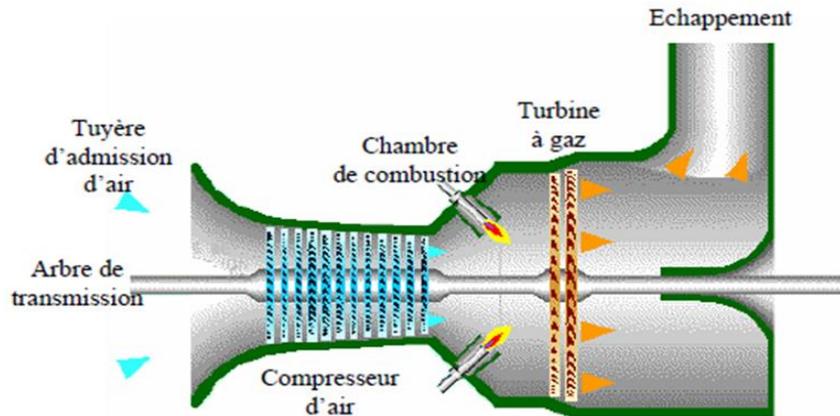


Figure (I-12): Fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.

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

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

La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne. Dans ce cas, la phase de refroidissement est extérieure à la machine et se fait par mélange à l'atmosphère. La turbine à gaz peut également être à cycle fermé et à combustion externe. Le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. Cette disposition plus complexe permet l'utilisation de gaz particuliers ou de travailler avec une pression basse différente de l'ambiante. [01]

I.5.1- Principes :

Le compresseur (C), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air ambiant extérieur (E), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voir 30 bars pour certains modèles. Du gaz (G), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la chambre de combustion (Ch) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme, (voir la figure.I-13). [01]

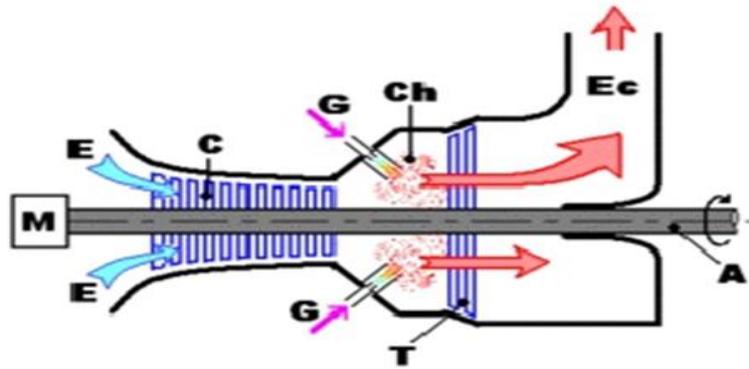


Figure (I-13) : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.

Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (T), où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique, la dite Turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée (Ec) à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A) qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (machine) receveur(ice) (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (M) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant. [01]

I.5.2- Rendement :

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait qu'une quantité de l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement.

Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine.

C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 °C) pour produire de la vapeur dans une chaudière.

La vapeur produite est ensuite utilisée de deux manières :

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

On fabrique des turbines à gaz de puissances allant de quelques kilowatts à plusieurs centaines de mégawatts. [01]

I.6-Domaine utilisation des turbines à gaz :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des : d'après

I.6.1- Appareils fixes :

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

- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cycle ouvert.
- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cycle combiné.
- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cogénération.
- Entraînement des compresseurs de réinjection.
- Entraînement des pompes de réinjection.
- Entraînement des compresseurs pour gazoducs.
- Entraînement des pompes pour oléoducs.
- Procédés industriels particuliers. [10]

I.6.2- Appareils mobiles :

Du point de vue historique, ces appareils ont été introduits en premier. Ils comprennent les domaines suivants :

- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière. [10]

I.7- Configurations des cycles de turbine à gaz :

Du point de vue thermodynamique, la turbine à gaz est une machine cyclique qui sert à transformer l'énergie calorifique des gaz de combustion en énergie cinétique et par suite en énergie mécanique servant à entrainer une machine réceptrice. La variation des paramètres thermodynamiques (pression, température) à travers les différents organes de la machine sont illustrés à la figure suivant, (voir la figure.I-14). [07]

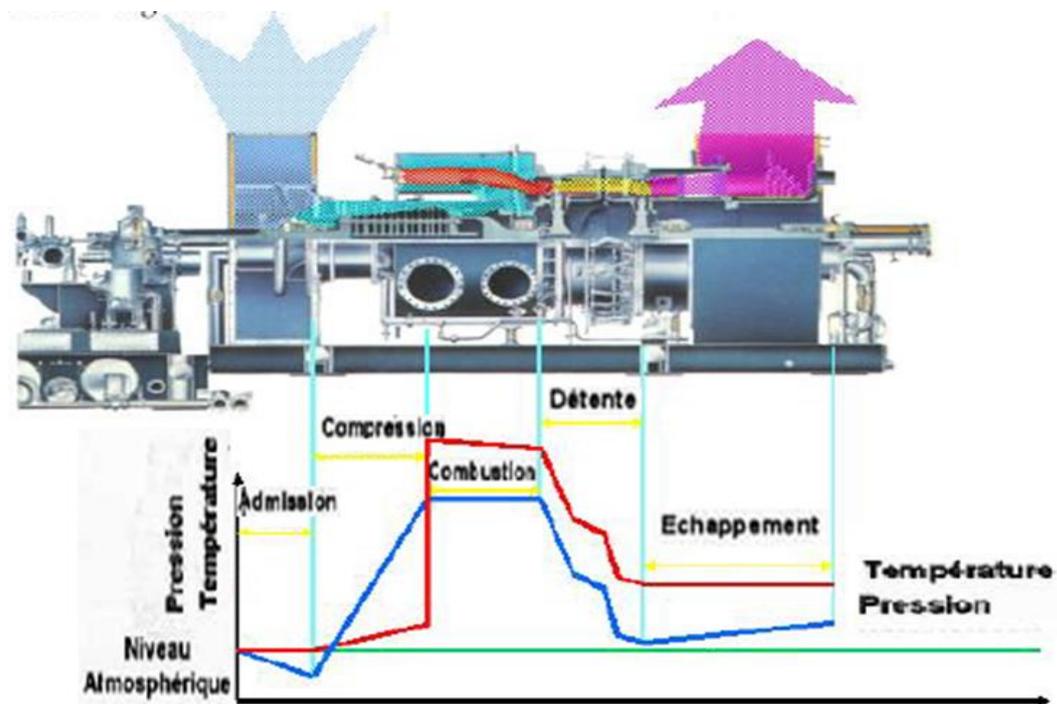


Figure (I-14) : *turbomoteur à cycle fermé (Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine)*

On distingue les cycles suivants :

- Cycle ouvert (idéal et réel).
- Cycle fermé (idéal et réel).

I.7.1- Le cycle ouvert idéal :

En toute rigueur, on désigne par cycle une évolution thermodynamique fermée où l'état final coïncide avec l'état initial, (voir la figure.I-15-a). Dans ce type de cycle fermé, la machine est sans cesse parcourue par les mêmes molécules de fluide.

Par abus de langage, le terme de cycle a été étendu à toute évolution thermodynamique d'ensemble : d'où la notion de cycle ouvert qui désigne une évolution thermodynamique où l'état final diffère de l'état initial. Cette situation se rencontre dans la plupart des turbomachines où l'air atmosphérique, jouant le rôle de fluide actif, est sans cesse renouvelé.

Par ailleurs, il est nécessaire de distinguer entre cycle idéal et cycle réel. On appelle cycle idéal, tout cycle thermodynamique dans lesquelles rendements de compression et de détente sont supposés égaux à 1. En outre, les diverses pertes de charge et les vitesses d'écoulement dans chaque plan de référence sont supposées nulles (ce qui revient à confondre pressions statiques et totales). Il est évident que le cycle idéal est purement théorique et ne s'applique pas, en toute rigueur, aux machines réelles, mais il renseigne cependant sur le niveau maximal des performances. [08]

Dans le cycle réel, les rendements de compression et de détente sont naturellement inférieurs à l'unité et les pertes de charge sont prises en compte.

On distingue quatre principaux types de cycles, qui peuvent être décrits sommairement à l'aide du diagramme entropique (T, S) comme le montre la (figure.I-15-a).

- une compression isentropique de 1 à 2.
- un apport de chaleur isobare de 2 à 3.
- une détente isentropique de 3 à 5 (jusqu'à la pression atmosphérique).

Une partie de cette détente (de 3 à 4) libère la puissance nécessaire à la compression ; l'équilibre des puissances du compresseur et de la turbine générateur se traduit, en négligeant le débit de carburant par :

$$H3 - H4 = H2 - H1$$

Qui peut s'écrire :

$$H_3 - H_2 = H_4 - H_1. [08]$$

I.7.2- Le cycle ouvert réel :

- une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de 1 à 2'.
- un apport de chaleur avec une chute de pression due à la perte de charge du foyer de 2' à 3'.
- une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique, avec augmentation d'entropie de 3' à 5', (voir la figure.I-15-a). [08]

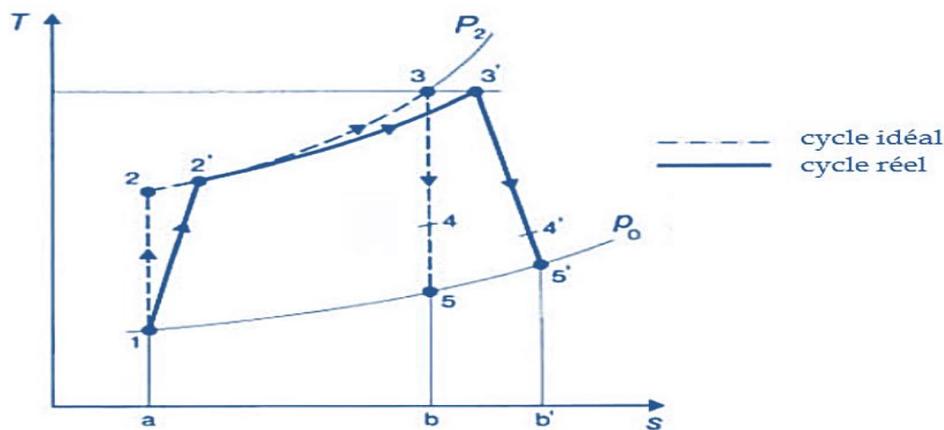


Figure (I-15-a) : Cycle ouvert réel et idéale.

I.7.3- Le cycle fermé idéal :

Il est identique au cycle ouvert idéal sauf que la pression $P_1 = P_5$ peut différer de la pression atmosphérique, (voir la figure.I-15-a), Les relations du cycle ouvert idéals'appliquent également au cycle fermé idéal.[08]

I.7.4- Le cycle fermé réel :

Il est identique au cycle ouvert réel sauf que la cession d'énergie calorifique s'accompagne d'une perte de charge, ramenant le fluide aux conditions du, figure.I-15-a): de 5' à 1. [08]

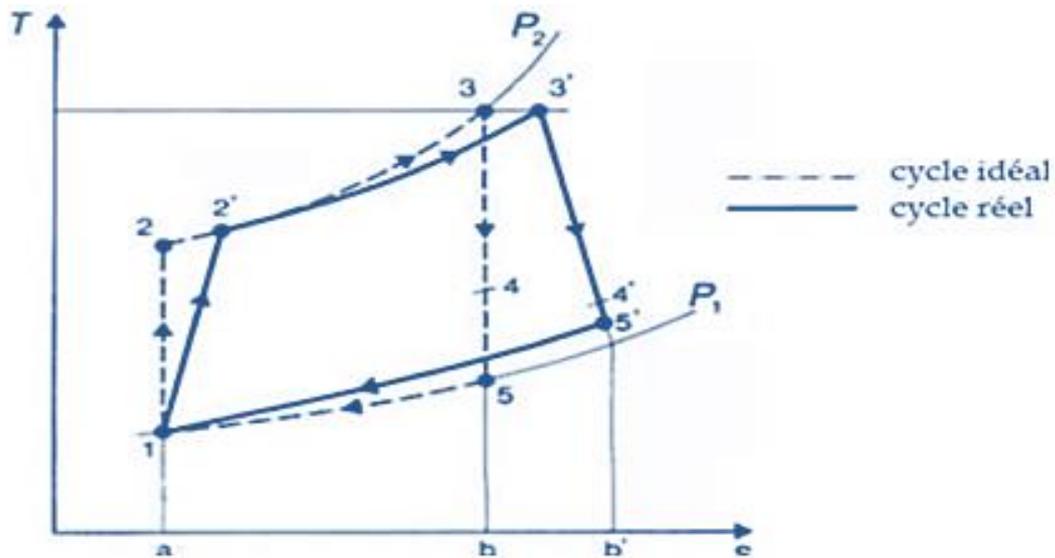


Figure (I-15-b) : Cycle fermé réel et idéale.

La puissance fournie par la turbomachine est la différence entre la puissance totale mise à jour dans la détente de 3 à 5, et la puissance nécessaire à l’entraînement du compresseur de 3 à 4 :

$$\frac{W_m}{q} = (H_3 - H_5) - (H_3 - H_4) = H_4 - H_5 \dots\dots\dots(I-1)$$

Le rendement thermique a pour définition :

$$\eta_{th} = \frac{\text{puissance fournie par la turbomachine}}{\text{puissance apportée à la turbomachine}}$$

Dans le diagramme (T, S), il est représenté graphiquement par :

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

η_{th} : Rendement thermodynamique du système.

I.8-Appellation des turbines à gaz GE :

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme : GE ×× × ×× × ×, (voir la figure.I-16). [05]

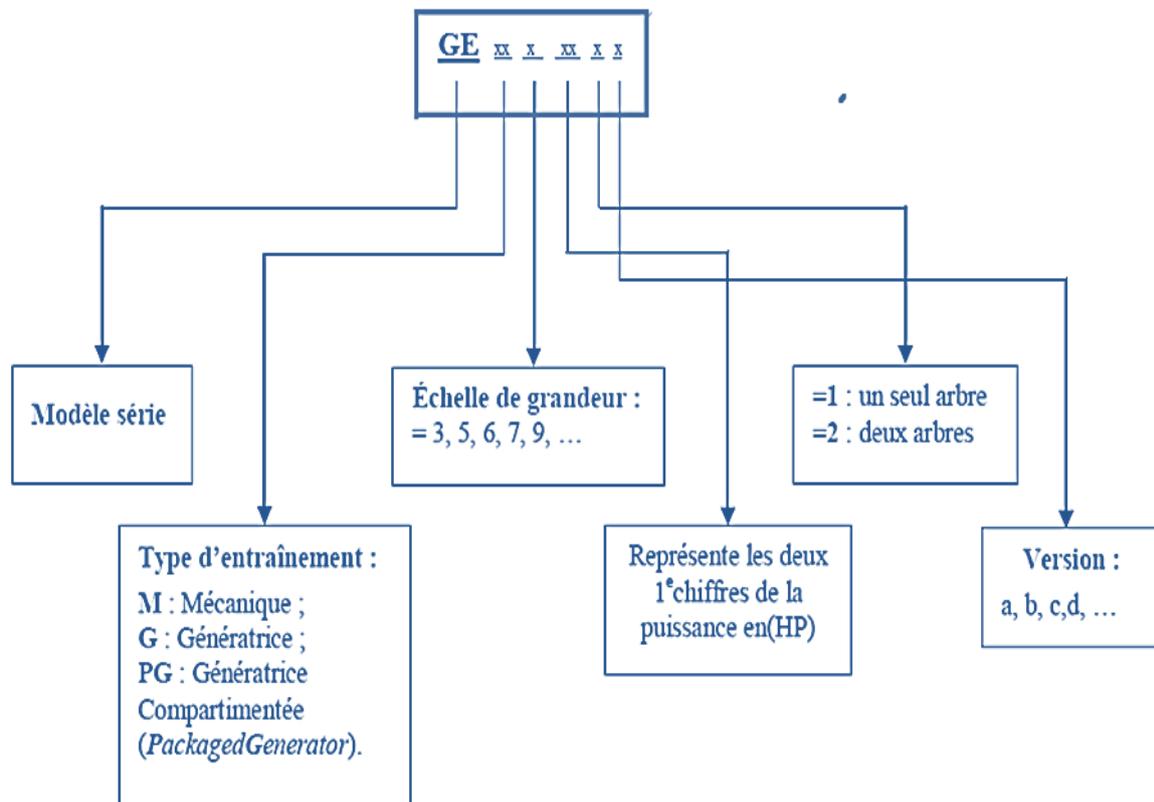


Figure (I-16) : Méthode d'appellation des turbines à gaz.

I.9- Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

I.9.1- Avantages :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logée.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à très froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge. [10]

I.9.2- Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000 KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [10]

I.10- Contraintes d'installation de la turbine à gaz :**I.10.1- Filtration d'air :**

Une turbine à gaz est traversée par une quantité d'air importante, nécessaire à la combustion et au refroidissement des parties chaudes. Une faible quantité de cet air est également dirigée vers les labyrinthes servant à l'étanchéité des paliers afin d'éviter les fuites d'huile.

L'air étant aspiré à l'atmosphère par le compresseur, toutes les impuretés qu'il contient passent dans la turbine à gaz pour ressortir à l'échappement. Les risques de pollution physique et de pollution chimique rendent indispensables une filtration de l'air. [06]

I.10.2- Combustibles :

Comme tous les moteurs thermiques, une turbine à gaz consomme un combustible. Celui-ci, introduit par des injecteurs, brûle dans la ou les chambres de combustion. Une combustion est une réaction chimique entre les différents constituants contenus aussi bien dans le combustible que dans l'air. Or certains de ces constituants peuvent ainsi former des substances dangereuses pour les parties chaudes de la turbine à gaz. Notons que lorsqu'il est envisagé de faire des injections d'eau ou de vapeur, celles-ci peuvent également apporter des polluants nocifs. À ce titre, on distingue :

les constituants fortement indésirables : soufre, sodium associé au potassium, vanadium, plomb, calcium, fluor, chlore.

les constituants indésirables : mercure, cadmium, bismuth, arsenic, antimoine, phosphore, bore, gallium, indium.

Lorsque l'un ou plusieurs de ces polluants existent, soit dans le combustible, soit dans l'air, dans l'eau ou dans la vapeur d'injection, il est nécessaire d'en informer le constructeur de la turbine à gaz afin, qu'en fonction des teneurs, il prenne les dispositions qui s'imposent pour éviter de tels inconvénients. Tout est une question de quantité et, bien souvent, le problème se résout facilement. Il existe maintenant des revêtements de protection très efficaces que l'on applique sur les ailettages de turbine. [06]

I.10.3- Nuisances :

Il s'agit des émissions nuisibles à l'environnement, comme le bruit et les résidus de combustion, et dont les effets doivent être combattus afin de satisfaire aux exigences des normes nationales ou internationales, ou quelquefois à des contraintes purement locales. [06]

I.10.4- Échappement :

Chaque fois que l'on souhaite bénéficier des avantages liés à la récupération de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement, la turbine à gaz se trouve associée à une installation thermique qui, elle-même, est soumise à ses propres contraintes d'installation.

Les gaz d'échappement présentent les particularités suivantes :

les pertes, à la turbine, par rayonnement et convection de son corps, et par refroidissement de l'huile de graissage, étant faibles, les gaz d'échappement transportent la quasi-totalité de la chaleur rejetée par le groupe.

les gaz contiennent encore 14 à 17 % d'oxygène ; ils peuvent donc alimenter un système comportant un brûleur qui fera augmenter leur température et par suite la puissance thermique qu'ils véhiculent.

la température des gaz est de l'ordre de 450 à 550 °C ; on peut donc récupérer leur chaleur sensible soit pour échauffer un fluide caloporteur tel que de la vapeur, soit en utilisation directe, pour du séchage ou de la cuisson. [06]

I.10.5- Systèmes de démarrage :

Les constructeurs de turbines à gaz proposent plusieurs modes de démarrage. Le système le plus répandu consiste à alimenter par le réseau national un moteur électrique qui,

soit directement, soit indirectement par l'intermédiaire d'un système hydraulique par exemple, entraîne et accélère le compresseur de la turbine à gaz, jusqu'à ce que la puissance générée par la combustion soit suffisante pour amener seule la machine à sa vitesse de régime.
[06]

I.11 -Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté la turbine à gaz et ses principaux éléments ce qui nous a permis de conclure que cette dernière est un moteur transformant l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique. Ainsi nous observons aussi qu'elle peut être classifiée par plusieurs façons par exemple d'après les modes de construction et par de fonctionnement thermodynamique. Et on a donné aussi le domaine d'utilisation «les contraintes d'installation, les avantages et ses inconvénients des turbines à gaz.

Chapitre –II : étude descriptive de la turbine à gaz MS5002C

II.1- Introduction:

La turbine à gaz est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélange à un combustible et le brûle dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine.

Actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial. Au moment du démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen. (voir la figure.II-1).



Figure(II-1) : La turbine à gaz MS 5002C.

II.2- Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C: [10]

Marque.....Générale électrique
 Turbine à gaz série du model.....MS5002C
 Application de la turbine..... entrainement mécanique d'un compresseur
 Cycle..... simple
 Rotation de l'arbresens inverse d'horloge
 Type de fonctionnement..... continue
 Vitesse de l'arbre..... 5100 rpm pour HP - 4900rpm pour BP
 Commande..... Mark V SPEEDTRONIC système de commande électronique solide

Protection..... survitesse; surchauffe; vibration et détection de flamme
 Mécanisme de refroidissement..... engrenage réducteur à rochet
 Atténuation de bruit..... silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales
 Système de démarrage.....Moteur électrique

- **Section compresseur :**

Nombre d'étages de compresseur..... 16
 Type de compresseur..... écoulement axiale série lourd
 Plan de joint.....bride horizontale
 Type des aubes directrices à l'entrée..... variable

- **Section turbine :**

Nombre d'étages de turbine.....2 (deux arbres)
 Plan de joint..... horizontale
 Directrice (Tuyère) de 1er étage..... surface fixe
 Directrice (Tuyère) de 2ème étage..... surface variable

- **Section de combustion :**

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

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

Sortie de base.....38000 hp conditions ISO 28,34MW
 Rendement thermique..... 29.2% taux de compression: 8,9 :1
 Débit des gaz d'échappement..... 126kg/s
 Consommation spécifique 12310 kJ/ kWh
 Température d'aspiration..... 59 °F (15°C)
 Pression de sortie..... 14,7 psi

- **Ensemble paliers:**

Quantité.....04
 Lubrification.....sous pression

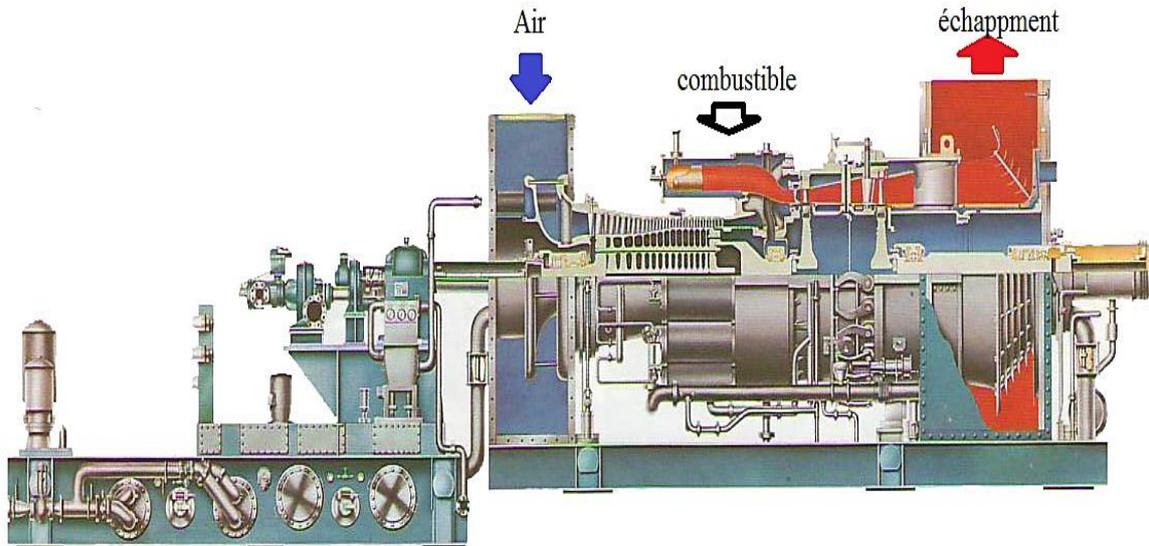
II.3- Principe de Fonctionnement de la Turbine à Gaz MS5002C:

Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression (voir la figure.II-2), une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l' atmosphère.

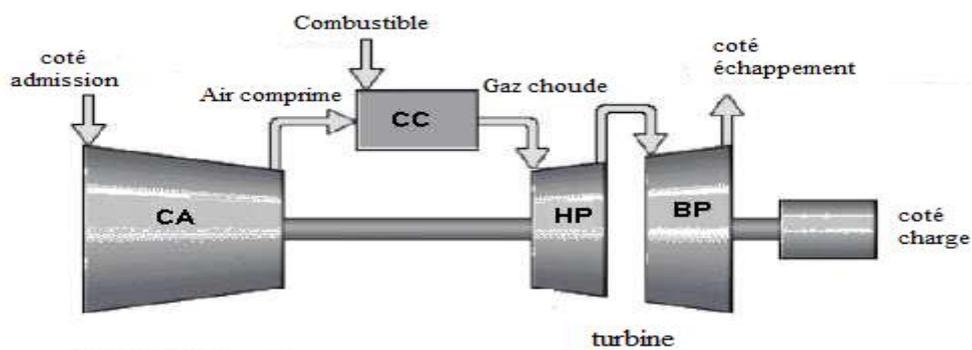
En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine. Ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entraînés à un couple de sorti (voir la figure.II-3). Les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.

Quand l'en regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre. [10]



Figure(II-2) : Présentation de la turbine MS 5002C.

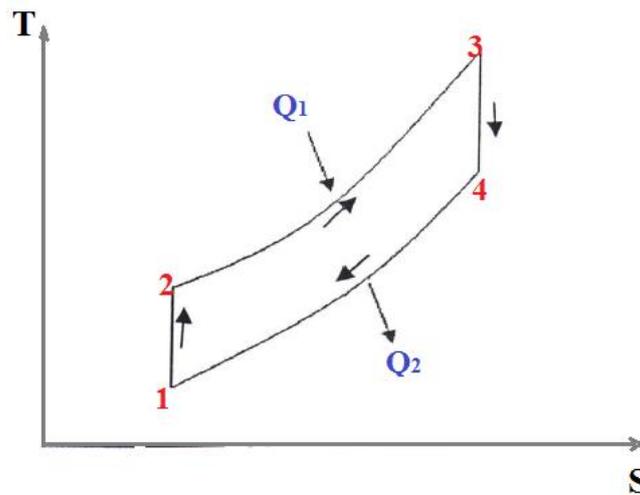


Figure(II-3) : Schéma de la turbine à gaz MS-5002C.

II.4- Cycle Théorique de l'installation de la turbine à gaz:

Le cycle théorique le plus simple d'une installation de turbine à gaz est celui de Joule Brayton qui est composé de deux transformations isentropiques et deux transformations isobares.

Le cycle est représenté dans un plan de coordonnées $T-s$ (voir la figure.II-4). [10]



Figure(II-4) : Cycle Théorique de l'installation de la turbine à gaz.

1-2: Compression isentropique dans le compresseur.

2-3: Combustion (apport de chaleur) dans la chambre de combustion à pression constante.

3-4: Détente isentropique dans les roues Hp et Bp.

4-1: Échappement

Q1 : Le quantité de chaleur à la combustion

Q2 : Le quantité de chaleur à l'échappement

II.5- Socle des auxiliaires:

Le socle pour les auxiliaires est une structure d'acier qui est prévue pour monter (soit dessus, soit à l'intérieur) tous les auxiliaires et les équipements qui ne sont pas immédiatement connecté avec la turbine elle-même, ces équipements, dont la plupart sont identifiés sur le socle des auxiliaires et illustres à la fin de ce chapitre comprennent: [09]

- Réservoir d'huile de 8500 L monte à l'intérieur de la structure en mécano-soude avec poutrelles.
- Réducteur d'entraînement des auxiliaires avec pompe de graissage principale et pompe hydraulique, plus vireur hydraulique.
- Turbine à gaz à expansion et son embrayage.
- Double filtre à huile de graissage monte sur le réservoir d'huile.
- Pompe de graissage des auxiliaires et de secours.
- Pompe hydraulique des auxiliaires et pompe pour le vireur hydraulique.
- Double filtre à huile de graissage pour l'accouplement.

- Ensemble combine vanne-arrêt/régulation et vanne de contrôle du fuel gaz.
- Armoire de jauge, vannes et interrupteurs.

II.6- Le compartiment des auxiliaires:

Il est situé à l'avant du caisson d'aspiration d'air, et comprend tous les auxiliaires nécessaires au fonctionnement indépendant de la turbine : [09]

II.6.1- Tableau des manomètres:

C'est un panneau vertical situé au bout de compartiment des auxiliaires et regroupe un certain nombre de manomètres permettant de contrôler la pression des fluides depuis le Compartiment contrôle.

II.6.2- Moteur de lancement:

Il sert à entraîner l'arbre du compresseur turbine à une vitesse bien déterminée (électrique ou Diesel).

II.6.3- Convertisseur de couple:

C'est un élément qui convertit le couple donné par le moteur de lancement pour pouvoir tourner l'arbre de la turbine il est menu d'une pompe à huile entraînée par le moteur de lancement.

II.6.4- Embrayage de lancement:

Un embrayage de démarrage connecte l'arbre de sortie de l'ensemble de convertisseur de couple à l'arbre principal de réducteur auxiliaire de vitesse. L'embrayage est engagé par les cylindres hydrauliques (huile fournie par le module valve de réglage d'encliquetage) et il est désactivé par des ressorts de retour dans les cylindres.

L'activation est maintenue par l'accouplement transmis et généré dans le convertisseur de couple et/ou le mécanisme d'encliquetage. A cause de l'embrayage unidirectionnel dans le mécanisme d'encliquetage, le moyeu de l'embrayage glissant ne peut pas être tourné en arrière exceptant pendant une course mise à zéro du mécanisme d'encliquetage.

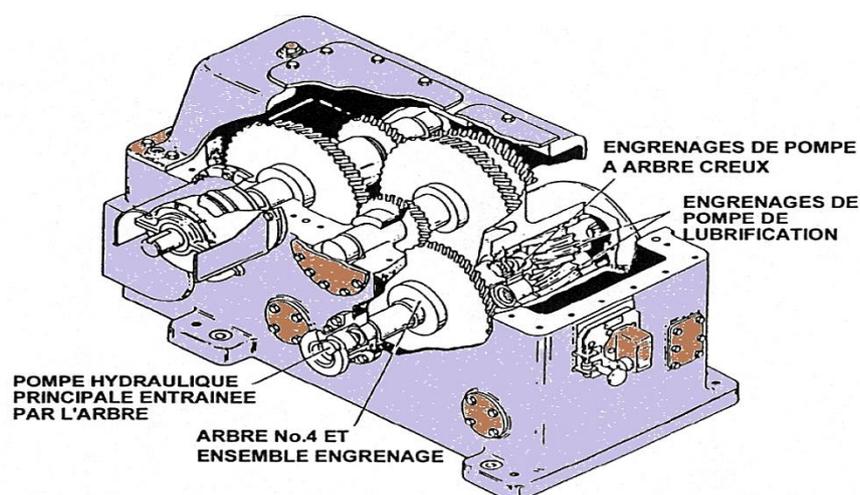
Le système est conçu pour maintenir l'embrayage dans la position active toutes les fois exceptant les fois où la turbine à gaz fonctionne.

Deux cylindres hydrauliques parallèles, orientés horizontalement sont actionnés par la valve électromagnétique de l'embrayage de démarrage (20CS-1) et faire déplacer l'embrayage glissant dans la connexion avec le moyeu de l'embrayage stationnaire. Lorsque la turbine à gaz atteint une vitesse prédéterminée, la valve électromagnétique (20CS-1) est désactivée et laisse l'huile hydraulique pour être drainée. [09]

II.6.5- Réducteur:

C'est un ensemble de roue dentée actionnée directement par le rotor de la turbine et il est utilisé pour entrainer les divers auxiliaires. Le réducteur auxiliaire qui est placé sur le socle des auxiliaires, comprend le train d'engrenages nécessaires à permettre une réduction de Vitesse pour mener les systèmes auxiliaires aux vitesses désirées, on trouve monte sur l'extérieur du corps le déclencheur de survitesse de la turbine haute pression qui peut mécaniquement déverser l'huile dans le circuit de déclenchement, ce qui provoque l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la vitesse du premier étage de la turbine excédé les limites prescrites dans les spécifications de contrôle. [09]

Les accessoires entraînent par le réducteur auxiliaire, comprennent la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principal (voir la figure.II-5).



Figure(II-5): schéma de réducteur auxiliaire.

Pendant le démarrage, le réducteur transmet le couple communiqué par le moteur de lancement à expansion vers la turbine à gaz.

II.6.6- Accouplement:

Les fonctions de base des accouplements élastiques du type à dentures utilisés sur cette turbine sont :

- de relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre
 - de compenser les trois types de des alignements (parallèles, angulaires et la combinaison des deux
 - de compenser tout mouvement axial des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

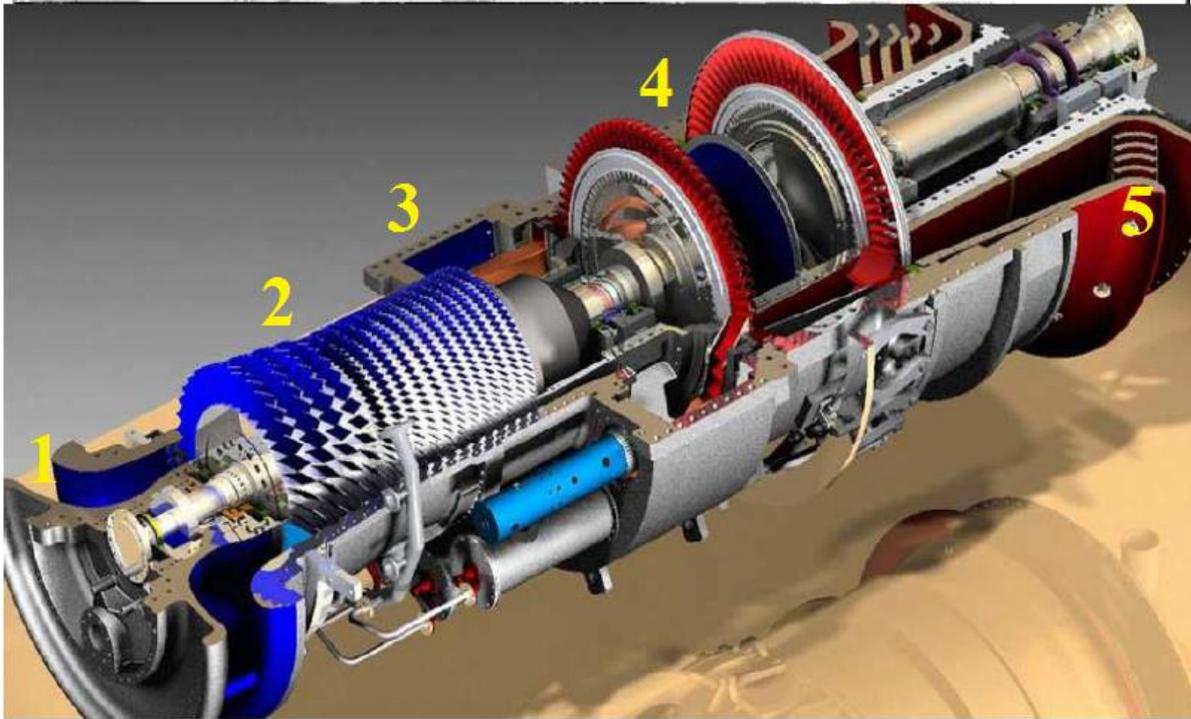
Les accouplements utilisés sur cette turbine sont destinés à accoupler le réducteur des auxiliaires à l'arbre de la turbine et l'arbre de la turbine à l'équipement de puissance. [09]

II.6.7- Vireur hydraulique:

C'est une motopompe pour aider le moteur de lancement pendant le moment de démarrage. Pour éviter le flèche de l'arbre turbine il fait tourner l'ensemble de 1 /8 de tour chaque 3min. Le vireur est utilisé pour le positionnement de la ligne d'arbre. [09]

II.7- Sections principales d'une turbine à gaz MS5002C:

Les différentes parties d'une turbine à gaz sont montrées dans (la figure II.6) : [09]



Figure(II-6): différentes sections d'une turbine à gaz MS5002C.

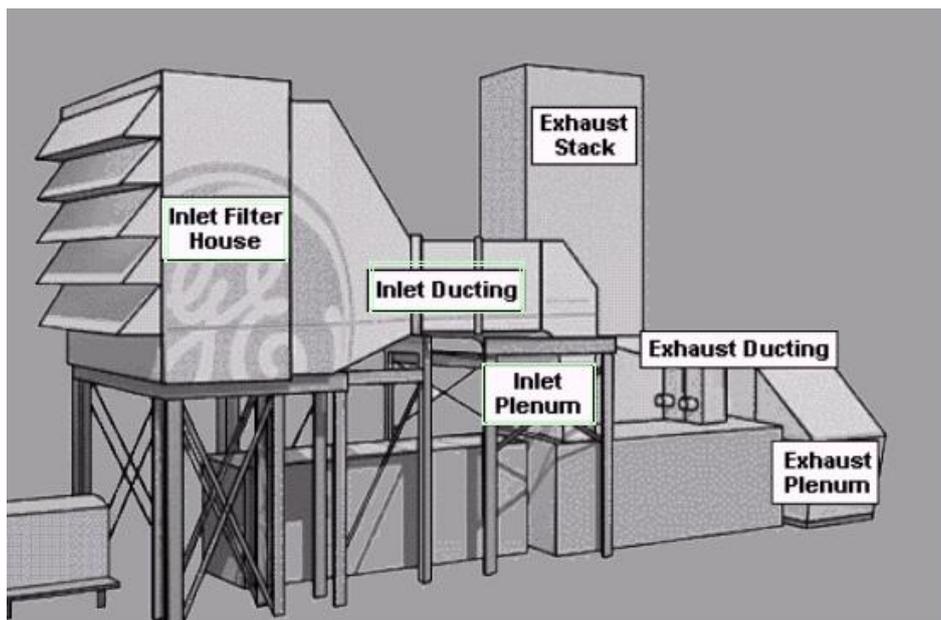
- | | |
|------------------------|--------------------------|
| 1) L'aspiration | 4) section turbine |
| 2) section compresseur | 5) section L'échappement |
| 3) section combustion | |

II.7.1- Section l'aspiration:

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration de particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performances dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial. Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine.

L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine. Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de direction de l'air dans le compresseur de la turbine.

Ce compartiment est muni de portes permettant un accès facile aux filtres pour les besoins de maintenance (voir la figure.II-7). [09]



Figure(II-7): Schéma de section L'aspiration.

II.7.2- Section compresseur:

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte seize (16) étages de compression, nombre d'autres variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

L'air pénètre le compresseur axial et s'écoule dans le sens de l'axe de l'arbre à travers des rangées d'ailettes fixes (stator) et rotatives (rotor) et ainsi comprimé par étapes successives. L'aubage du rotor fournit l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chacun des étages et l'aubage fixe du stator le dirige de sorte à ce qu'il pénètre dans le prochain étage du rotor sous un certain angle L'air comprime sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.

Le compresseur axial est composé des éléments suivants : [10]

II.7.2.1- Le rotor du compresseur:

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage (voir la figure.II-9). Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et son maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures. [10]

II.7.2.2- Le stator du compresseur:

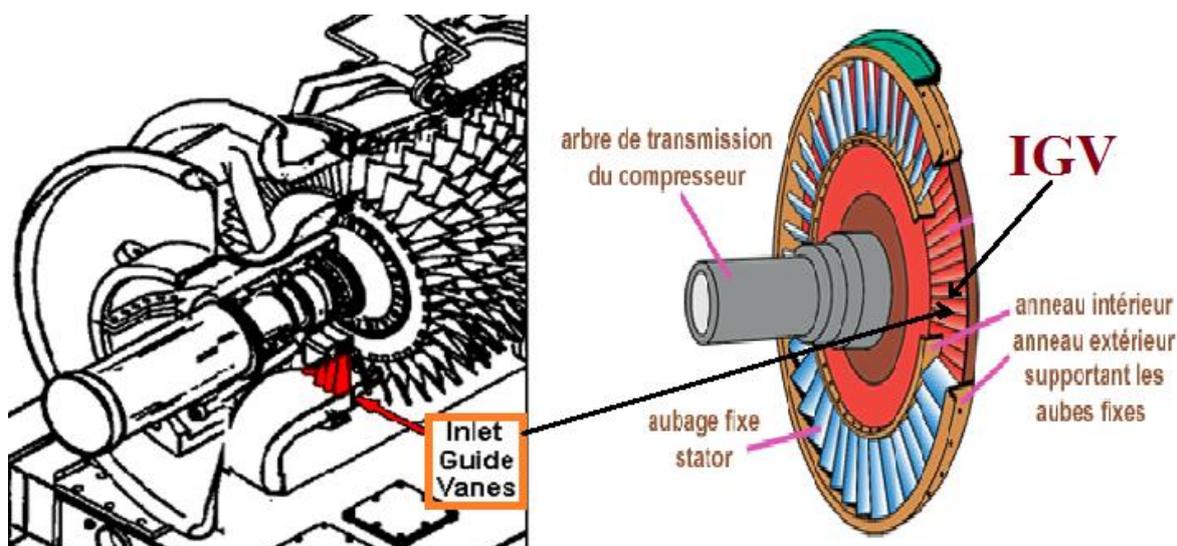
Dans la section compresseur la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments qui sont :

II.7.2.2.1- Corps coté aspiration du compresseur:

Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur Il abrite le palier No.1 (voir la figure.II-9) ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Inlet Guide Vanes) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables.

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine.

Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de purge, quant au système de soutirage du 10ème étage il est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir (voir la figure.II-8) pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine (à 95% de la vitesse du compresseur). [10]



Figure(II-8): Schéma de la command des IGV

II.7.2.2.2- Corps partie avant du compresseur:

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (voir la figure.II-9). Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.

Les aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission. [10]

II.7.2.2.3- Corps partie arrière du compresseur:

Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du 10^{ème} étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

II.7.2.2.4- Corps du compresseur coté refoulement:

Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze).

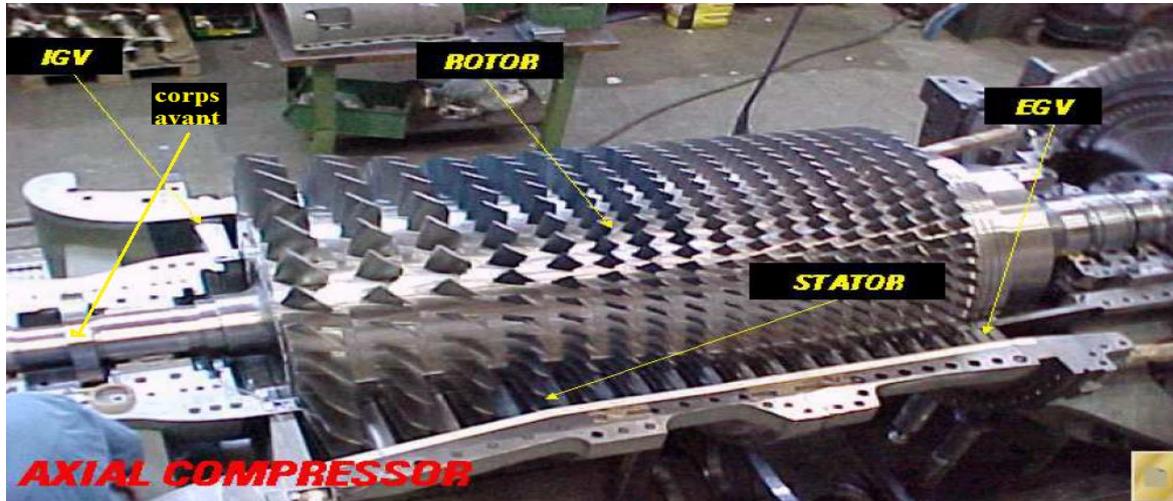
Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air. Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion. [09]

II.7.2.3- Le rôle du compresseur axial:

Il se résume essentiellement en (voir la figure.II-9) :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevés pour avoir une grande puissance utile.

- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques. [09]



Figure(II-9): Compresseur axial.

IGV: Inlet Guid Valve

EGV: End Guid Valve

II.7.3- Section combustion:

La section combustion comporte les éléments suivants :

- L'enveloppe de combustion.
- Les chambres de combustion.
- Ensembles de pièces de transition.
- Brûleurs, bougies et détecteurs de flamme.

II.7.3.1- Enveloppe de combustion:

L'enveloppe de combustion recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition (voir fig. II.9). Elle reçoit l'air à partir du compresseur axial et le transmet aux chambres de combustion. [09]

II.7.3.2- Chambres de combustion:

Les chambres de combustion sont au nombre de 12 elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion (voir la figure.II-10). Elles ont la

forme de cylindres individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu.

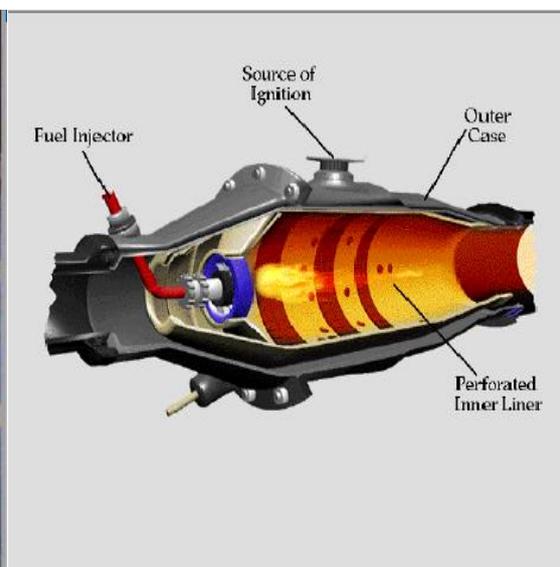
Le mélange combustible / air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort auto rétractible et sont installées au niveau de deux chambres (N°9 et 10) de combustion (voir la figure.II-11).

Les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables. [09]



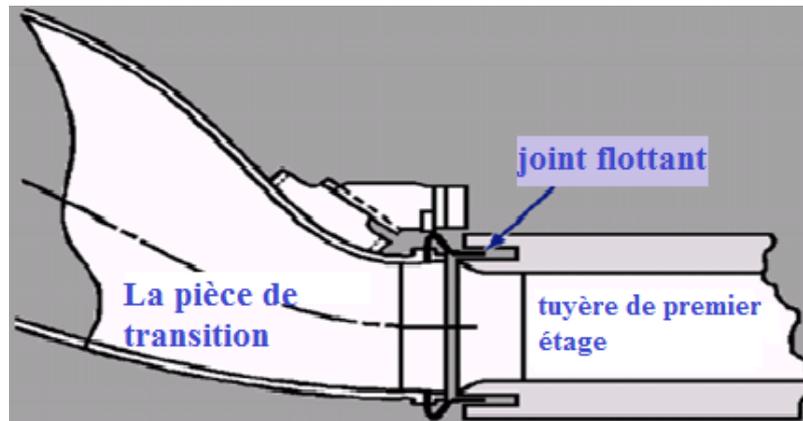
Figure(II-10): L'enveloppe de combustion.



Figure(II-11): chambre de combustion.

II.7.3.3- Pièces de transition:

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage (voir la figure.II-12) .Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition. [09]



Figure(II-12): Pièces de transition.

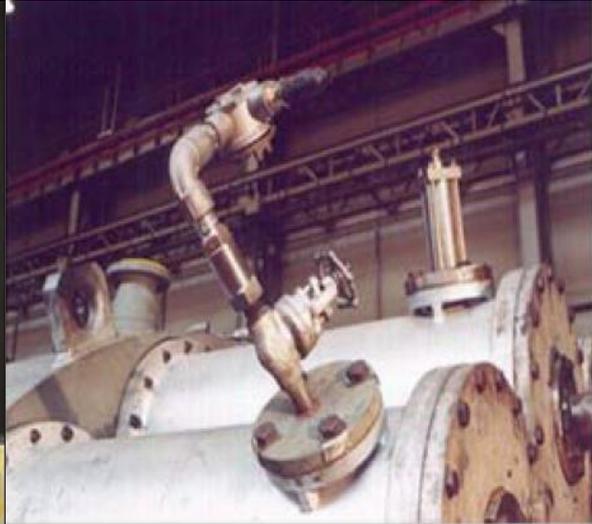
II.7.3.4- Brûleurs, bougies et détecteurs:

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de la chambre et pénétrant dans la chemise.

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles (voir la figure.II-13 et II-14). Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°7 et N°8) et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage. [09]



Figure(II-13): Bougie à flamme.

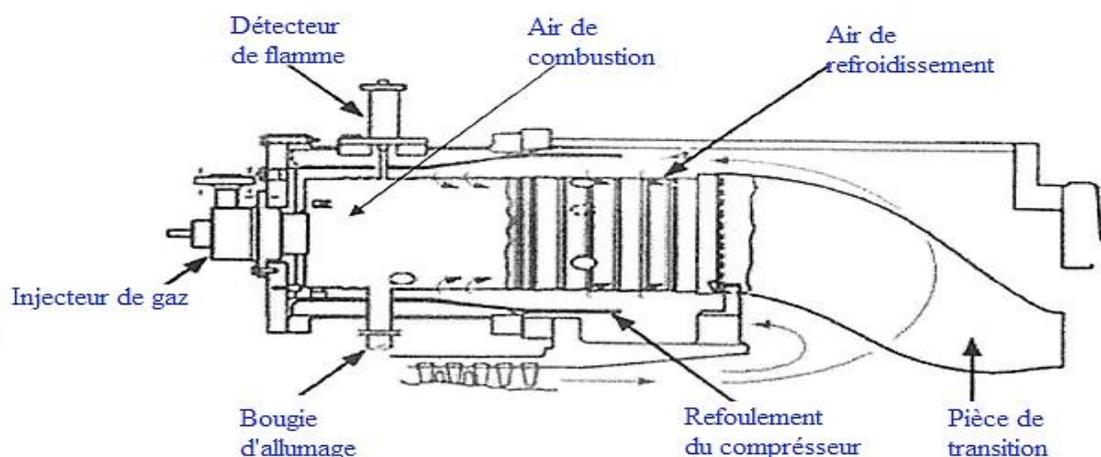


Figure(II-14): Détecteur à flamme.

II.7.3.5- Le rôle de la chambre de combustion:

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes des chambres de combustions sont étudiées pour remplir les conditions suivantes, (voir la figure.II-15) :

- La durée de vie la plus longue possible.
- Avoir un encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et la stabilité de la flamme.
- Assurer la combustion la plus complète possible.
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois ainsi que des fumées.
- Réduire les pertes de charges. [09]



Figure(II-15): Schéma de Chambre de combustion.

II.7.4- Section Turbine:

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- Corps de turbine.
- Tuyère 1ère étage.
- Roue de turbine 1ère étage (roue HP).
- Tuyère 2ème étage (aubage réglable ou directrice).
- Roue de turbine 2ème étage (roue BP). [09]

II.7.4.1- Corps de turbine:

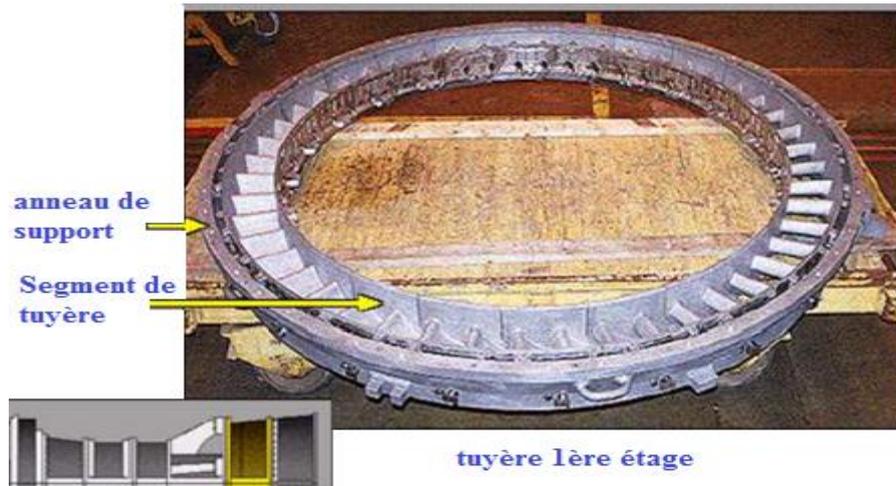
C'est l'élément structural principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement. [09]

II.7.4.2- tuyère 1ère étage:

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition (voir la figure.II-15) et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1ère étage (voir la figure.II-16). La tuyère comprend les segments d'aube directrice

montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation. [09]

Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.



Figure(II-16): tuyère 1ère étage.

II.7.4.3- tuyères 2ème étage:

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP (voir la figure.II-17). Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique. [09]



Figure(II-17): tuyères 2ème étage

II.7.4.4- Roues de turbine:

La turbine comprend 2 roues :

- La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 (voir la figure.II-18).
- La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4 (voir la figure.II-19).

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP. [09]



Figure(II-18): roue de turbine HP.



Figure(II-19): roue de turbine BP.

Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondus en deux dans le sens horizontal. [09]

II.7.5- section Echappement:

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadre d'échappement ainsi que le caisson d'échappement. [09]

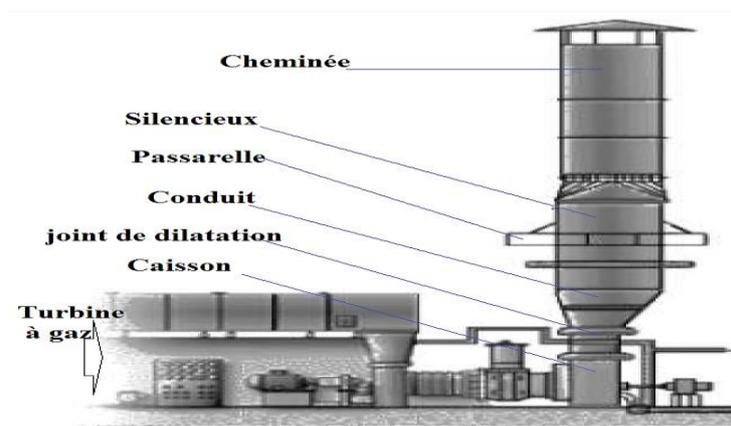
II.7.5.1- Plenum d'échappement:

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux et ensuite libérés dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine il loge le châssis d'échappement le diffuseur et les aubes de la turbine.

Il supporte aussi les paliers 3 et 4, la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz d'échappement prévenants de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bêche d'échappement. [09]

II.7.5.2- Caisson d'échappement:

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et le dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés (voir la figure.II-20). [09]



Figure(II-20): Principe éléments du système d'échappement.

II.7.6- Paliers:

La turbine à gaz possède 4 paliers portants principaux de type à patins oscillant qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée engendrées sur les surfaces rétorques de la turbine à gaz :

- Palier N°1 : se trouve dans le corps d'admission du compresseur axial (voir la figure.II-9).
- Palier N°2 : se trouve dans le corps de refoulement du compresseur axial (voir la figure.II18).
- Paliers N°3 et 4 : supportent le rotor de turbine BP. [09]

II.8- Les systèmes principaux de la turbine:

Il existe plusieurs systèmes qui assurent le bon fonctionnement de la turbine qui sont:

II.8.1- système d'huile de lubrification:

La turbine à gaz est lubrifiée par un système d'alimentation d'huile à circulation forcée, type boucle fermée, qui inclut un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs (réfrigérateurs d'huile), filtres, valves et des divers dispositifs qui assurent la commande et la protection du système. L'huile de lubrification du système est envoyée aux quatre paliers principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et l'équipement de charge entraîné- En plus, l'huile pour le système hydraulique d'alimentation, système de contrôle de l'huile et le système des équipements de démarrage sont enlevés de cette source.

Le système de lubrification est réalisé pour fournir une large quantité de lubrifiant, filtrée à la température et à la pression adéquate pour le fonctionnement de la turbine et son équipement auxiliaire. [09]

II.8.1.1- Description du fonctionnement:

Le système est un système forcé, type boucle fermée. L'huile de lubrification est tirée du réservoir d'huile par les pompes et à une pression forcée à travers les régénérateurs, les filtres d'huile et le collecteur de palier au celui-ci. La pression, réglée à 24,5 psi dans le cas de la pression de collecteur de palier, est déchargée des pompes. Les dispositifs de protection sont incorporés dans ces systèmes, où cela est nécessaire, pour protéger l'équipement contre une basse alimentation avec de lubrifiant, une basse pression du celui-ci et une température élevée

du lubrifiant. Les dispositifs de protection (MARK V) émis un avertissement ou ils peuvent arrêter l'unité dans le cas où une de ces conditions ont lieu. [09]

II.8.1.2- Réservoir de l'huile de lubrification et tuyauterie:

Le réservoir de l'huile de lubrification est réalisé comme une partie intégrale de la base auxiliaire- Installés dans le réservoir et montés sur son enveloppe sont les pompes de l'huile de lubrification, les régénérateurs (réfrigérateurs) et les différents dispositifs de contrôle et de protection. Il est prévu l'accès à l'intérieur du réservoir par un trou à homme qui a une enveloppe boulonnée. Une connexion pour remplir le réservoir d'huile est fournie sur l'enveloppe de trou d'homme.

L'assemblage par soudure de tuyaux en acier inoxydable sans soudure, forment la plus part de tuyauterie de l'huile de lubrification. Les garnitures préviennent la fuite aux brides boulonnées de cette tuyauterie. Lorsque cela est possible, la tuyauterie d'alimentation d'huile de lubrification est contenue à l'intérieur du réservoir d'huile ou des collecteurs de drainage.

Un tuyau connecté à une ouverture de la bride dans le canal de drainage près de l'extrémité arrière de la base, assure une désaération à l'atmosphère pour tout le système d'huile de lubrification. Tout le lubrifiant pompé par la pompe d'huile de lubrification principale ou auxiliaire au collecteur de palier circule par l'huile à l'environnement refroidissant de régénérateur pour enlever la chaleur excessive est puis par le filtre type cartouche assurant une filtration absolue de 25- microns. Le lubrifiant pompé évite le réfrigérateur à travers de la pompe d'urgence. [09]

II.8.1.3- Pompes d'huile de lubrification:

Trois pompes d'huile de lubrification sont utilisées dans le système d'huile de lubrification. la pompe principale qui est entraînée par un réducteur auxiliaire de vitesse, la pompe auxiliaire entraînée par un moteur vertical à C.A. la pompe d'urgence entraînée par un moteur vertical à C.C. La pompe auxiliaire et celle d'urgence sont montées sur l'enveloppe du réservoir d'huile. [09]

II.8.1.4- Pompe principal d'huile de lubrification (entraîne par le réducteur auxiliaire de vitesse):

La pompe principale d'huile de lubrification est une pompe volumétrique, placée à la base de réducteur auxiliaire de vitesse et entraînée par un arbre creux cannelé de l'engrenage de commande inférieur. La sortie de cette pompe au système d'huile de lubrification est réglée par une valve de réglage VPR-L. [09]

II.8.1.5- Pompe auxiliaire d'huile de lubrification (entraîne par le moteur de courant alternatif):

La pompe centrifuge auxiliaire d'huile assure la pression pendant le démarrage et l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la pompe principale ne peut pas fournir une pression suffisante pour un fonctionnement sûr.

La pompe d'huile de lubrification est commandée par le pressostat de basse pression d'huile de lubrification 63QA-1. Ce pressostat signale une alarme en plus des fonctions de démarrage. Les signaux de ce pressostat feront fonctionner la pompe d'huile de lubrification dans les conditions d'une basse pression (huile de lubrification comme dans le cas du démarrage ou arrêt de la turbine à gaz. Dans ce cas, la pompe principale, entraînée par le réducteur auxiliaire de vitesse, n'assure pas une pression suffisante. Pendant la séquence de démarrage de la turbine, la pompe démarre lorsque le signal de démarrage est reçu. Le circuit de commande est réalisé par les contacts normaux fermés du pressostat 63QA-1.

La pompe fonctionne jusqu'au moment où la vitesse de fonctionnement de la turbine est atteinte, bien que le collecteur d'huile de lubrification ait une pression nominale et les contacts du pressostat ont été ouverts. Si la vitesse de fonctionnement est atteinte et la pression adéquate d'huile de lubrification n'est pas établie dans le système» la pompe commence de fonctionner (par les contacts de relais de vérification de la séquence complète). [09]

II.8.1.6- Pompe d'urgence d'huile de lubrification (entraîne par moteur à C, C):

La pompe centrifuge d'urgence d'huile de lubrification fonctionne pour alimenter le collecteur principal de palier avec de l'huile de lubrification pendant un arrêt d'urgence.

Dans le cas où la pompe auxiliaire a été forcée de s'arrêter ou est incapable de maintenir une pression adéquate de l'huile de lubrification.

La pompe d'urgence est utilisée seulement pendant l'arrêt de la turbine, de moment où la dimension de la pompe et le moteur d'entraînement sont incapables de fournir une huile de lubrification adéquate pour le fonctionnement normal de la turbine.

La pompe est démarrée automatiquement par l'action de le pressostat 63QL dans le cas où la pression de l'huile de lubrification dans le collecteur principal de palier basse sous le réglage de l'interrupteur de pression. Si la pompe principale ou celle auxiliaire doit résumer le fonctionnement, la pompe d'urgence sera arrêtée (automatiquement) par un pressostat 63QN, lorsque la pression du collecteur de l'huile de lubrification dépasse le réglage du pressostat.

Dans le cas où la pompe auxiliaire serait en panne pendant la séquence d'arrêt, à cause d'une défaillance de C.A, ou toute autre cause, la pompe d'urgence d'huile de lubrification sera démarrée automatiquement par l'action du pressostat de basse pression de l'huile de pression 63QL et continue de fonctionner jusqu'au moment où la haute pression de l'arbre arrête.

La pompe d'urgence sera commandée par la temporisation de système de commande et fonctionnera pendant une période de refroidissement.

La pompe d'urgence peut être testée pour le démarrage, indépendamment des interrupteurs réglant la pression, liés à celle-ci, pendant que le système de l'huile de lubrification fonctionne normalement dans la pompe principale ou auxiliaire. [09]

II.8.2- Système de démarrage:

Avant d'allumer et de démarrer la turbine à gaz, elle doit être tournée ou rôtie par un équipement auxiliaire. Cela est réalisé par un moteur asynchrone fonctionnant par un convertisseur de couple pour assurer un couple de démarrage et la vitesse nécessaire pour le démarrage. Les composants du système de démarrage assurent aussi la vitesse basse de rotation de la turbine pour le refroidissement après l'arrêt.

Les composants du système de démarrage du moteur électrique incluent: le moteur d'induction, un convertisseur de couple ayant un mécanisme d'encliquetage, embrayage de démarrage et un système hydraulique d'encliquetage.

En plus, il y a plusieurs composants supplémentaires nécessaires pour les séquences et le fonctionnement de système de démarrage de la turbine. [09]

II.8.2.1- Description fonctionnelle:

Pendant la séquence de démarrage, la turbine à gaz est entraînée par le réducteur auxiliaire de vitesse par le moteur électrique de démarrage, le convertisseur de couple, l'engrangement de sortie et l'embrayage de démarrage. L'ensemble embrayage de démarrage et les cylindres d'accouplement sont montés sur l'ensemble réducteur auxiliaire de vitesse. Le réducteur auxiliaire de vitesse est connecté permanent à l'arbre du compresseur de turbine par un accouplement flexible.

Le convertisseur de couple transmet l'accouplement de sortie de moteur électrique au réducteur auxiliaire de vitesse de la turbine à gaz par un engrenage arrière. La pompe de charge, entraînée par l'arbre d'entrée de convertisseur de couple, fournit l'huile de lubrification de turbine au convertisseur de couple.

L'huile est fournie initialement à la pompe de charge de convertisseur de couple du collecteur d'huile de lubrification. Après que la pompe de charge crée la pression de fonctionnement de l'huile, il obtient son alimentation d'huile du réservoir d'huile de lubrification de la turbine par un filtre.

Un clapet de non-retour à ressort de charge dans la ligne de refoulement du collecteur d'huile de lubrification maintient une pression positive d'huile à la pompe de charge pendant le fonctionnement. L'huile est retournée au réservoir d'huile de lubrification de turbine par les écoulements. [09]

II.8.2.2- Ensemble convertisseur de couple:

Cet ensemble contient le convertisseur de couple, le mécanisme hydraulique d'encliquetage et une unité de l'engrenage de sortie. L'unité d'engrenage et l'embrayage à

l'intérieur du mécanisme d'encliquetage sont lubrifiés en utilisant de l'huile pressurisée de boude de convertisseur.

L'huile de drainage de l'ensemble retourne au réservoir d'huile par la gravité et la boucle de convertisseur draine pendant l'arrêt pour décharger le compresseur pour le démarrage du moteur.

Le convertisseur de couple est formé d'un rotor entraîné par la pompe qui fournit de l'huile par une turbine hydraulique connecte à l'arbre d'entrée de l'engrenage de sortie- La pompe de rotor nécessite un cheval vapeur nominal du moteur à une vitesse nominale, indépendamment de chargement de sortie. L'absorption de puissance du moteur de la pompe diffère en fonction du cube de la vitesse d'entrée.

Le mécanisme hydraulique d'encliquetage est un pignon crémaillère de l'actionneur rotatif connecté par une rampe à galet type embrayage unidirectionnel dans l'arbre d'entrée de l'engrenage de sortie. L'unité engrenage de sortie connecte le mécanisme d'encliquetage et la colée sortie de convertisseur de couple à l'embrayage de démarrage. [09]

II.8.3- Système de l'air de refroidissement et d'étanchée:

L'un des avantages des turbines à gaz est de ne pas avoir besoin d'eau de refroidissement pour maintenir les pièces principales à des niveaux de température tolérables pour les matières qui les constituent.

En effet, le refroidissement de ces pièces est assuré par une circulation énergétique d'air provenant du dixième étage et du refoulement du compresseur axial, très indiquée pour les zones les plus chaudes telles que les roues du rotor de la turbine, les jonctions des aubes de première et deuxième étage, le corps de la turbine et le cadre d'échappement de la turbine.

En plus de refroidissement, l'air provenant du compresseur axial forme également un barrage en amont et en aval de chaque paliers de la machine évitant ainsi les fuites de vapeur d'huile de graissage de ces mêmes paliers ou encore pire, les fuites vers les espaces internes de la machine (encrassement de l'ambages du compresseur axial ou carbonisation des surfaces des parties chaudes de la turbine).

Le dernier sous-système important est le système de limite de pompage du compresseur axial constitué par une vanne qui contourne une partie de l'air extrait du dixième étage. Ceci a lieu surtout pendant le démarrage et l'arrêt de manière à prévenir tout phénomène de pompage du compresseur. [09]

II.8.4- Système de sécurité d'une Turbine à Gaz:

La sécurité (la protection) de la turbine à gaz est assurée par des systèmes de protection primaires et secondaires. Certains de ces systèmes de protection et leur composants fonctionnent par l'intermédiaire du tableau de commande de la turbine.

D'autres systèmes de protection agissent directement sur les composantes de la turbine et par conséquent ils sont indépendants des tableaux de commandes. Le système de déclenchement hydraulique constitue l'interface de protection principale entre le tableau de commande de la turbine et les composants montés sur la turbine qui admettent à la coupe combustible en agissant sur les vannes de combustible.

Ces dispositifs qui provoquent la mise à l'arrêt de la turbine par l'intermédiaire de système hydraulique de déclenchement en déchargeant l'huile haute pression, ceci est obtenu à la moyenne d'une vanne de décharge électro-hydraulique. [09]

II.8.5- Système du gaz combustible:

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple.

Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après un filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt/détente (SRV) et la vanne de contrôle du combustible (GCV) (voir la figure.II-21). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers un distributeur annulaire. La vanne arrêt/détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine).A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal FSR qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle SPEEDTRONIC.

Le débit de combustible aux brûleurs sera proportionnel à la vitesse de la turbine (SRV).

Ce système de régulation permet un dosage rapide et fiable du combustible sous toutes conditions. Un autre avantage non négligeable est qu'avec la régulation programmée des pressions en amont de la vanne GCV en fonction de la vitesse au moyen de la SRV.

De charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes. [09]

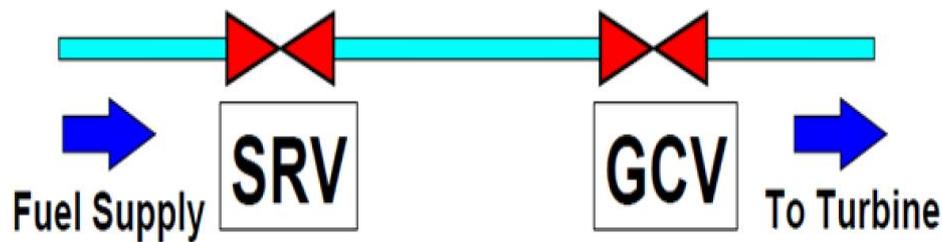


Figure (II-21): Système du gaz combustible.

- **SRV** (Speed ratio / stop valve) : Elle est disposée en amont de GCV, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante (P2) en rapport avec la vitesse HP, en amont de la GCV. Elle est commandée par une servo- valve électro-hydraulique.
- **GCV** : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse BP (c'est à dire de la charge).

II.8.6- Système de protection contre l'incendie:

Le système de protection incendie par injection de dioxyde de carbone (CO₂) est conçu pour éteindre les incendies en réduisant rapidement la teneur en oxygène de l'air dans un compartiment à moins de 15 % (en volume) par rapport à une concentration normale dans l'air ambiant située à environ 21 % ; cette concentration est insuffisante pour permettre le phénomène de combustion. La conception de ce système est conforme aux exigences contenues dans les recommandations de protection incendie et tient compte du risque d'autoallumage dû à un éventuel contact avec les pièces métalliques portées à haute température. Il maintient la concentration au niveau nécessaire à l'extinction pendant une période prolongée afin de minimiser le risque d'un nouveau feu.

Les principaux composants du système sont les suivants :

- Bouteilles de dioxyde de carbone, tubes et buses de décharge, électrovannes pilotes, détecteurs d'incendie et manostat.
- Le dioxyde de carbone est fourni par une série de bouteilles haute pression à un système de distribution qui l'amène par des conduites vers des buses de décharge disposées dans les différents compartiments de l'installation. On considère deux zones de risques distinctes : la zone 1 comprenant les compartiments des auxiliaires et turbine, la zone 2 comprenant le compartiment de puissance et le tunnel du palier n° 3.
- Les électrovannes pilotes qui ouvrent les bouteilles de CO₂ et commandent la décharge, sont situées sur des têtes de décharge au niveau du groupe des bouteilles. Elles sont automatiquement commandées par un signal électrique fourni par les détecteurs thermiques d'incendie qui sont disposés stratégiquement dans les différents compartiments de l'installation.

Le système peut également être commandé manuellement en cas de panne d'électricité ou lorsque l'on peut constater un début d'incendie, à l'aide d'une manette placée au sommet de chacune des bouteilles pilotes. La commande du système d'extinction, électrique ou manuelle, provoque le déclenchement de la turbine. Il faut s'assurer au préalable qu'il n'y a personne à l'intérieur de la zone. [09]

II.9- Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons fait une étude bien déterminée de la turbine à gaz MS5002C. En expliquant le principe de fonctionnement et aussi de définir les caractéristiques de différentes sections de la turbine. Ainsi que les différents systèmes auxiliaires nécessaires et des autres variables à l'admission comme par exemple les IGV, les vannes SRV et GCV...etc.

Chapitre-III : Thermodynamique des turbines à gaz

III.1- Introduction:

Les turbines à gaz ont été utilisées pour produire la puissance mécanique pendant plusieurs années dans l'aviation et les centrales industrielles. Le concept est semblable à celui d'un moteur à combustion qui converti l'énergie d'un carburant en énergie mécanique, mais la différence c'est que le cycle de turbine à gaz fonctionne sans interruption au lieu des cycles alternatifs.

Le but de ce chapitre est de étudier les cycles thermodynamique et performances de la turbine à gaz. [02]

III.2- Cycle thermodynamique des turbines à gaz :

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Brayton, à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel on prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter. [02]

III.2.1- Etude de cycle idéal de la turbine à gaz :

L'étude du cycle thermodynamique correspondant au schéma est particulièrement facile, cette étude présente un grand intérêt pratique, car la plupart des turbines à gaz sont réalisées à base du cycle de Brayton. La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Il est représenté dans un diagramme h-s comme indiqué dans la figure (III-1). Le cycle de Brayton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température minimale T_1 (température ambiante dans le cas du cycle ouvert)
- La température maximale T_3 du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine
- Le rapport de pression ou taux de compression $R_p = P_2/P_1$

On cherche à connaître les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont: T_1 , T_3 et $R_p = P_2/P_1$.

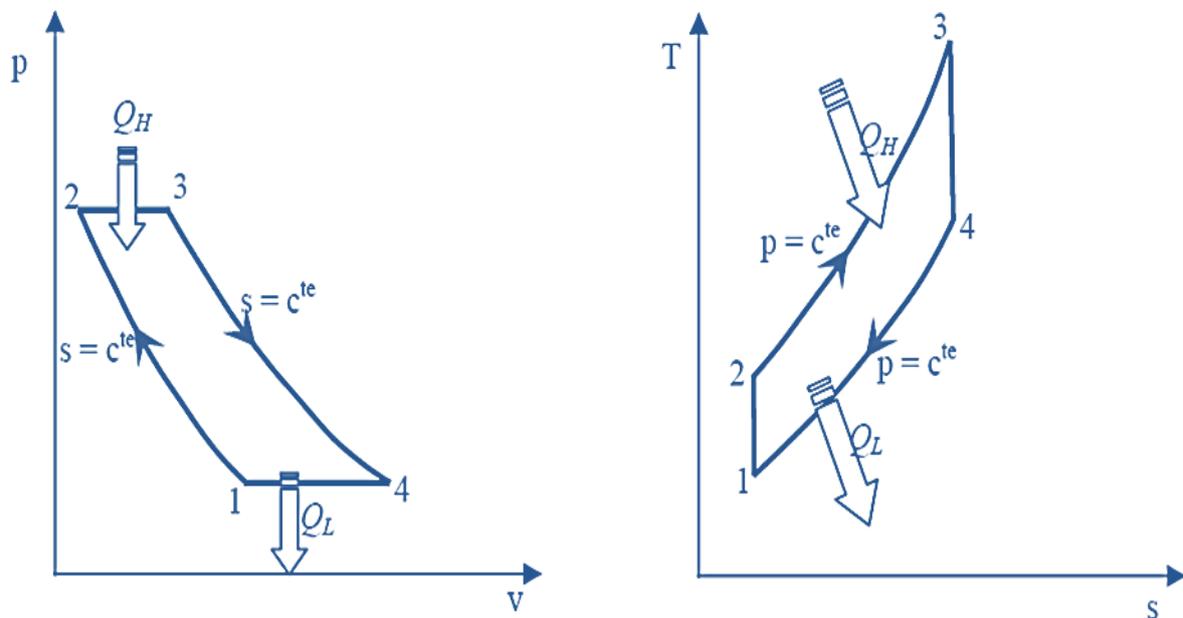
Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2-3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4-1) se produisent à pression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

D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit :

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

2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait.

Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur les figures (III-1) respectivement. [02]



Diagrammes p-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.

Figure(III-1): Cycle thermodynamique de turbine à gaz

- 1 à 2 : compression isentropique,(Compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare,(Chambre de combustion).
- 3 à 4 : détente isentropique,(Turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique,(Echappement).

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont le rendement polytropique est égal à l'unité. [02]

III.2.2- Etude des différentes séquences:

III.2.2.1- Etude de la compression:

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

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

Le travail de compression W_c , rapporté au kilogramme de fluide en évolution, a pour expression :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1) = C_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \dots\dots\dots(III.2)$$

Avec : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$, le rapport de compression.

III.2.2.2- Etude de la combustion:

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q = C_p (T_3 - T_2) = C_p T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \dots\dots\dots(III.3)$$

Avec : $r = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)$.

La température maximale du cycle est fixée par le constructeur. Elle varie entre 900°C et 1500°C.

III.2.2.3- Etude de la détente:

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation

Suivant:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots(III.4)$$

Le travail fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_T = Cp (T_3 - T_4) = Cp T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \dots\dots\dots(III.5)$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machine s'écrit :

-Le travail net récupéré au cours du cycle W_{net} est égal:

$$W_{net} = W_T - W_C = Cp (T_3 - T_4) - Cp (T_2 - T_1)$$

En mettant en évidence le rapport des températures T_3/T_1 qui caractérise le niveau technologique de la machine on obtient l'expression suivante:

$$W_{net} = Cp T_1 [T_3 / T_1 (1 - T_4 / T_3) - (T_2 / T_1 - 1)]$$

En exprimant les rapports de température T_4/T_3 et T_2/T_1 en fonction du rapport de compression on arrive à:

$$W_{net} = C_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \dots\dots\dots (III.6)$$

On définit le rendement thermique du cycle comme étant le rapport entre le travail net W_{net} et la quantité de chaleur Q dégagée par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{C_p((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{C_p(T_3 - T_2)} \dots\dots\dots (III.7)$$

$$\eta_{th} = \frac{((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{(T_3 - T_2)} = \frac{rT_1 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \dots\dots\dots (III.8)$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{th} = \frac{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \dots\dots\dots (III.9)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \dots\dots\dots (III.10)$$

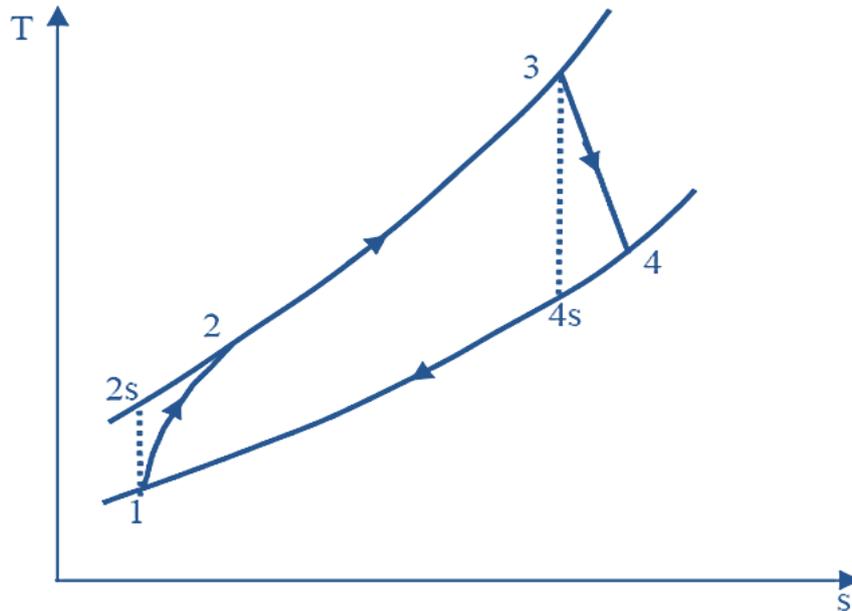
Nous remarquons que le rendement thermique du cycle idéal dépend essentiellement du rapport de compression τ . [02]

III.3- Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz :

III.3.1- Cycle réel :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur

pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (h,s) de la figure (III-2). [02]



Figure(III-2): Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression

La compression polytropique (1-2) obéit à la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots(III.11)$$

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{Cp} :

$$\eta_{Cp} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \times \frac{k - 1}{k} \dots\dots\dots(III.12)$$

on peut écrit directement la relation suivante:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{Cp}}} \dots\dots\dots(III.13)$$

Le travail réel de compression W_c rapporté au kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = C_p \times T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{Cp}}} - 1 \right] \dots\dots (III.14)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = C_p (T_3 - T_2)$$

En utilisant la relation polytropique $T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{Cp}}}$ on obtient :

$$Q = C_p \left(T_3 - T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{Cp}}} \right) \dots\dots\dots (III.15)$$

La détente polytropique (3-4) obéit à la relation :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots (III.16)$$

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

$$\begin{cases} k = C_p / C_v \\ C_p - C_v = R \end{cases} \dots\dots\dots (III.17)$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur, cette évolution serait

Isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots (III.18)$$

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{cp} :

$$\eta_{cp} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \times \frac{k-1}{k} \dots\dots\dots(III.19)$$

On écrit donc :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \eta_{cp}} \dots\dots\dots(III.20)$$

Le travail de la détente réelle dans la turbine WT est égal :

$$WT = Cp (T_3 - T_4)$$

Il vient :

$$W_T = Cp_g \times T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \eta_{Tp}}} \right) \dots\dots\dots(III.21)$$

Le travail net récupéré au cours du cycle W_{net} est égal :

$$W_{net} = WT - WC$$

$$W_{net} = Cp \left(\tau^m - 1 \right) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_C} \right) \dots\dots\dots(III.22)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = Cp (T_3 - T_2)$$

Nous trouvons donc :

$$Q = Cp \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right) \right) \dots\dots\dots (III.23)$$

Nous définissons le rendement thermique η_{th} du cycle comme étant le rapport du travail net (W_{net}) sur la quantité de chaleur Q fournie par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{Cp(\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_c} \right)}{Cp \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right) \right)} \dots\dots\dots (III.24)$$

$$\eta_{th} = \frac{\frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_T - \frac{\tau^m}{\eta_c} \right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right)} = \frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \frac{\left(r \eta_T - \frac{\tau^m}{\eta_c} \right)}{\left(r - 1 - \frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right)} \dots\dots\dots (III.25)$$

$$\eta_{th} = \frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \frac{\left(r \eta_T \eta_c - \tau^m \right)}{\left((r - 1) \eta_c - \tau^m + 1 \right)} \dots\dots\dots (III.26)$$

On remarque que le rendement du cycle réel est fonction non seulement du rapport de compression τ mais aussi des rendements isentropiques η_T et η_C de la turbine et du compresseur, ces dernières variables font intervenir une troisième dont le rendement η_{th} en dépend également : le rapport $r = \frac{T_3}{T_1}$ (rapport des températures d'entrée compresseur et de

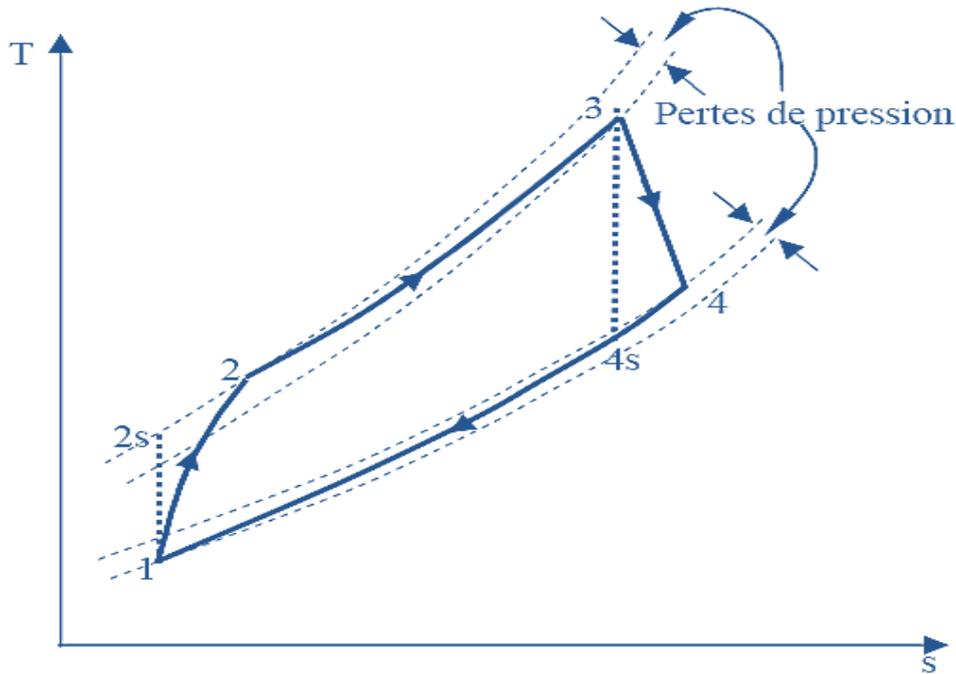
sortie turbine), car on remarque que pour $\eta_T = \eta_C = 1$, le rendement thermique devient égal

à : $\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^\gamma}$ (Le rendement η_{th} ne dépend que de τ).[02]

III.4- Pertes de charge en cours de combustion :

Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure (III-3), les pressions durant les

processus (2–3) et (4-1) ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent, les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique. [02]



Figure(III-3) : Diagramme T-S pour un cycle réel avec pertes de pression.

III.5- Influence d'agents externes sur la performance de la turbine :

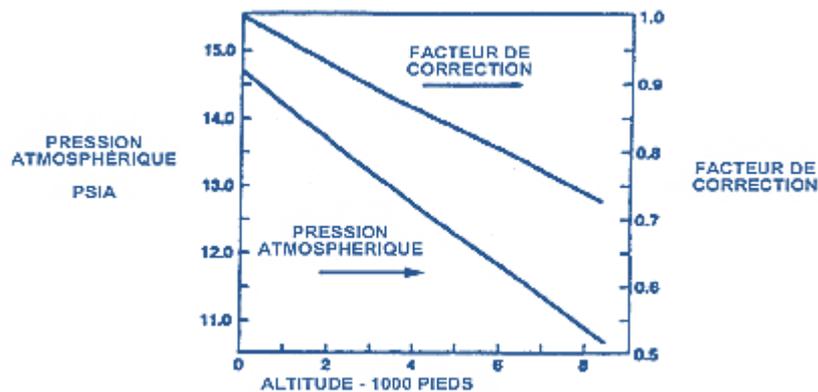
Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air aspiré par le compresseur. [02]

III.5.1- Effet de la température ambiante :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit. [02]

III.5.2- Effet de la pression atmosphérique :

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, etc...) ne sont pas influencés. La figure (III-4) montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation. [02]



Figure(III-4): Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG.

III.6- Conclusion:

Cette étude nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la turbine à gaz idéal et réel. On a trouvé qu'il y a plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances qui peuvent être divisés en deux catégories, Les facteurs liés à la conception de la machine tels que la température maximale du cycle et le rapport de compression et les autres que sont les conditions ambiantes qui liées avec la zone d'implantation de la turbine à gaz.

Chapitre – IV: simulation numérique et résultats.

IV.1- Introduction :

Dans cette section on propose la description et la simulation par le code FLUENT, essentiellement la procédure qu'il propose pour résoudre les problèmes tels que le nôtre. La construction des géométrie avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le préprocesseur GAMBIT.

IV.2- Géométrie de la chambre de la turbine à gaz MS5002C :

La MS5002C est utilisée à la Sonatrach de Hassi Messaoud comme une centrale de production de l'électricité, sa puissance est de 28.34 MW. Elle est dotée d'une chambre de combustion tubulaire portant 12 tubes à flamme, sa consommation arrive jusqu'à 260000 (m³ /jour) en gaz naturel.

Le tube à flamme de la MS2005C est d'une forme cylindrique (voir la figure.IV-1), une longueur de 1115 mm et un diamètre de 275 mm. Il contient un seul injecteur de types P17 avec un diamètre de 60.16 mm, tandis que le trou d'injection est de l'ordre de 25 mm. La pression est égale à 18 bars. [11]

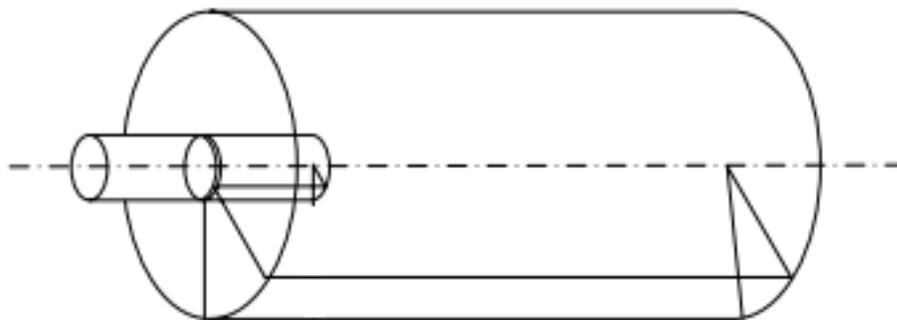


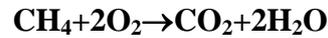
Figure (IV-1) : Géométrie simple d'une chambre de combustion.

IV. 3- Description du problème :

La chambre de combustion cylindrique considérée dans ce tutoriel est illustrée à (la figure.IV-2). La flamme est considérée comme une flamme de diffusion turbulente. Une petite buse au centre de la chambre de combustion du méthane introduit à 80 (m/s), et une température d'environ 300 (K°). L'air ambiant entre dans la chambre de combustion de

manière coaxiale à 2.1 m/s et une température 300 k, et il existe une très petite paroi séparant l'entrée d'air et l'entrée du méthane.

L'équation chimique de combustion *méthane-air* est la suivante :



Une configuration bidimensionnelle axisymétrique est choisie pour simplifier le calcul.

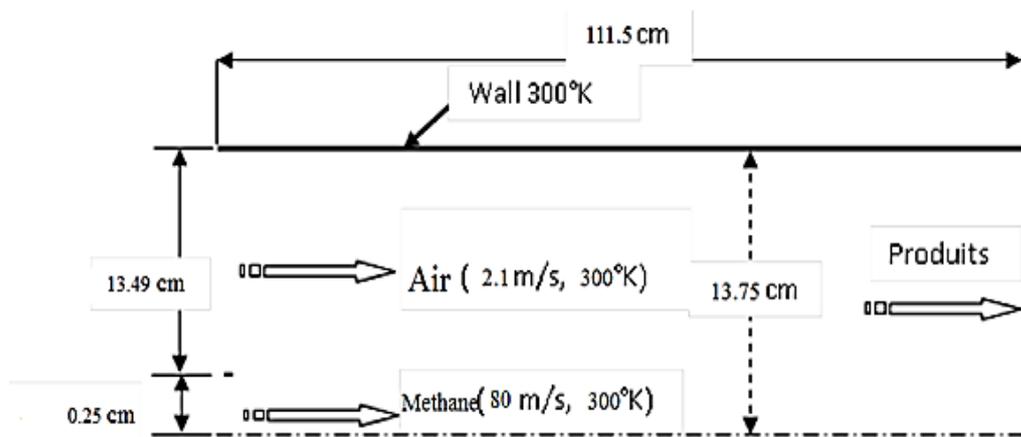


Figure (IV-2) : domaine d'étude.

IV.4-Procédure de résolution par FLUENT :

IV.4 .1- Le préprocesseur 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.

IV.4.1.1- Créer la Géométrie dans GAMBIT :

Étape 1 - construction de la géométrie :

- **Choix du solveur :**

Préciser que le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6:

Menu > Solver > FLUENT 5 / 6

- **Création des points :**

Geometry Command Button  > **Vertex Command Button**  > **Create Vertex** 

Créer le premier point (0,0,0)

Suite à **x;**, entrez la valeur 0. Suite à **y;**, entrez la valeur 0. Suite à **z;**, entrez la valeur 0 (ces valeur doivent être par défaut). Cliquez sur **Apply**. Cela crée le point (0,0,0) qui est affiché dans la fenêtre graphique.

Répétez ce processus pour créer les points restants ,(voir la figure.IV-3).

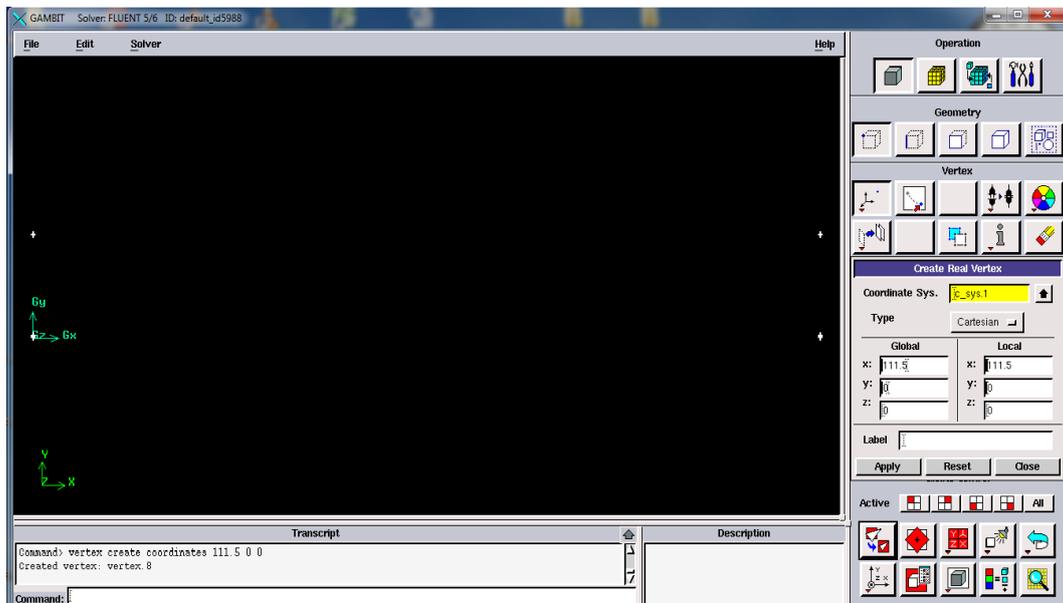


Figure (IV-3) : Création des points.

Création des lignes :

Geometry Command Button  > **Edge Command Button**  > **Create Edge** 

Sélectionnez deux points en maintenant enfoncée la touche **Shift** et en cliquant sur les points. Comme chaque point est choisi, il apparaîtra en rouge dans la *fenêtre graphique*. Ensuite, relâchez la touche **Shift** et cliquez sur **Apply** dans la partie *Créer Straight Edge* fenêtre pour créer cette ligne.

Répétez ce processus pour créer les lignes restantes, (voir la figure.IV-4).

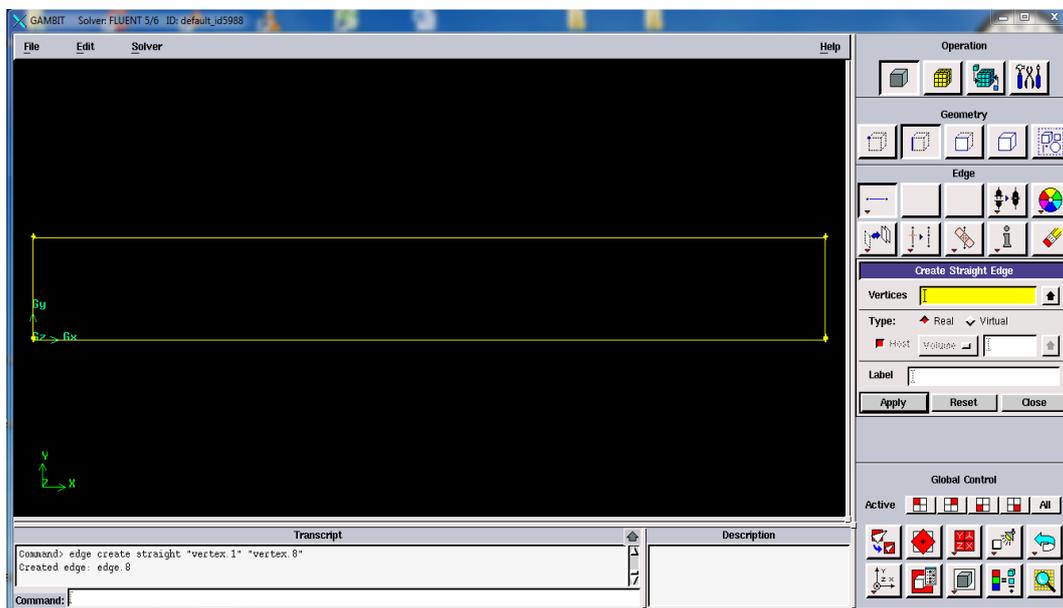


Figure (IV-4) : Création des lignes.

➤ Création les faces :

Geometry Command Button  > **Face Command Button**  > **Form Face** 

Pour former une face de l'absorbeur, nous avons besoin pour sélectionner les lignes qui entourent ce domaine. Cela peut se faire en maintenant la touche **Shift**, en cliquant sur chaque ligne (notez que la ligne actuellement sélectionnée apparaît en rouge), puis relâcher la touche **Shift** après tous les lignes ont été sélectionnées et cliquez sur **Apply**, (voir la figure.IV-5).

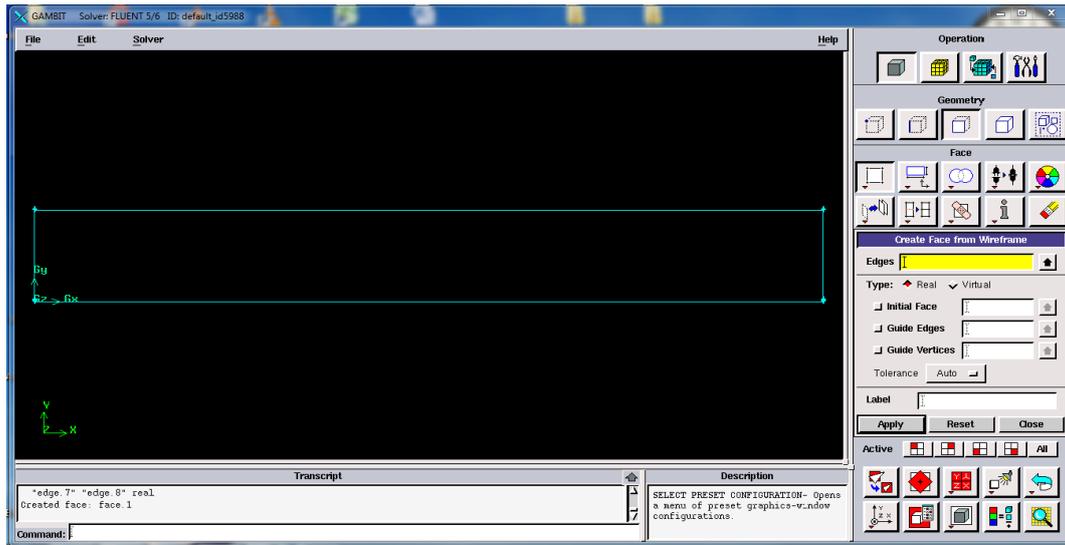


Figure (IV-5) : Création des faces.

Étape 2 - Maillage géométrie dans GAMBIT :

➤ **Maillage des parois :**

- **Mesh Command Button**  > **Edge Command Button**  > **Mesh Edges** 

Sélectionnez les lignes verticales, sélectionnez **Interval count** dans la liste découlant qui dit **Interval Size** du maillage des bords de fenêtres, entre les nombres des noeuds pour l'intervalle compter et cliquez sur **Apply**.

Répétez le même processus pour les lignes horizontales, (voir la figure.IV-6).

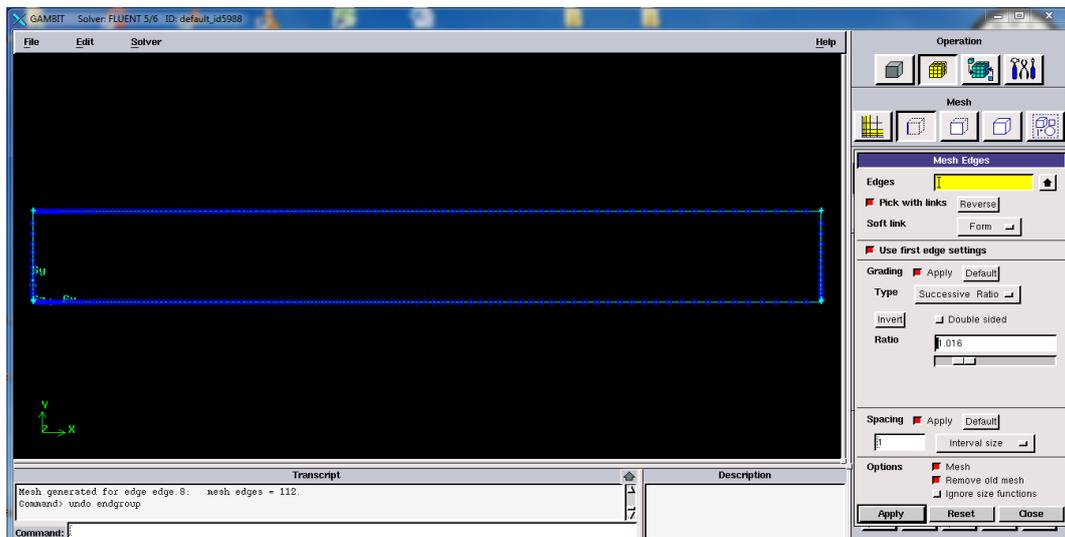


Figure (IV-6) : Maillage des parois.

➤ **Maillage des surfaces :**

Mesh Command Button  > **Face Command Button**  > **Mesh Faces** 

Sélectionnez la surface et cliquez sur **Apply**, (voir la figure.IV-7).

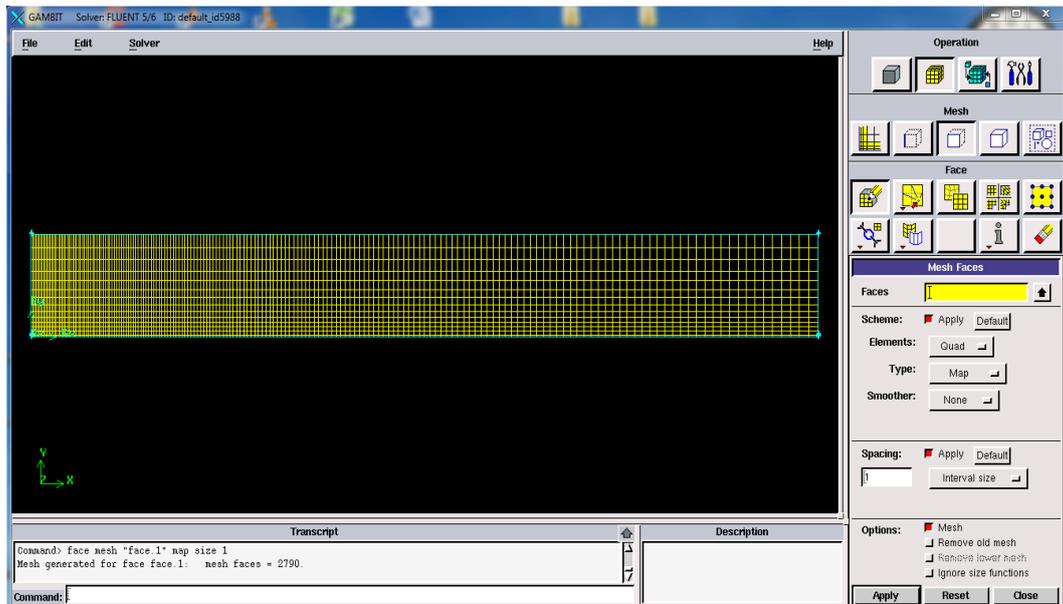


Figure (IV-7) : Maillage des surfaces

Étape 3 - les conditions aux limites dans GAMBIT :

Zones Command Button  > **Specify Boundary Types Command Button** 

Sélectionnez la ligne gauche (entré de méthane).

Ecrire à côté de **Nom:**, fuel

Pour le **type**: sélectionnez **VELOCITY-INLET** en suit Cliquez sur **Apply**.

Répétez le même processus pour les autres lignes ,(voir la figure.IV-8).

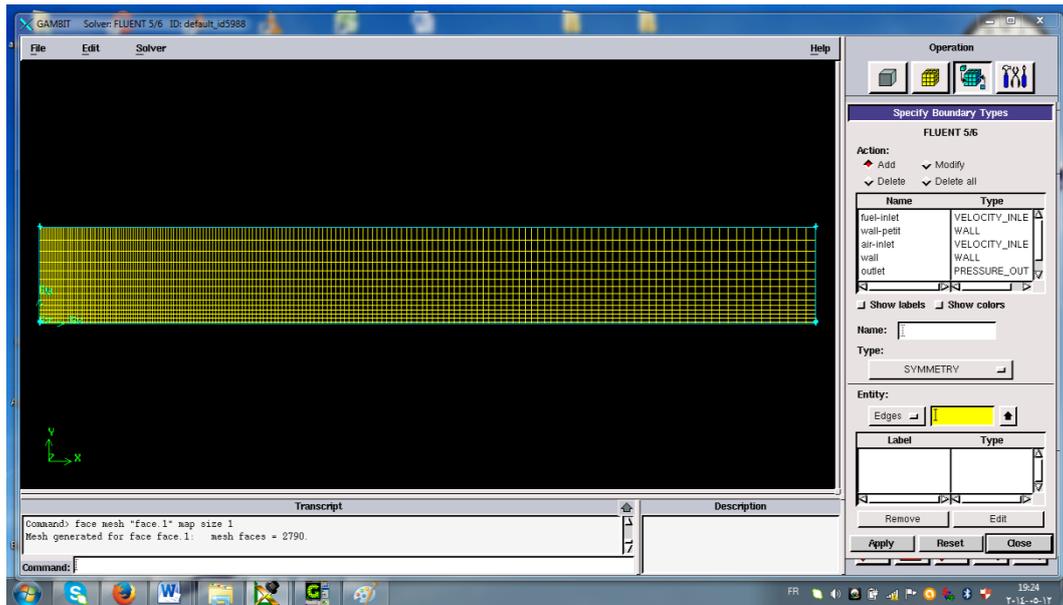


Figure (IV-8) : les conditions aux limites

L'ensemble des conditions aux limites est représenté sur ,(la figure.IV-9)

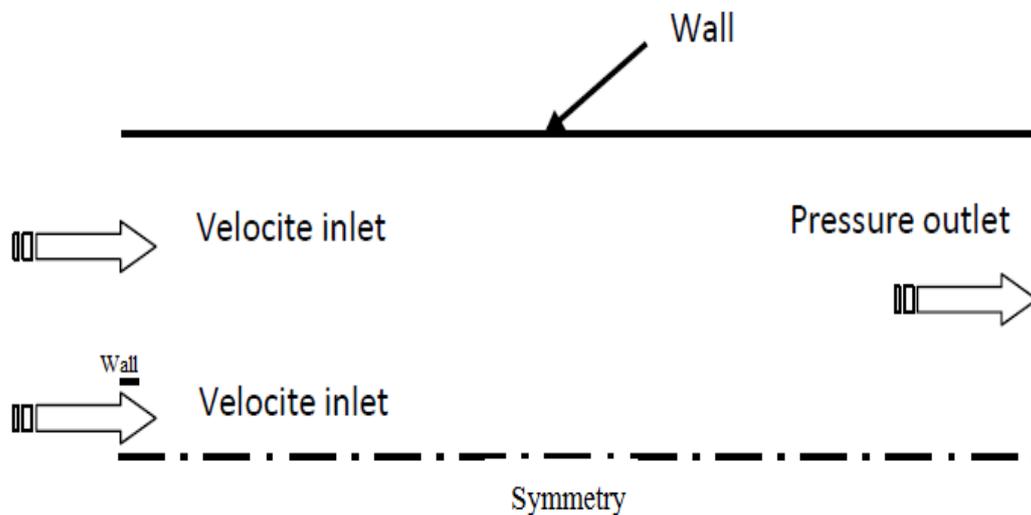


Figure (IV-9) : L'ensemble des conditions aux limites.

Étape 4 - Enregistrement :

Finalement on faire Enregistrement du travail est nécessaire par :

Main menu > File > Save, cela créer le fichier **projet.db**s dans votre répertoire.

Main menu > File > Export > Mesh... projet.msh ,(voir la figure.IV-10).

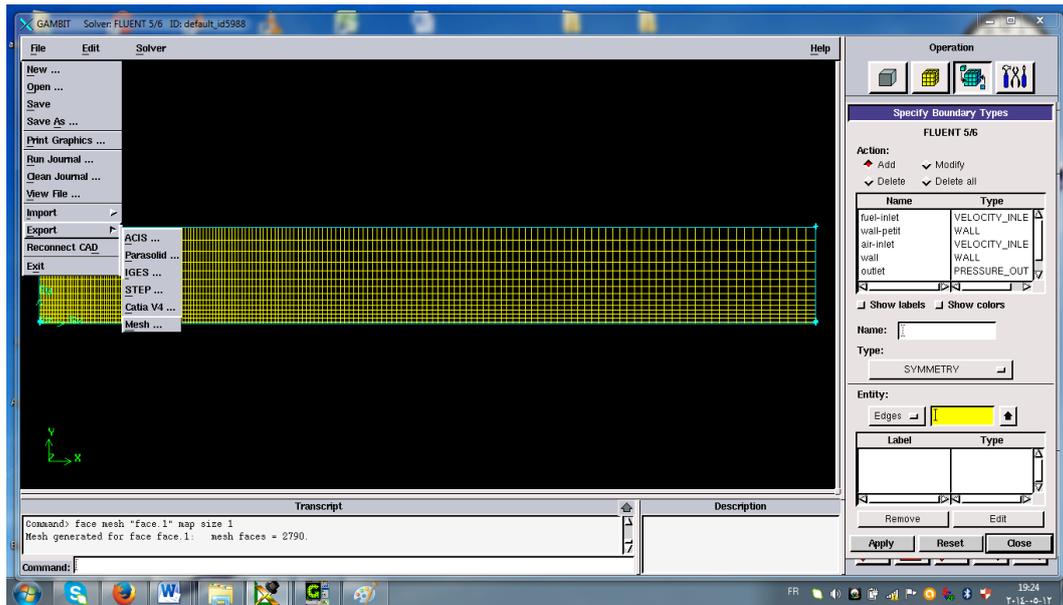


Figure (IV-10) : Exporter le maillage.

On peut ensuite fermer Gambit et lancer Fluent.

IV.4 .2- Lancement du FLUENT :

IV.4 .2 .1- Le code FLUENT :

Fluent est 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 machine 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 de calcul.

- 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.

Star > Programs > Fluent 6.3 > FLUENT : Sélectionnez **2ddp** dans la liste des options, puis cliquez sur Run.

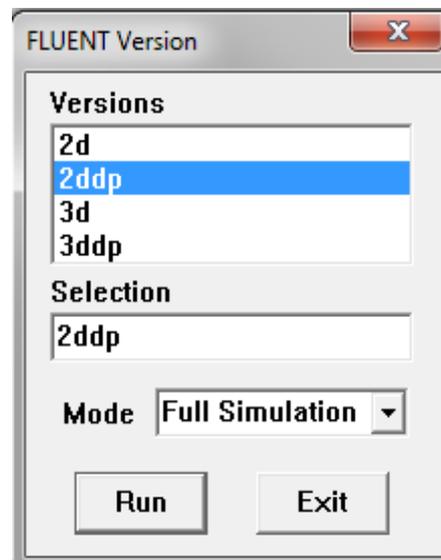


Figure (IV-11) : Démarrage la version 2ddp de FLUENT.

Étape 5 – Grille :

1. Lire le fichier de la grille *projet.msh*

File > Read > Case...

Accédez au répertoire de travail et sélectionnez le fichier *projet.msh*, cliquez sur OK.

2. Vérifier caution du maillage :

Tout d'abord, nous vérifions la grille afin de s'assurer qu'il n'y a pas d'erreurs.

Grid > Check ...

toutes erreurs dans la grille seront communiquées à ce moment.

3. L'échelle de la grille.

Puisque la grille est faite en centimètre nous sommes obligés de faire une conversion en mètre (unités réelles).

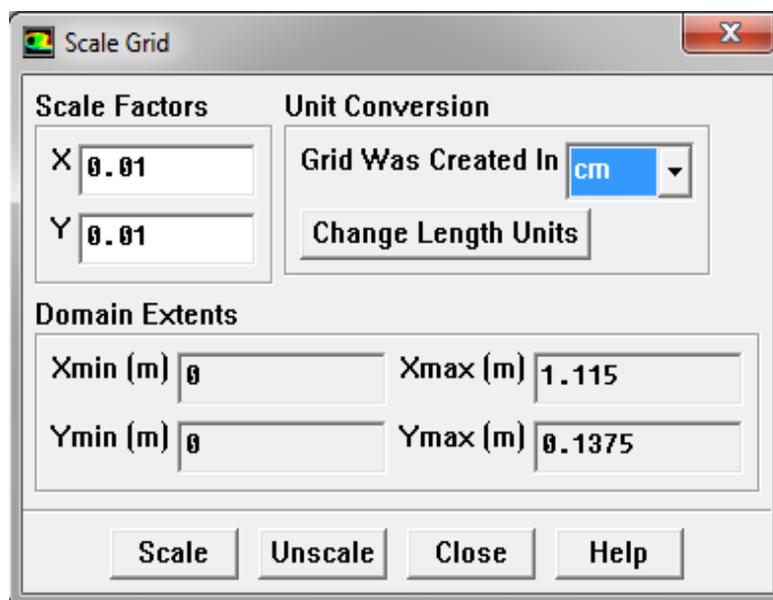
Grid > Scale...

Figure (IV-12) : échelle de la grille.

(a) Sélectionner cm dans la liste déroulante **Grid Was Created In** dans la zone de groupe **Unit Conversion**.

(b) Cliquez **Scale**.

(c) Assurez-vous que **Xmax** et **Ymax** sont 1.115 (m) et 0,1375 (m), respectivement.

✓ La valeur par défaut unités SI seront utilisés dans ce tutoriel, il n'est donc pas nécessaire de modifier les unités dans ce problème.

(d) Fermez le panneau **Scale Grid**.

4. Afficher la grille avec les paramètres par défaut : Le maillage est affiché par défaut, mais les étapes pour parvenir quand la grille n'est pas affichée sont les suivantes

Display > Grid...

Assurez-vous que tous les éléments sous la surface est sélectionné, puis cliquez sur **Display**.

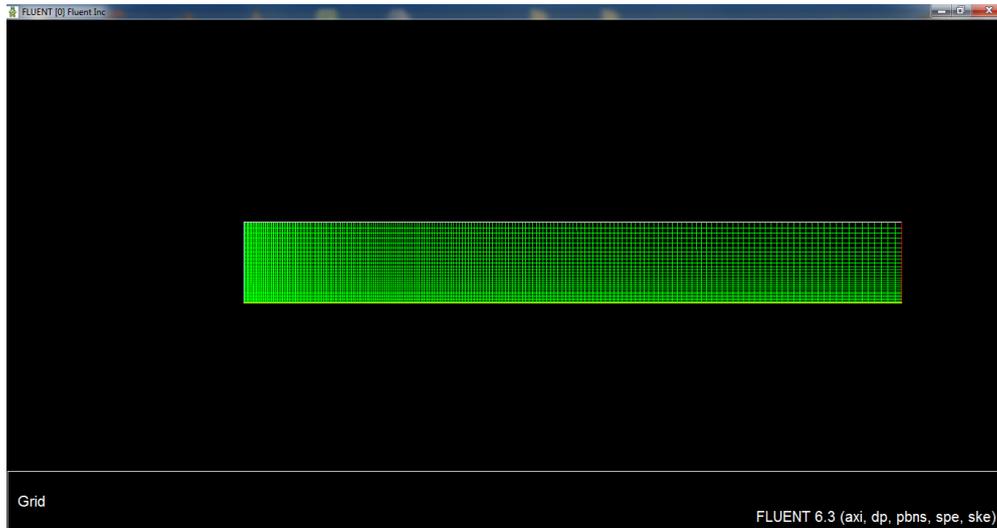


Figure (IV-13) : Affichage du maillage.

Étape 6 - Modèles :

1. Définir le domaine comme axisymétrique, et conserver (solveur) par défaut.

Define >Models >Solver...

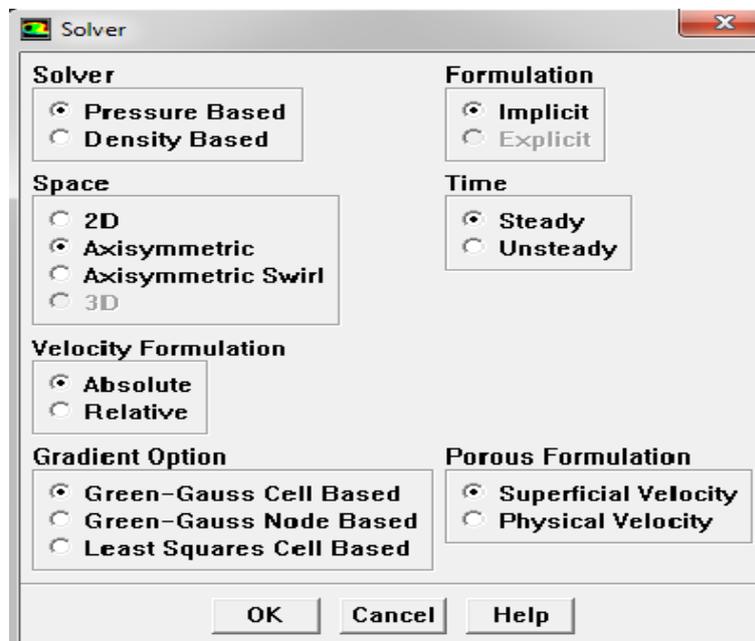


Figure (IV-14) : Définition du modèle.

- (a) Sélectionner **Axisymmetric** dans la liste **Space**.
 - (b) Conservez les paramètres par défaut pour les paramètres du solveur basé pression restants.
 - (c) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau de **Solver**.
2. Activer le transfert thermique en activant l'équation de l'énergie.

Define >Models >Energy...

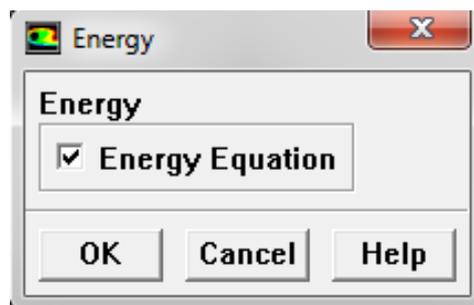


Figure (IV-15) : Définie équation d'énergie.

3. Activer le modèle **K- ϵ** turbulence.

Define >Models >Viscous...

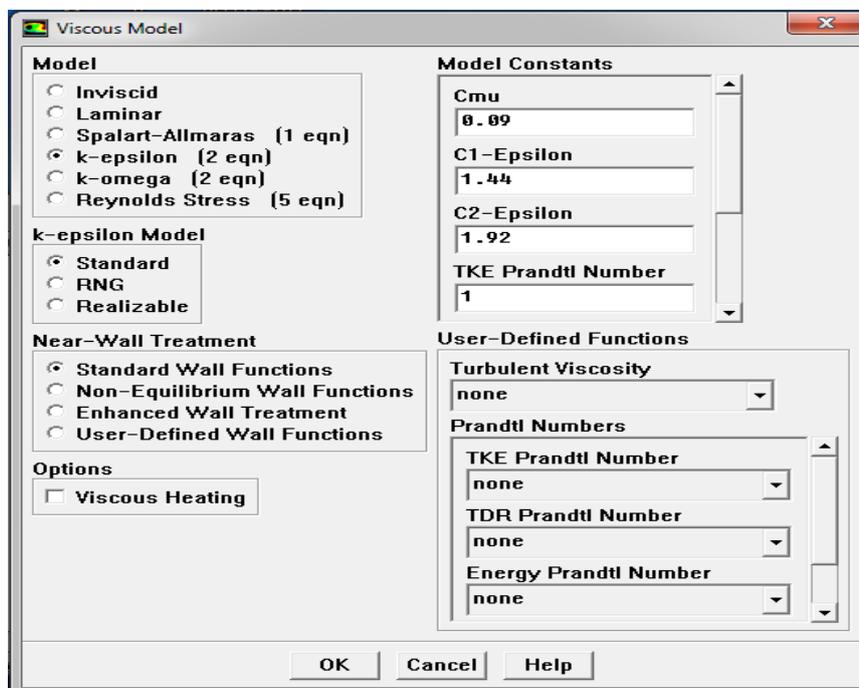


Figure (IV-16) : Définition le modèle **K- ϵ** turbulence.

- (a) Sélectionner **k-epsilon** dans la liste **Model**.
- ✓ Le panneau de **Viscous Model** augmentera de fournir d'autres options pour le modèle **k-epsilon**.
- (b) Conservez les paramètres par défaut pour le modèle **k-epsilon**.
- (c) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau de **Viscous Model**.
4. choix du modèle de combustion et type de réaction chimiques .

Define >Models >Species >Transport & Reaction...

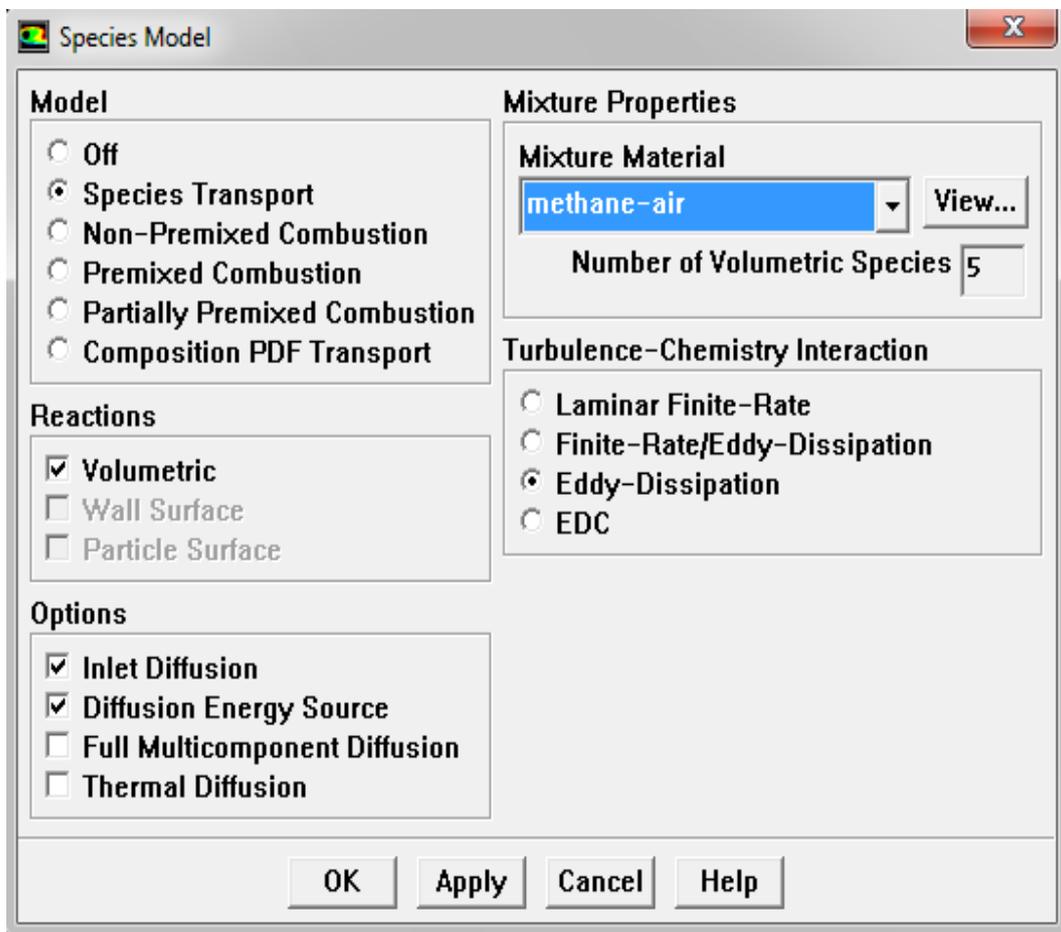


Figure (IV-17) : choix du modèle de combustion et type de réaction chimiques

- a) Sélectionnez **Species Transport** dans la liste **Model**.
- ✓ Le panneau de **Species Model** augmentera de fournir d'autres options pour le modèle **Species Transport**.
- (b) Activer **Volumetric** dans la zone de groupe **Reactions** .
- (c) Sélectionnez **methane-air** de la liste déroulante **Mixture Material** .

Faites défiler la liste pour trouver *methane-air*.

✓ *Remarque:* Le **Mixture Material** liste de matériel contient l'ensemble des mélanges chimiques qui existent dans la base de données. **FLUENT** Vous pouvez sélectionner l'un des mélanges prédéfinis pour accéder à une description complète du système à réaction. Les espèces chimiques dans le système et de leurs propriétés physiques et thermodynamiques sont définis par votre choix de la matière de mélange. Vous pouvez modifier la sélection des matériaux de mélange ou de modifier les propriétés des matériaux de mélange à l'aide du panneau de **Materials** (voir *Étape 7: Matériaux*).

(d) Sélectionnez **Eddy-Dissipation** dans la liste **Turbulence-Chemistry Interaction**.

✓ Le modèle *eddy-dissipation* calcule la vitesse de la réaction sous l'hypothèse que la cinétique chimique est rapide par rapport à la vitesse à laquelle les réactifs sont mélangés par des fluctuations turbulentes (tourbillons).

(e) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau de **Species Model**.

✓ Une boîte de dialogue d'information s'ouvre, vous invitant à confirmer les valeurs de propriété avant de poursuivre. Cliquez sur **OK** pour continuer.

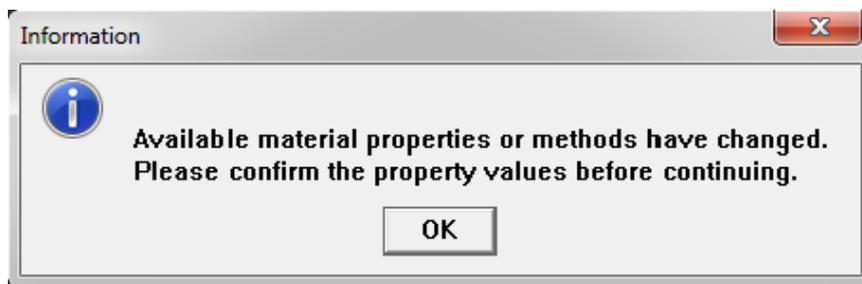


Figure (IV-18) : boîte de dialogue d'information.

Étape 7- les Matériaux :

1. Réviser les propriétés des matériaux de mélange.

✓ Il **Materials** panneau affichera le matériau de mélange (*méthane-air*) qui a été sélectionné dans le panneau de **Species Model**. Les propriétés de ce matériau de mélange ont été copiées à partir de la base de données **FLUENT** et seront modifiés dans les étapes suivantes.

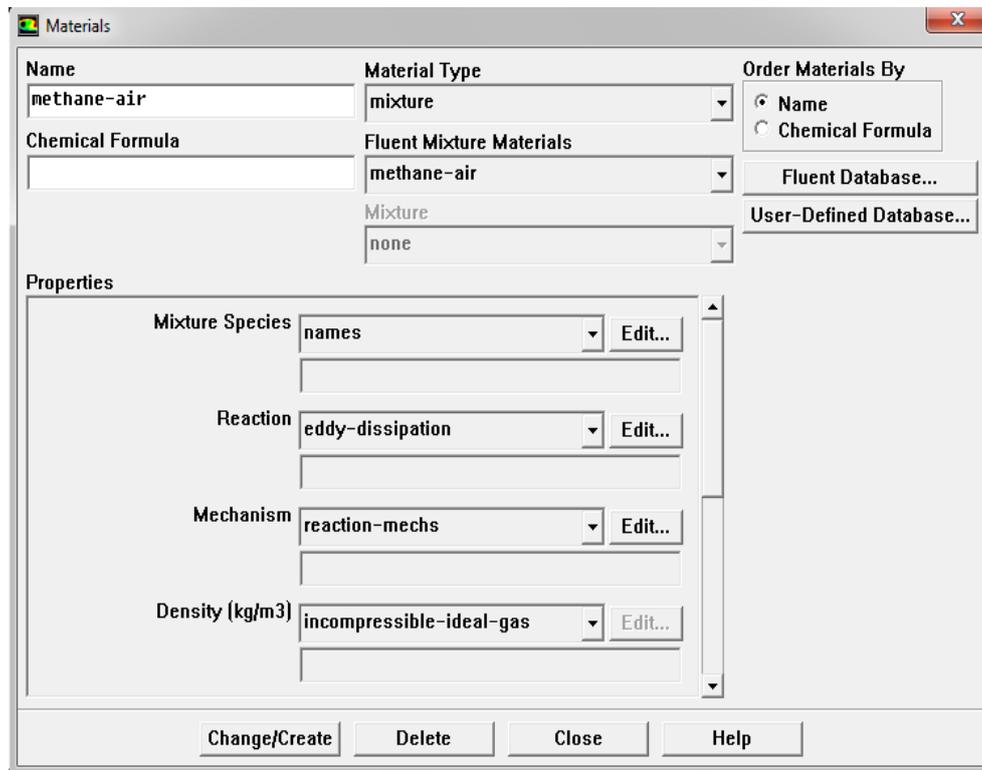
Define > Materials...

Figure (IV-19) : Définition des propriétés des matériaux.

- (a) Conservez la sélection par défaut de **mixture** dans le liste déroulante **Material Type**.
- (b) Cliquez sur le bouton **Edit...** à la droite de **Mixture Species** liste déroulante pour ouvrir le panneau de **Species**.

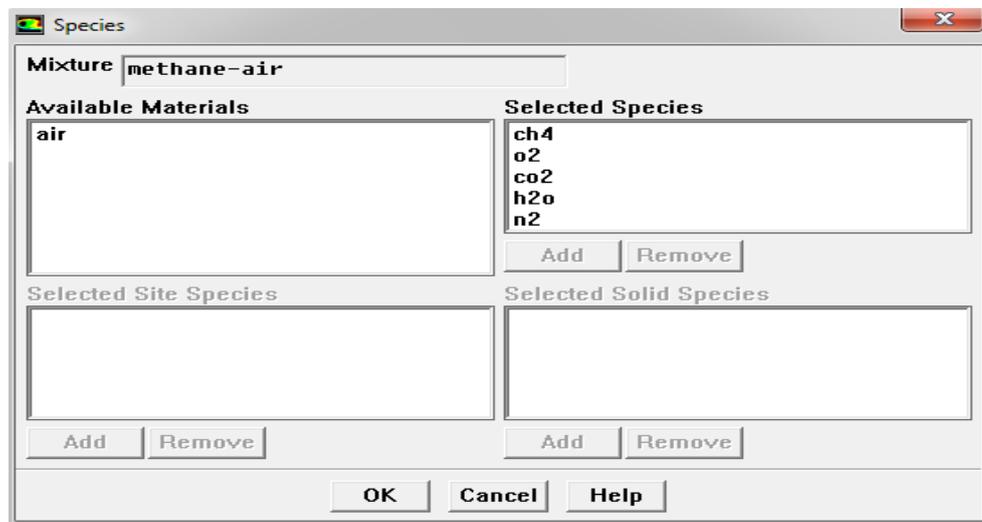


Figure (IV-20) : boîte des espèces sélectionnées.

- i. Conservez les sélections par défaut dans la liste de sélection de **Selected Species**.
 - ii. Cliquez **Cancel** pour fermer le panneau de **Species**.
- (c) Cliquez sur le bouton **Edit...** à la droite de **Reaction** liste déroulante pour ouvrir le panneau de **Reactions**.

Reactions

Mixture: methane-air Total Number of Reactions: 1

Reaction Name: reaction-1 ID: 1 Reaction Type: Volumetric Wall Surface Particle Surface

Number of Reactants: 2 Number of Products: 2

Species	Stoich. Coefficient	Rate Exponent
ch4	1	1
o2	2	1

Species	Stoich. Coefficient	Rate Exponent
co2	1	0
h2o	2	0

Arrhenius Rate

Pre-Exponential Factor: 2.119e+11

Activation Energy (j/kgmol): 2.027e+08

Temperature Exponent: 0

Include Backward Reaction

Third-Body Efficiencies **Specify...**

Pressure-Dependent Reaction **Specify...**

Mixing Rate

A: 4 B: 0.5

OK Cancel Help

Figure (IV-21) : Définition le Taux de mélange.

- i. Conservez les valeurs par défaut dans la boîte de groupe **Mixing Rate**.
 - ii. Cliquez sur **OK** pour fermer les constantes de **Reactions**.
- (d) Conserver la sélection des **incompressible-ideal-gas** dans la liste déroulante **Density**.

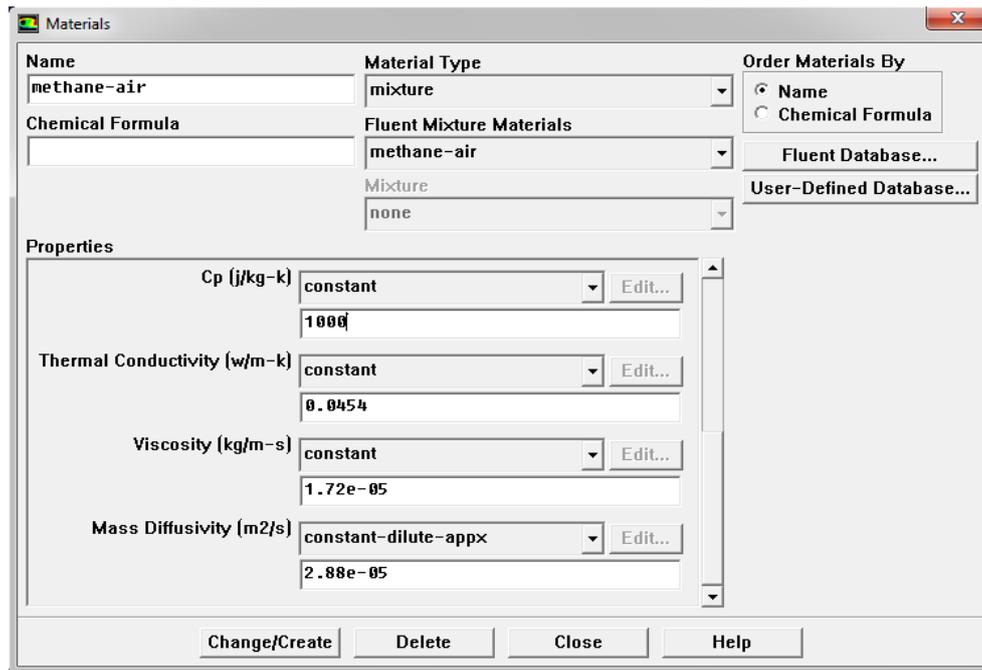


Figure (IV-22) : Définition le Valeur de densité.

- (e) Sélectionnez **constant** dans la liste déroulante **Cp** et entrez 1000 J /Kg-K pour la valeur spécifique de chaleur.
- (f) Cliquez sur **Change/Create** pour accepter les paramètres de propriétés des matériaux.
- (g) Fermez le panneau des **Materials**.

Étape 8 - Conditions aux limites :

Define > *Boundary Conditions...*

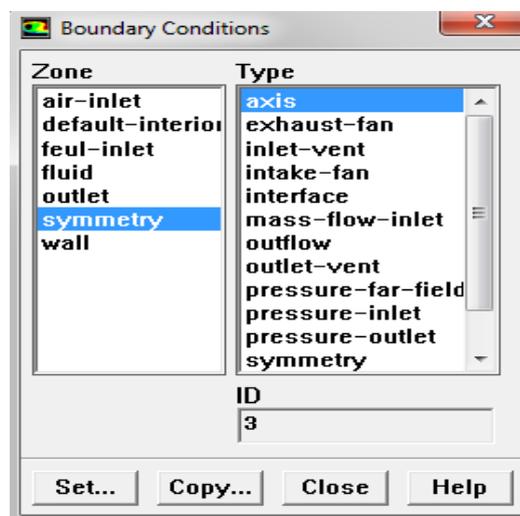


Figure (IV-23) : Définition des conditions aux limites.

1. Convertir la zone de symétrie pour le type d'axe.

✓ La zone de symétrie doit être convertie en un axe pour éviter des difficultés numériques où le rayon se réduit à zéro.

(a) Sélectionnez **symmetry** dans la liste **Zone** .

(b) Sélectionner **axis** dans la liste **Type** .

✓ Faites défiler la liste pour trouver **axis**.

✓ Une boîte de dialogue **Question** s'ouvre vous demandant si c'est **OK** pour changer le type de **symmetry** de la symétrie à l'axe. Cliquez sur **Yes** pour continuer.

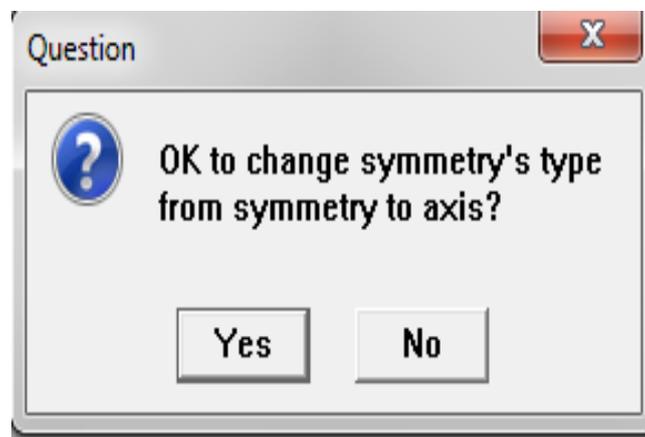


Figure (IV-24) : boîte de dialogue *Question*.

✓ Le panneau **Axis** s'ouvre et affiche le nom par défaut pour la zone de l'axe nouvellement créé. Cliquez sur **OK** pour continuer



Figure (IV-25) : boîte d'affichage *nom*.

2. Définir les conditions limites pour l'entrée d'air (velocity-inlet-6).

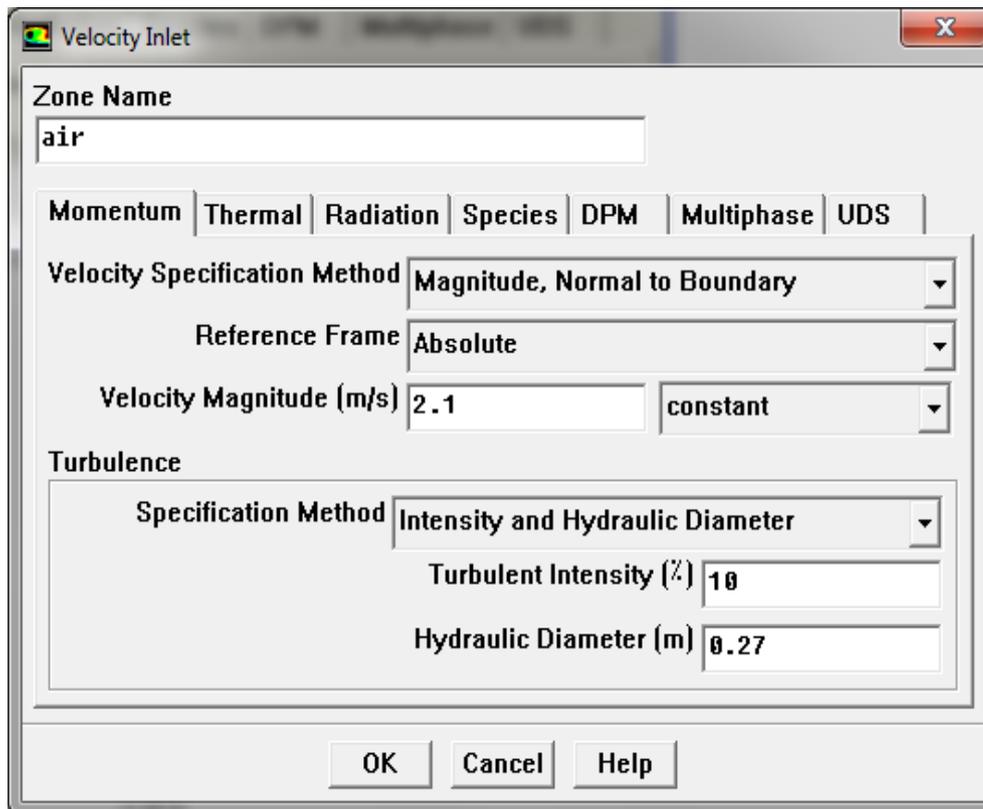


Figure (IV-26) : Définition de propriété d'air entré.

- (a) Entrez air pour **Zone Name**.
- ✓ Ce nom est plus descriptif pour la zone de *velocity-inlet*
- (b) Entrez 2,1 (m / s) pour **Velocity Magnitude**.
- (c) Sélectionnez **Intensity and Hydraulic Diameter** dans la liste déroulante **Specification Method** dans la boîte de groupe de **Turbulence**.
- (d) Conservez la valeur par défaut de 10 % pour **Turbulent Intensity**.
- (e) Entrez 0.27 (m) pour **Hydraulic Diameter**.
- (f) Cliquez sur l'onglet **Thermal** et conservez la valeur par défaut de 300 (K) pour **Temperature**.
- (g) Cliquez sur l'onglet **Species** et entrez 0,23 pour **O₂** dans la zone de groupe **Species Mass Fractions**.

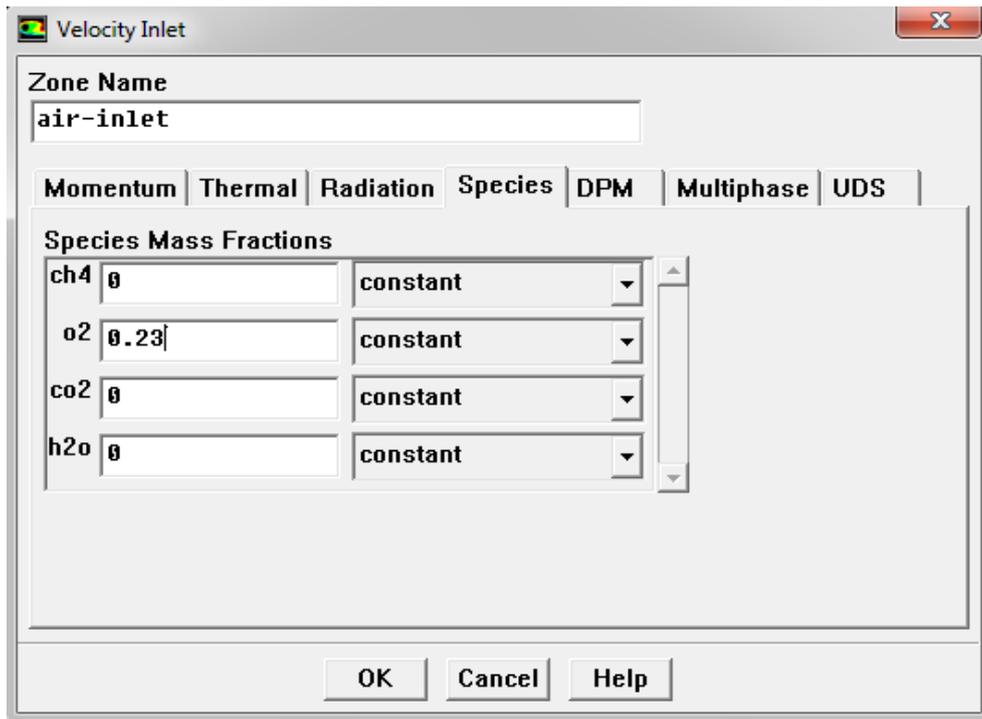


Figure (IV-27) : Définition la fraction massique d'oxygène dans l'air entré.

- (h) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau **Velocity Inlet**.
3. Définir les conditions limites pour l'entrée de carburant *méthane* (**velocity-inlet-8**).

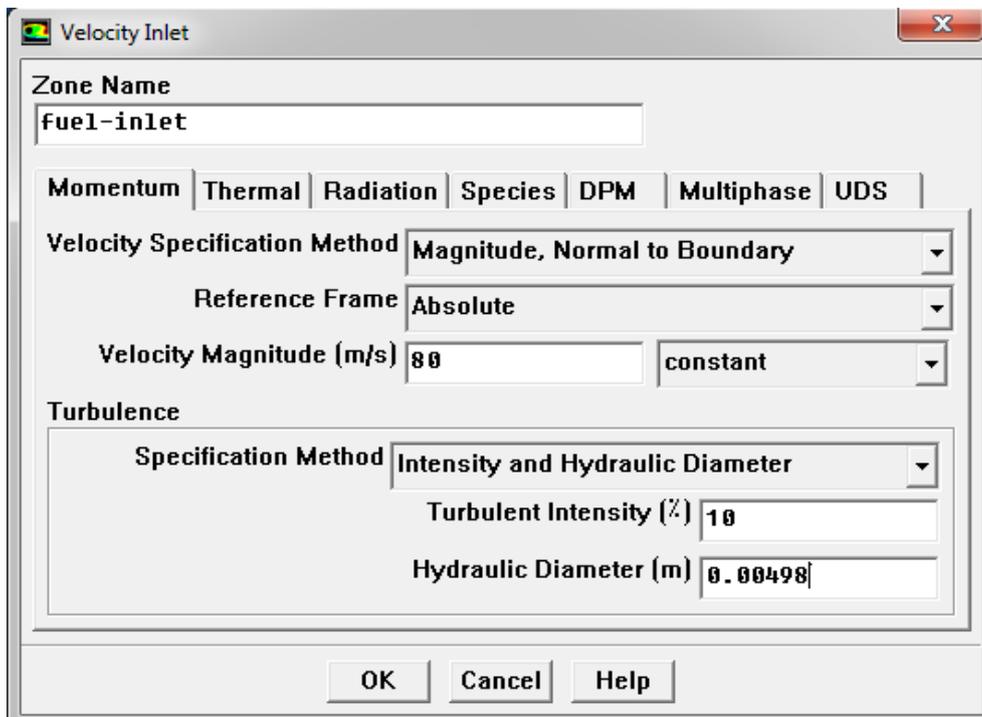


Figure (IV-28) : Définition de propriété de carburant entré.

- (a) Entrez *fuel-inlet* pour **Zone Name**.
- ✓ Ce nom est plus descriptif pour la zone de **velocity-inlet**.
- (b) Entrez 80 (m /s) pour la **Velocity Magnitude**.
- (c) Sélectionnez **Intensity and Hydraulic Diameter** dans la liste déroulante **Specification Method** dans la boîte de groupe de **Turbulence**.
- (d) Conservez la valeur par défaut de 10 % pour **Turbulent Intensity**.
- (e) Entrez 0.00498 (m) pour **Hydraulic Diameter**.
- (f) Cliquez sur l'onglet **Thermal** et conservez la valeur par défaut de 300 (°k) pour **Temperature**.
- (g) Cliquez sur l'onglet **Species** et entrez **1** pour le **CH₄** dans la zone de groupe de **Species Mass Fractions**.

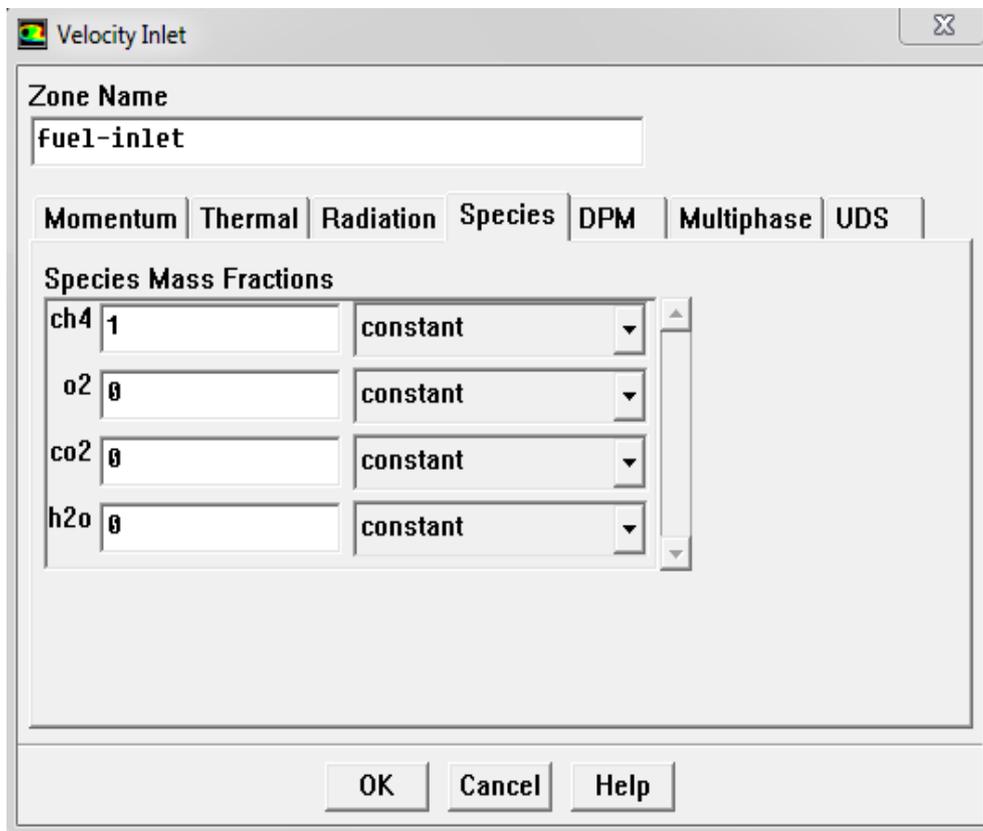


Figure (IV-29) : Définition la fraction massique du méthane.

(h) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau **Velocity Inlet**.

4. Définir les conditions aux limites pour la limite de sortie (**pressure-outlet**).

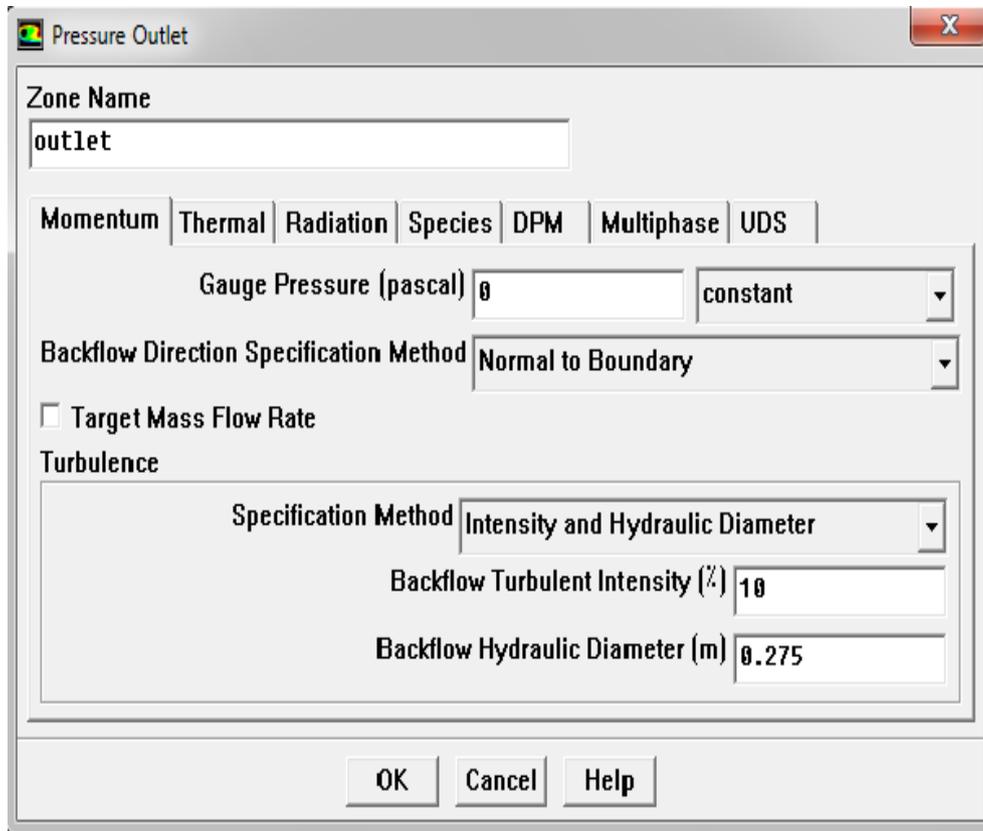


Figure (IV-30) : Définition des conditions aux limites pour la limite de sortie.

(a) Conservez la valeur par défaut de **0** pour **Gauge Pressure**.

(b) Sélectionnez **Intensity and Hydraulic Diameter** dans la liste déroulante **Specification Method** dans la boîte de groupe de **Turbulence**.

(c) Conservez la valeur par défaut de 10 % pour **Backflow Turbulent Intensity**.

(d) Entrez 0,275 (m) pour **Backflow Hydraulic Diameter**.

(e) Cliquez sur l'onglet **Thermal** et conservez la valeur par défaut de 300 (k°) pour **Backflow Total Temperature**.

(f) Cliquez sur l'onglet **Species** et entrez 0,23 pour **O₂** dans la zone de groupe de **Species Mass Fractions**.

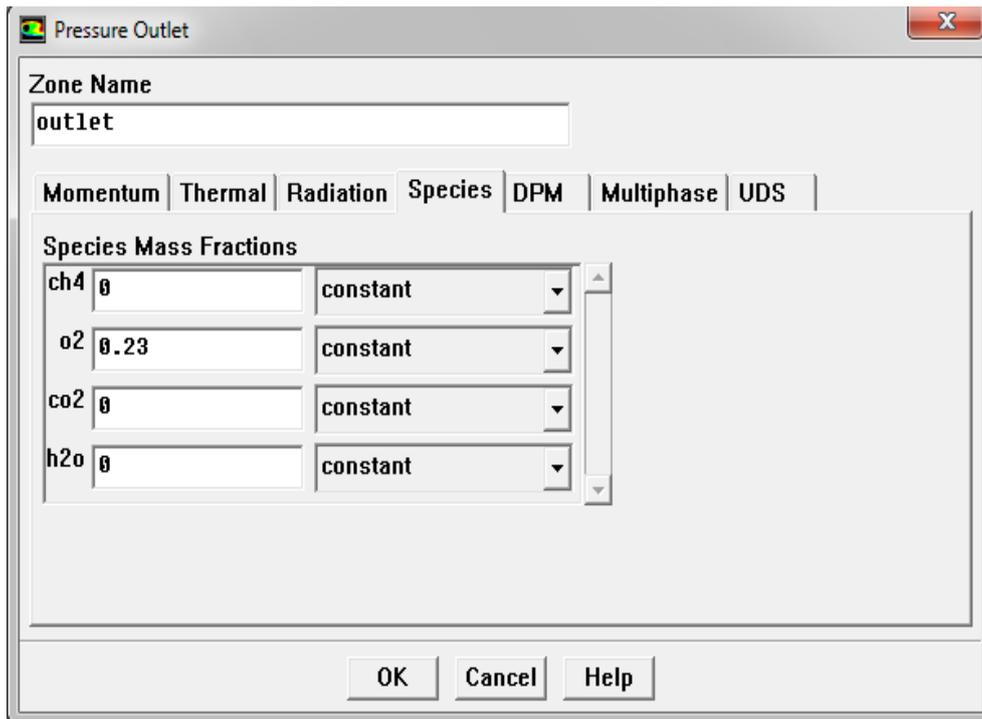


Figure (IV-31) : Définition la fraction massique d'oxygène pour la limite de sortie.

(g) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau de **Pressure Outlet**.

5. Définir les conditions aux limites pour la paroi extérieure (**wall-5**).

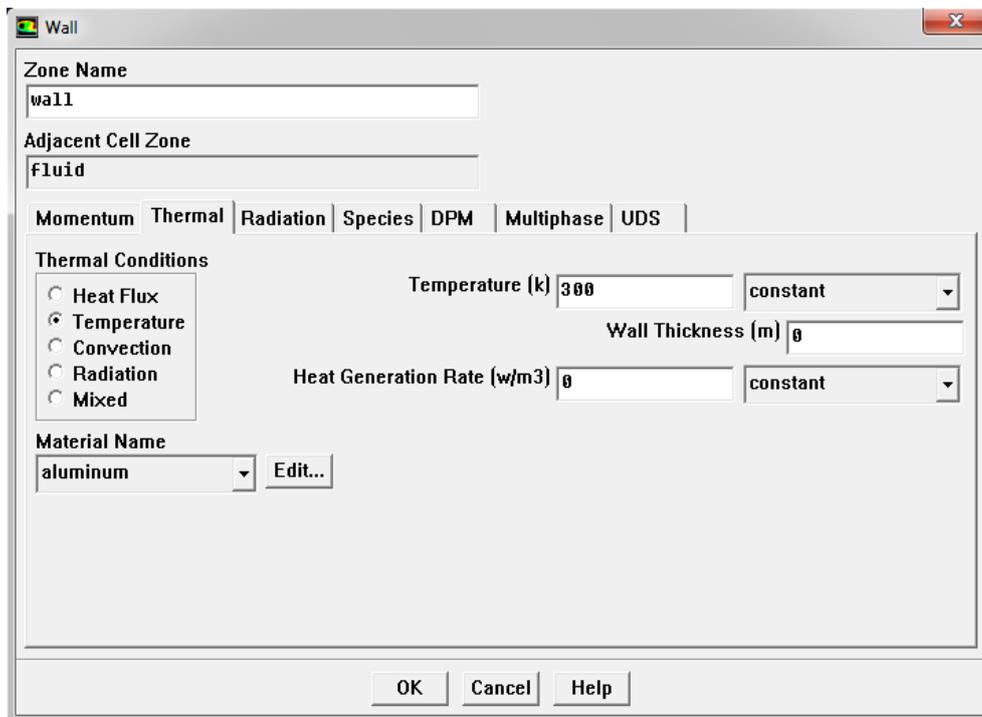


Figure (IV-32) : Définition les conditions aux limites pour la paroi extérieure.

- (b) Cliquez sur l'onglet **Thermal**.
- i. Sélectionnez la **Temperature** de la liste des **Thermal Conditions**.
- ii. Conservez la valeur par défaut de 300 (K°) pour **Temperature**.
- (c) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau **Wall**.
6. Définir les conditions aux limites pour la buse d'entrée de carburant (**wall-7**).

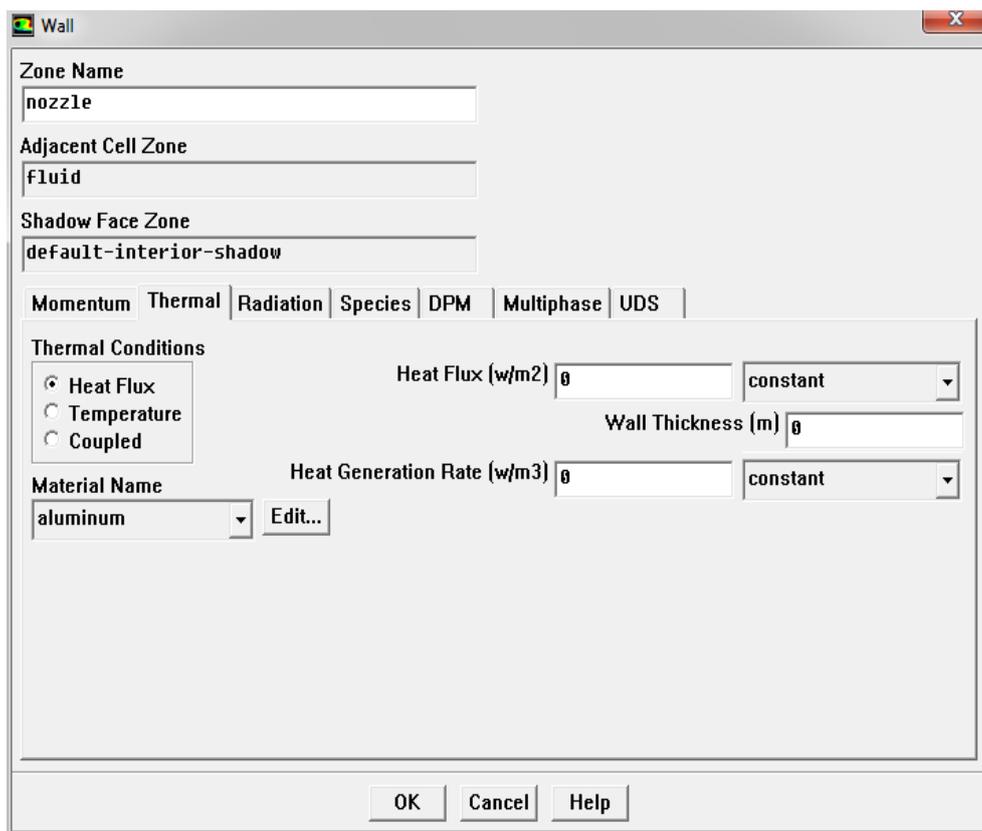


Figure (IV-33) : Définition des conditions aux limites pour la buse d'entrée de carburant.

- (a) Entrez *nozzle* pour **Zone Name**.
- ✓ Ce nom est plus descriptif pour la zone de **wall-7**.
- (b) Cliquez sur l'onglet **Thermal**.
- i. Conservez la sélection par défaut de **Heat Flux** à partir de la liste des **Thermal Conditions**.

ii. Conservez la valeur par défaut de $0 \text{ (w/m}^2\text{)}$ pour **Heat Flux**, de sorte que la paroi est adiabatique.

(c) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau **Wall**.

7. Fermez le panneau **Boundary Conditions**.

Étape – 9 : Solution initiale avec Constant Capacité de chaleur :

1. Initialiser les variables de champ.

Solve > Initialize > Initialize...

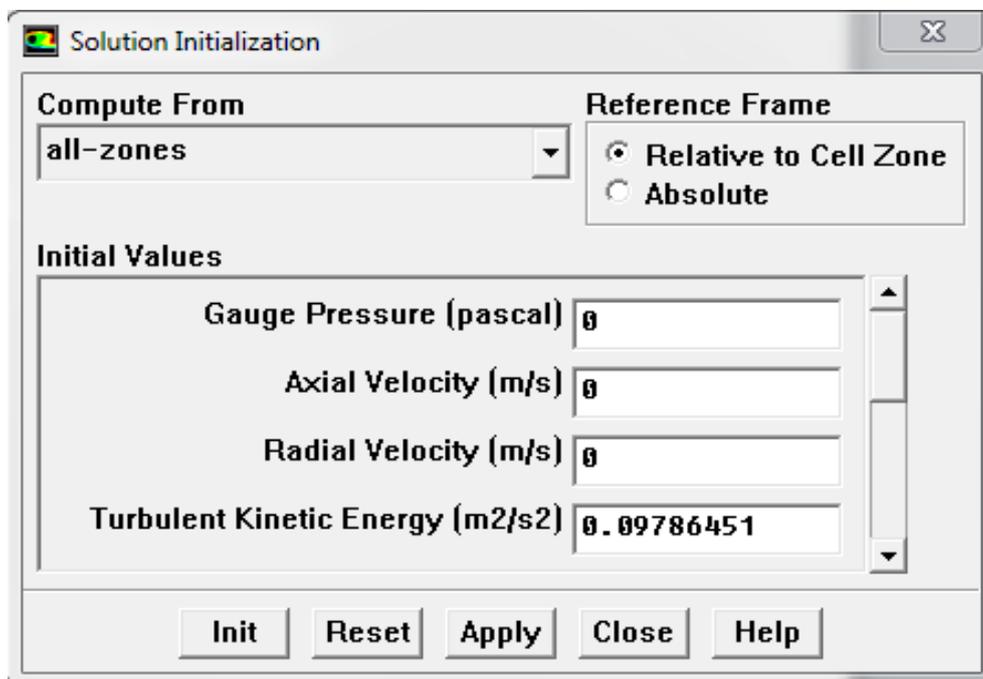


Figure (IV-34) : Initialiser les variables de champ.

(a) Sélectionnez **all-zones** dans la liste déroulante **Compute From**.

(b) Cliquez **Init** pour initialiser les variables.

(c) Fermez le panneau **Solution Initialization**.

2. Définissez les facteurs sous-relaxation pour les espèces.

✓ La valeur par défaut d'*under-relaxation* paramètres dans **FLUENT** sont mis à des valeurs élevées. Pour un modèle de combustion, il peut être nécessaire de réduire l'*under-*

relaxation pour stabiliser la solution. Certains expérimentation est généralement nécessaire d'établir l'optimal *under-relaxation*. Pour ce tutoriel, il suffit de réduire les espèces *under-relaxation* à 0.95.

Solve > Controls > Solution...

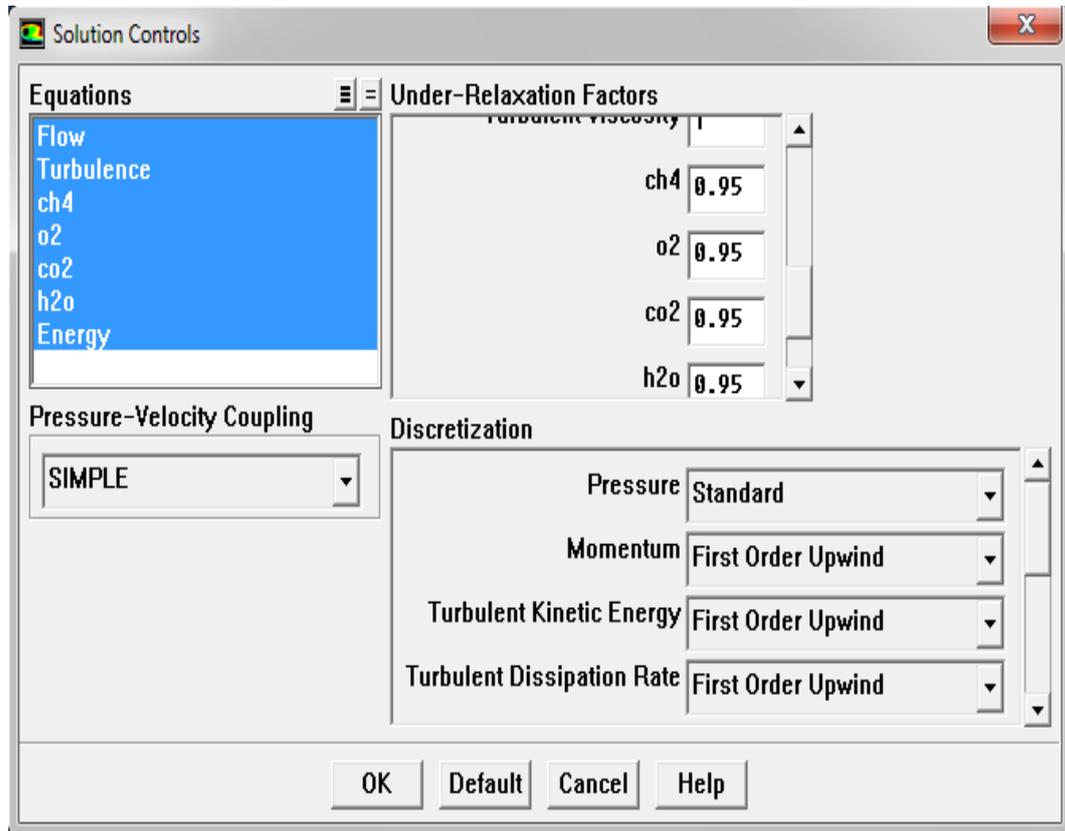


Figure (IV-35) : Control la solution.

(a) Entrer 0,95 pour chacune des espèces (**CH₄**, **O₂**, **CO₂**, et **H₂O**) dans la zone de groupe **Under-Relaxation Factors**.

✓ Faites défiler la zone de groupe **Under-Relaxation Factors** pour trouver les espèces.

(b) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau de **Solution Controls**.

3. Activer le tracé des résidus lors du calcul.

Solve > Monitors > Residual...

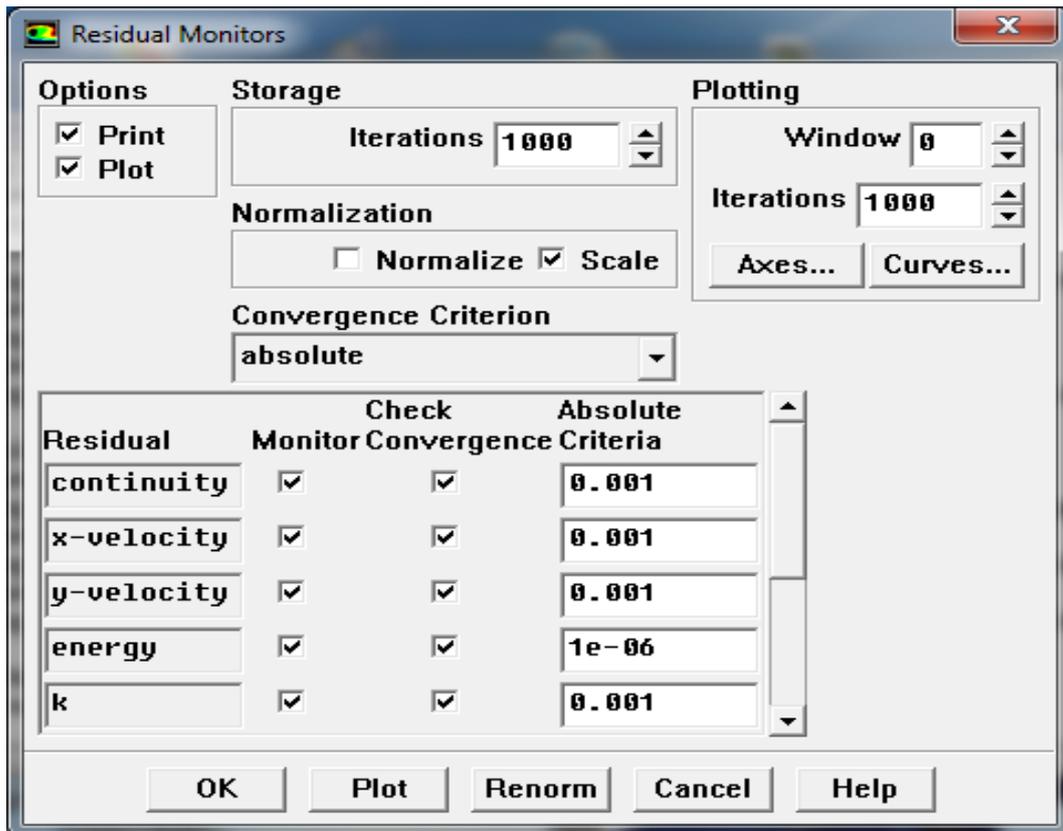


Figure (IV-36) : Activer le tracé des résidus lors du calcul.

- (a) Activer **Plot** dans la zone de groupe **Options**.
 - (b) Cliquez sur **OK** pour fermer le panneau **Residual Monitors** .
4. Enregistrez le fichier de cas (*projet.cas*).

File >Write >Case...

- (a) Entrez *projet.Cas* pour **Case File**.
 - (b) Assurez-vous que l'option est activée **Write Binary Files** pour produire un fichier binaire plus petit, non formatée.
 - (c) Cliquez sur **OK** fermer la boîte de dialogue **Select File**.
5. Lancer le calcul en demandant 500 itérations.

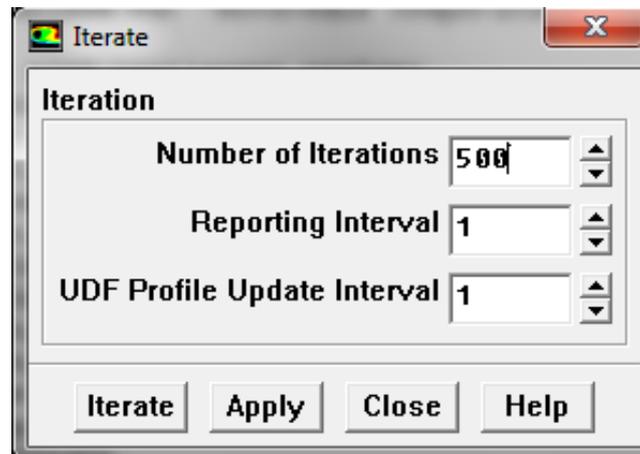
Solve > Iterate...

Figure (IV-37) : Définition du nombre d'itérations.

✓ La solution converge dans environ 248 itérations.

Dans la fenêtre qui vient Itérer, changer le nombre d'itération à 500. Cliquez sur calculer. Les résidus sont imprimés ainsi que tracés dans la fenêtre graphique pour chaque itération, (voir la figure.IV-38)

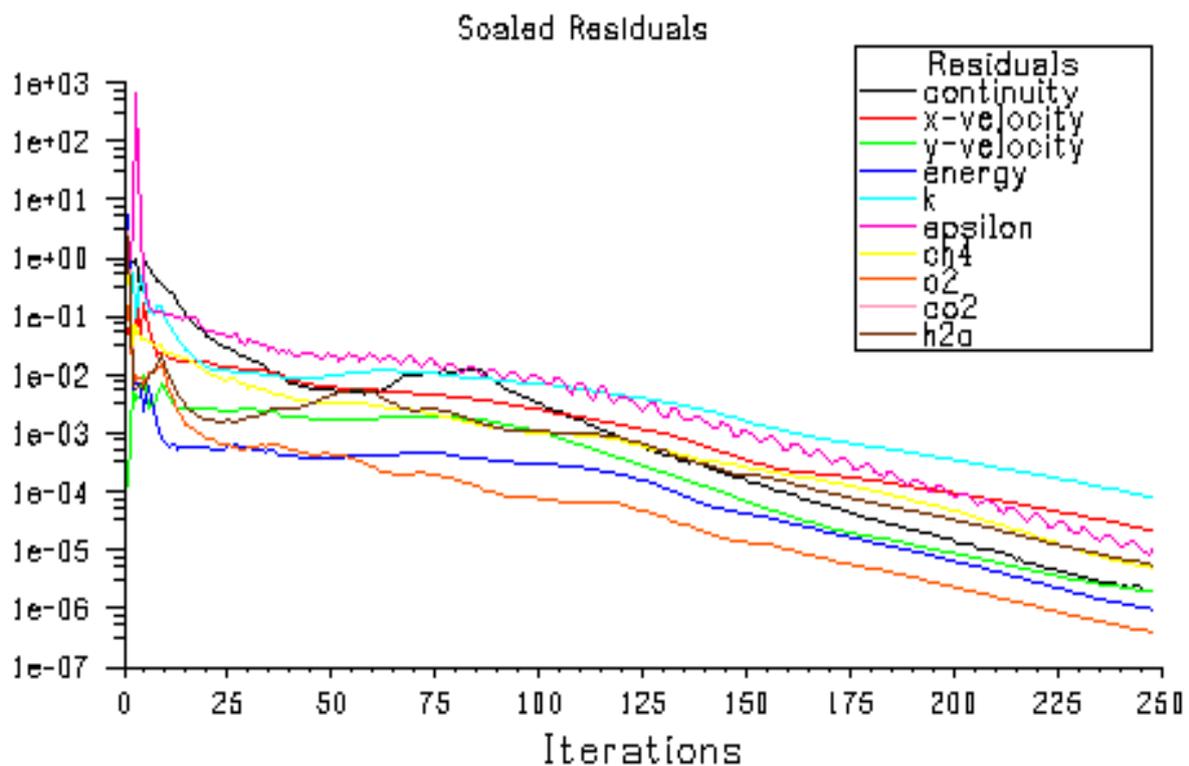


Figure (IV-38) : Convergence du calcul

6. Enregistrez le cas et les fichiers de données (*projet.cas* et *projet.dat*).

File >Write >Case & Data...

✓ **Remarque:** Si vous choisissez un nom de fichier qui existe déjà dans le dossier en cours, **FLUENT** vous demandera de confirmer que le fichier précédent est écrasé.

La procédure de calcul est résumée selon l'organigramme suivant :

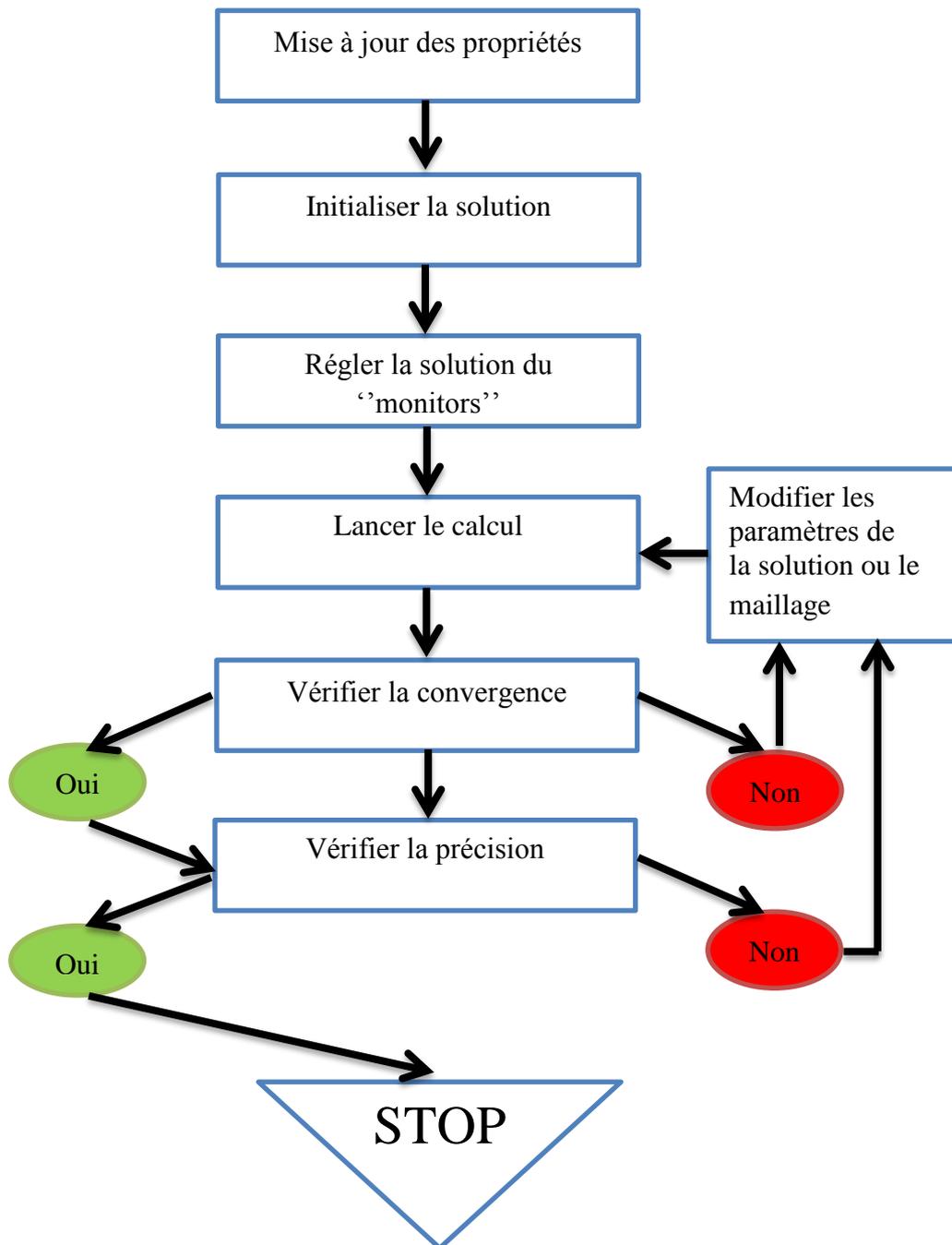


Figure (IV-39) : Organigramme de calcul.

IV.5-Validation de la procédure de calcul :

IV.5.1- Introduction :

Dans cette section de ce chapitre, nous allons présenter les résultats numériques obtenus avec le logiciel FLUENT.

IV.5.2- Le maillage :

Nous avons maillé la géométrie de la chambre de combustion avec un raffinement du maillage au bord gauche et en axisymétrique pour bien définir la variation ou le changement obtenu, (voir la figure.IV-40).

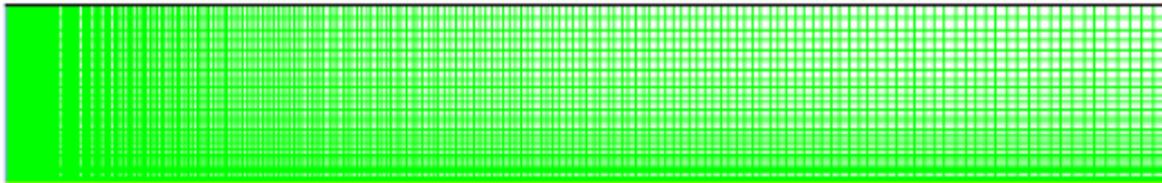


Figure (IV-40) : maillage de la chambre de combustion.

IV.5.3- Résultats et discussions :

IV.5.3.1- Champ de Température :

La figure (IV-41) représente le contour de la température en fonction de la longueur de la chambre de combustion .

On remarque que la température de la flamme augmente sur le long de la CC, la température maximale de combustion est très élevée elle atteint une valeur ≈ 3100 °K, cela nécessite de prendre en considération l'effet de ces contraintes thermiques sur le métal de construction de la chambre et de l'attelage turbine, et aussi explique le multi perçage effectuée sur la paroi de tube à flamme pour une raison d'alléger cette température.

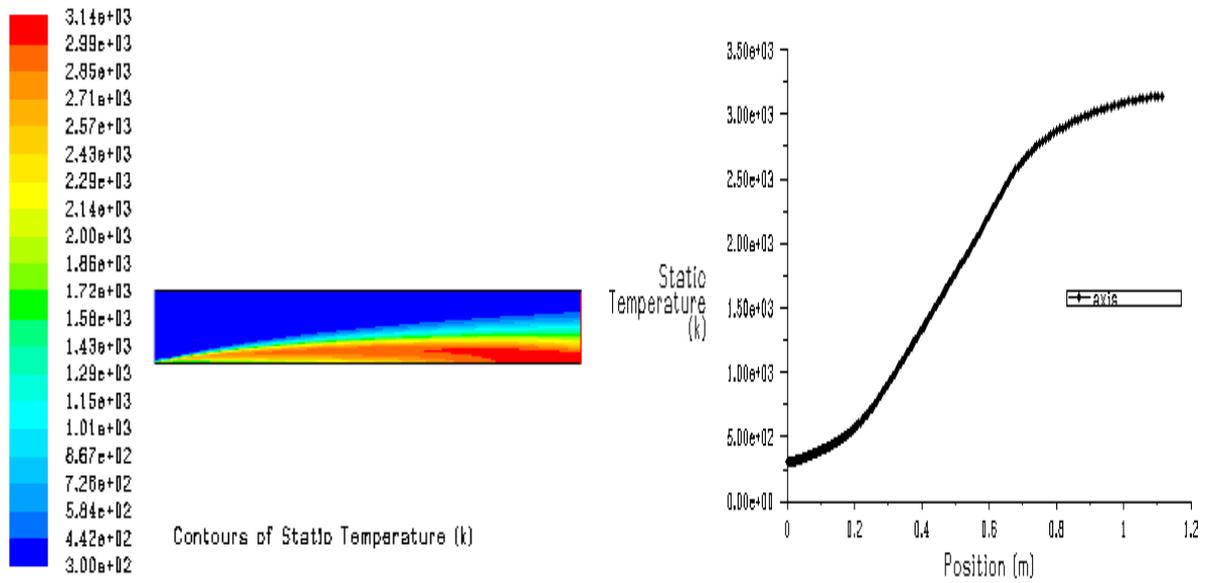


Figure (IV-41) : Variation de température tous le long de la CC.

IV.5.3.2- Champ de Vitesse :

La figure (IV-42) représente le contour de la vitesse en fonction de la longueur de la chambre de combustion.

On constate que la vitesse du mélange (méthane-air) diminue de sa valeur maximale (presque celle de l'injection CH₄), jusqu'à atteindre une faible vitesse de l'ordre ≈ 12m/s (vitesse des gaz brûlés).

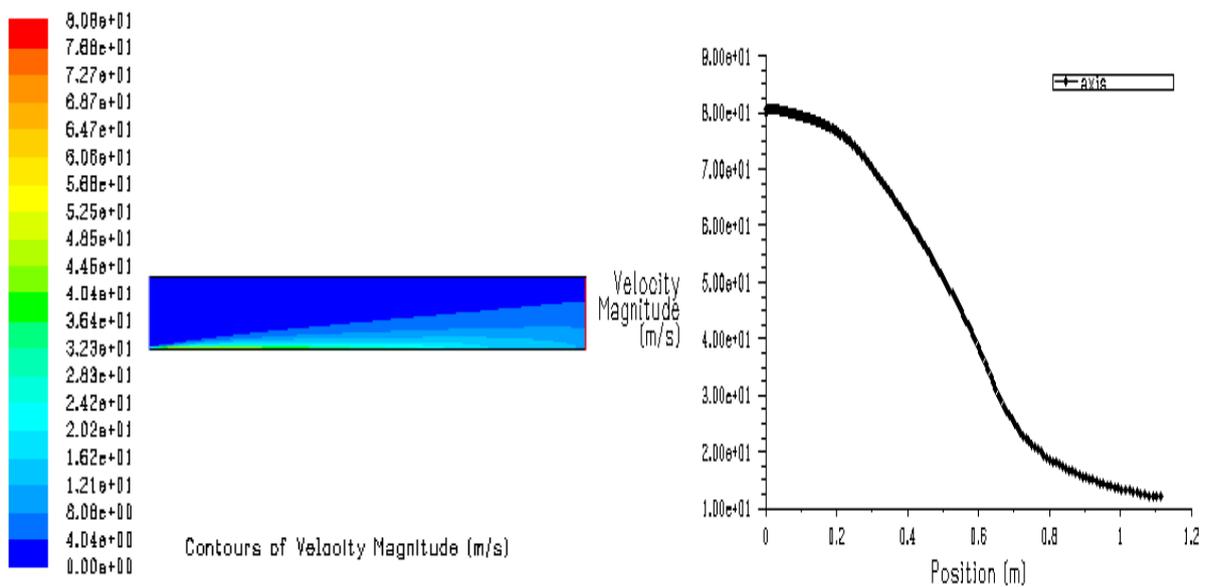


Figure (IV-42) : Variation de vitesse tous le long de la CC.

IV.5.3.3- Analyse des espèces chimiques :

Les graphes suivants montrent la variation radiale des concentrations (normalisées par les valeurs maximales) de différentes espèces pour différents sections. On remarque la consommation complète du méthane et partielle de l'oxygène pour donner l'eau et le dioxyde de carbone !

➤ Méthane CH_4 :

La figure (IV-43) représente le contour du méthane CH_4 pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la CC.

On remarque une diminution de la fraction massique à long la valeur ≈ 1 jusqu'à atteindre la valeur ≈ 0.007 , ce qui confirme que la combustion est presque complète !

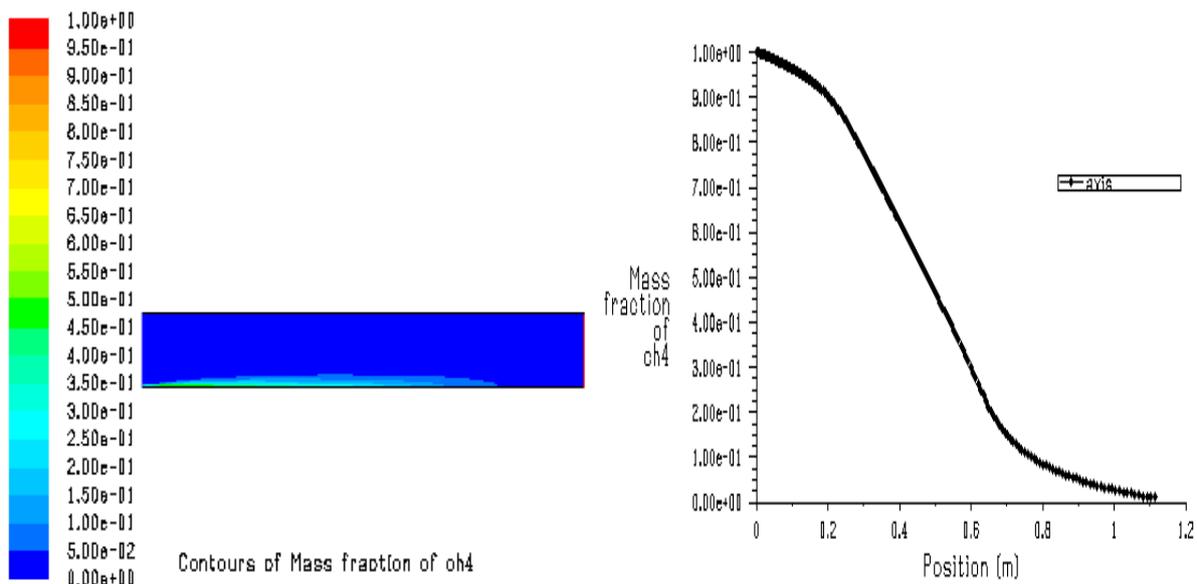


Figure (IV-43) : Contours du méthane CH_4 pour un écoulement axisymétrique.

➤ Oxygène O_2 :

La figure (IV-44) représente le contour d'oxygène O_2 pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la CC.

Il y'a aussi une diminution de fraction massique semblable à celle du CH_4 jusqu'à la sortie de la CC.

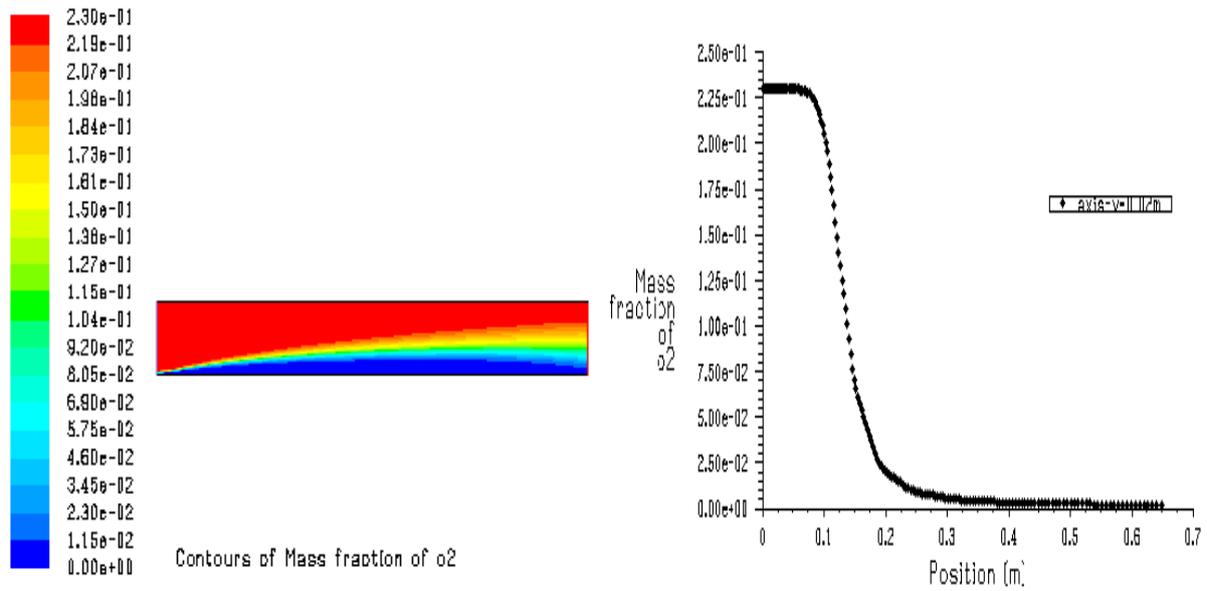


Figure (IV-44) : Contours d'oxygène O_2 pour un écoulement axisymétrique.

➤ **Dioxyde de carbone CO_2 :**

La figure (IV-45) représente le contour dioxyde de carbone CO_2 pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la CC.

On remarque l'augmentation de la du CO_2 jusqu'à atteindre la valeur $\approx 0,15$ puis elle se stabilise.

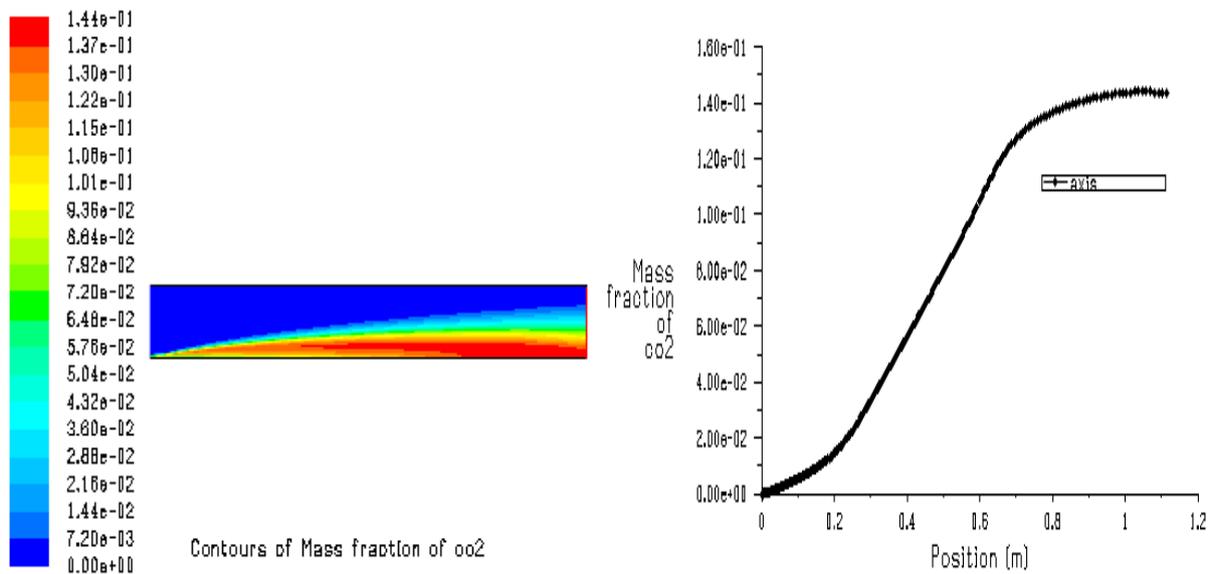


Figure (IV-45) : Contours dioxyde de carbone CO_2 pour un écoulement axisymétrique.

➤ **Eau H₂O :**

La figure (IV-46) représente le contour d'eau H₂O pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la CC.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du H₂O jusqu'à atteindre la valeur ≈ 0.12 puis elle se stabilise.

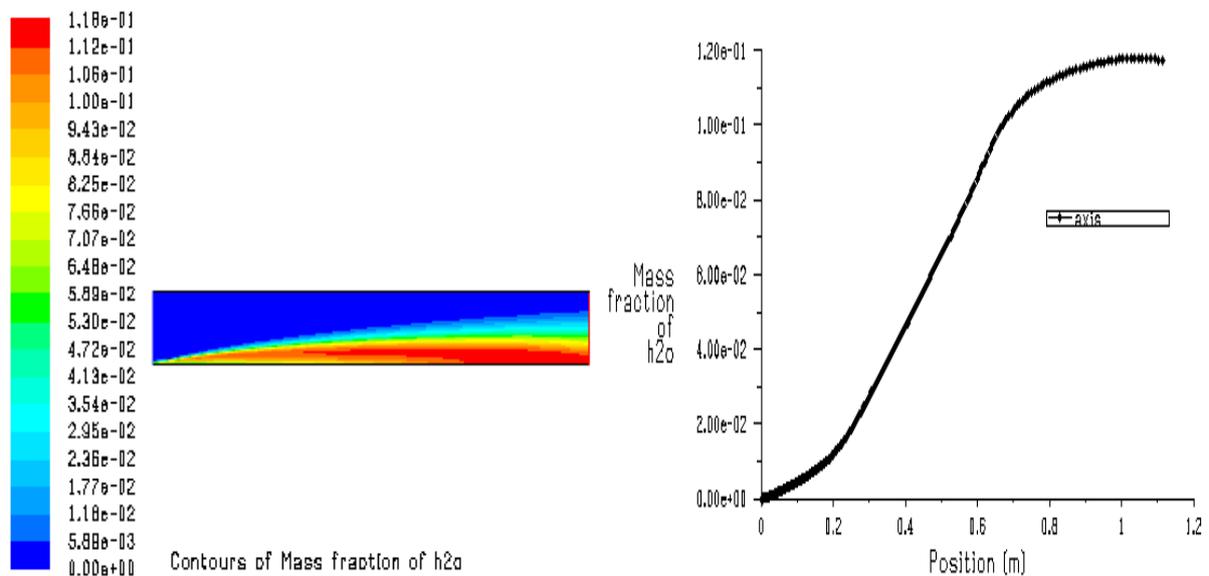


Figure (IV-46) : Contours d'eau H₂O pour un écoulement axisymétrique.

➤ **Azote N₂ :**

La figure (IV-47) représente le contour d'azote N₂ pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la CC.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du H₂O jusqu'à atteindre la valeur ≈ 0.74 .

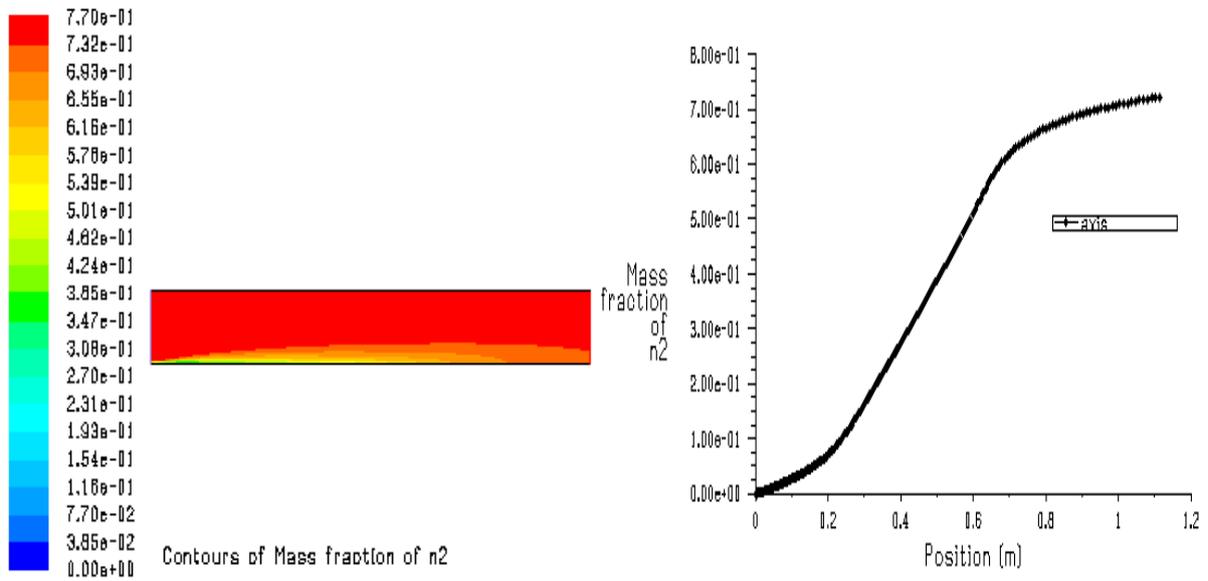


Figure (IV-47) : Contours d'azote N_2 pour un écoulement axisymétrique.

❖ Ensemble des fractions massiques des espèces chimiques :

La figure (IV-48) représente le contour des fractions massiques des espèces chimiques pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la CC.

On voit l'ensemble des cas précédent dans une seule figure qui montre clairement que la diminution du CH_4 et O_2 est accompagnée d'une augmentation du CO_2 , H_2O et du N_2 .

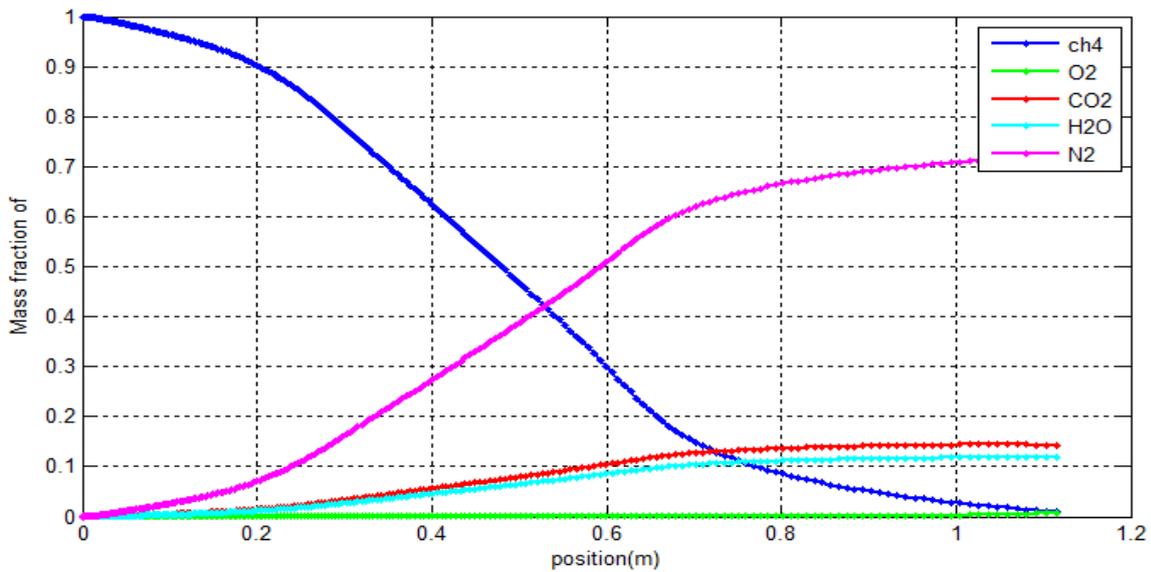


Figure (IV-48) : contours des fractions massique des espèces chimiques pour un écoulement axisymétrique sur tous le long de la CC.

❖ Dioxyde d'azote NO_x :

La figure (IV-49) représente le contour dioxyde d'azote NO_x pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la CC.

Le phénomène de combustion (méthane-air) possède des inconvénients, le plus nocif est le dioxyde d'azote NO_x comme le prouve la figure (IV-49) qui démontre l'augmentation de la fraction massique atteindre la valeur $\approx 0,012$.

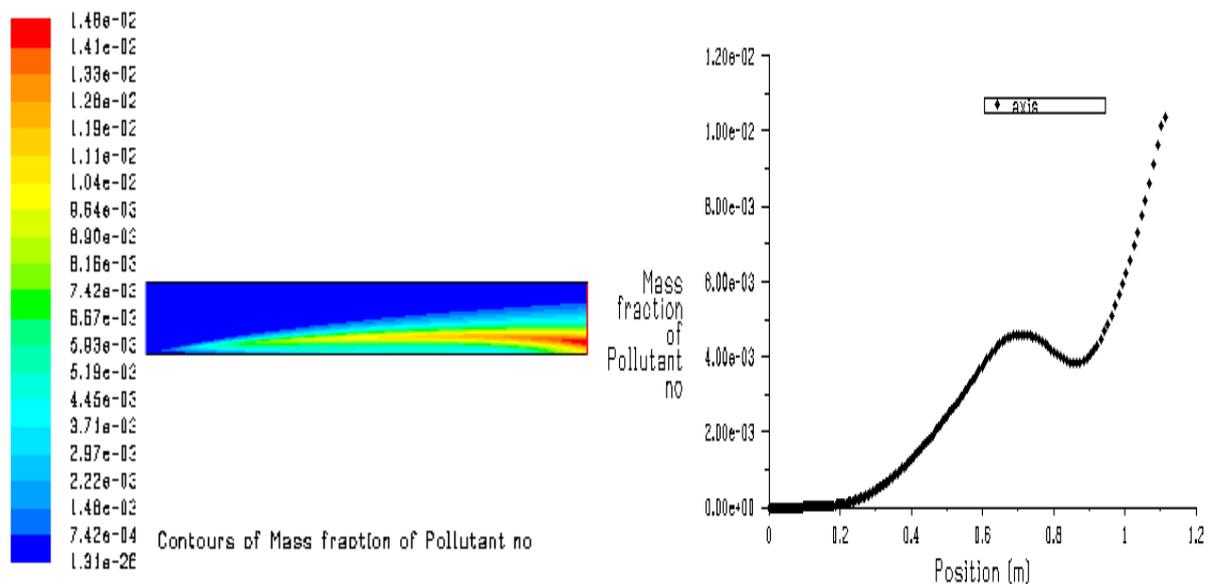


Figure (IV-49) : Contours du dioxyde d'azote NO_x pour un écoulement axisymétrique.

IV.5.4- L'effet d'excès d'air sur les résultats de combustion :

IV.5.4.1- Champ de Température :

La variation de la température pour différents taux d'excès d'air en fonction de la longueur de la CC est représentée dans la figure (IV-50).

On remarque l'augmentation continue de la température de combustion (méthane-air) pour un taux (23 %) d'excès d'air jusqu'à arriver à une température de 3100 °K , ce qui confirme que la combustion est complète ! Cependant, les autres taux d'excès d'air (43%, 63%, 83%) augmentent de façon excessive pour atteindre la température de 5000 °K puis diminuent subitement, ce qui confirme que la combustion est incomplète.

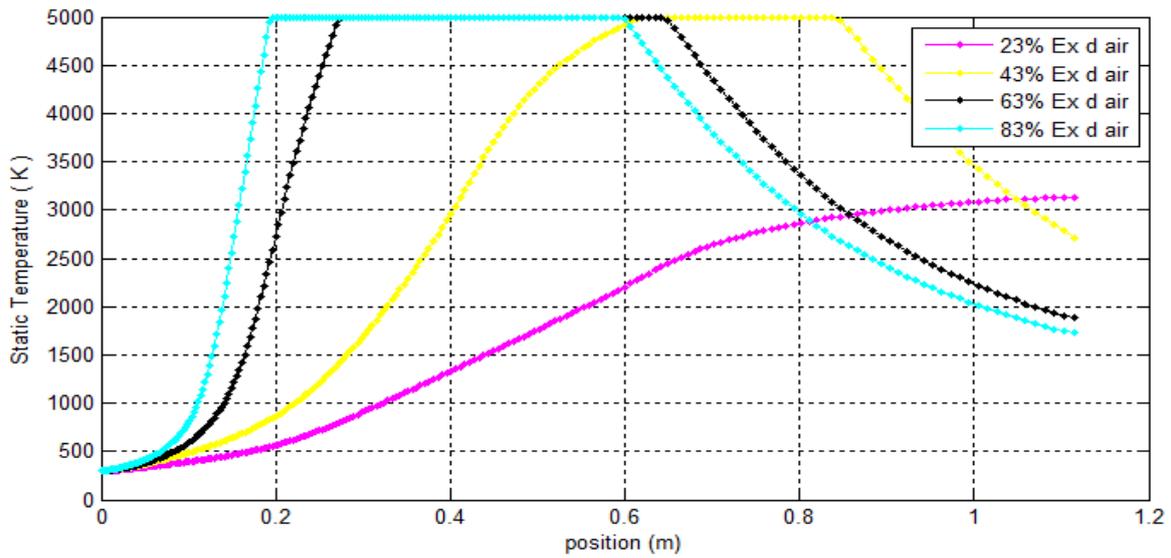


Figure (IV-50) : Variation de la température pour un écoulement axisymétrique pour différents taux d'excès d'air.

IV.5.4.2- Champ de Vitesse :

La variation de la vitesse pour différents taux d'excès d'air en fonction de la longueur de la CC est représentée dans la figure (IV-51).

On constate que la vitesse du mélange (méthane-air) diminue de sa valeur maximale (presque celle de l'injection CH_4), jusqu'à atteindre une faible vitesse de l'ordre ≈ 12 m/s (vitesse des gaz brûlés).

Cette diminution pour un taux (23 %) d'excès d'air est relativement lente par rapport aux autres taux d'excès d'air qui diminuent de façon rapide.

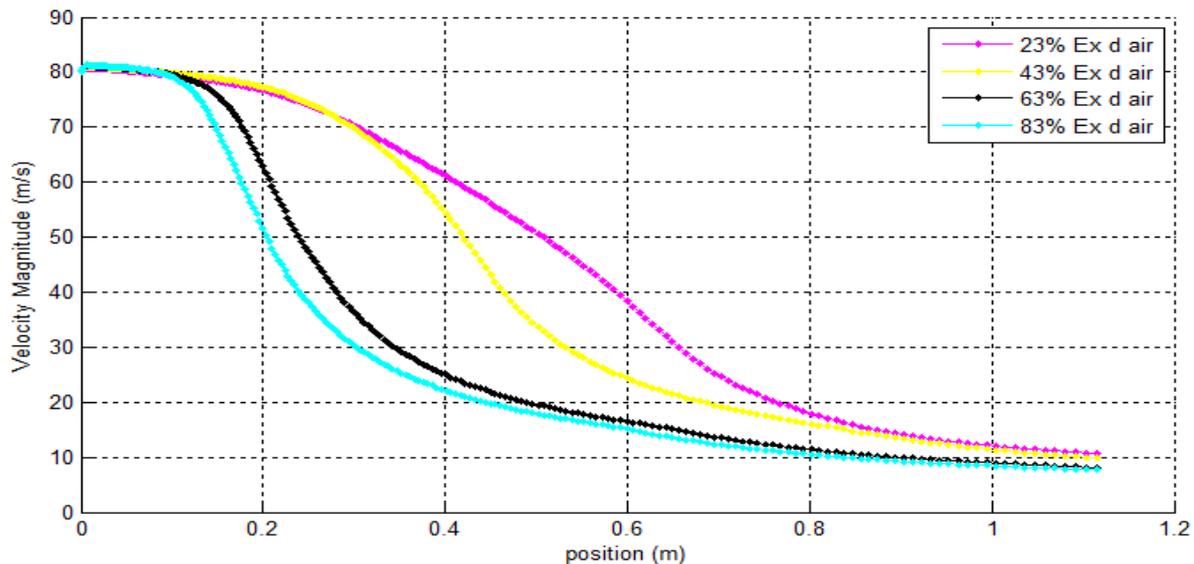


Figure (IV-51) : Variation de la vitesse pour un écoulement axisymétrique pour différents taux d'excès d'air.

IV.5.4.3- Espèces chimiques :

➤ Méthane CH_4 :

La Variation de fraction massique du CH_4 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air est représentée dans la figure (IV-52).

On remarque une diminution de la fraction massique à long la valeur ≈ 1 jusqu'à atteindre la valeur ≈ 0.007 . Cette diminution pour taux (23 %) d'excès d'air est relativement lente par rapport aux autres taux d'excès d'air qui diminuent de façon rapide .

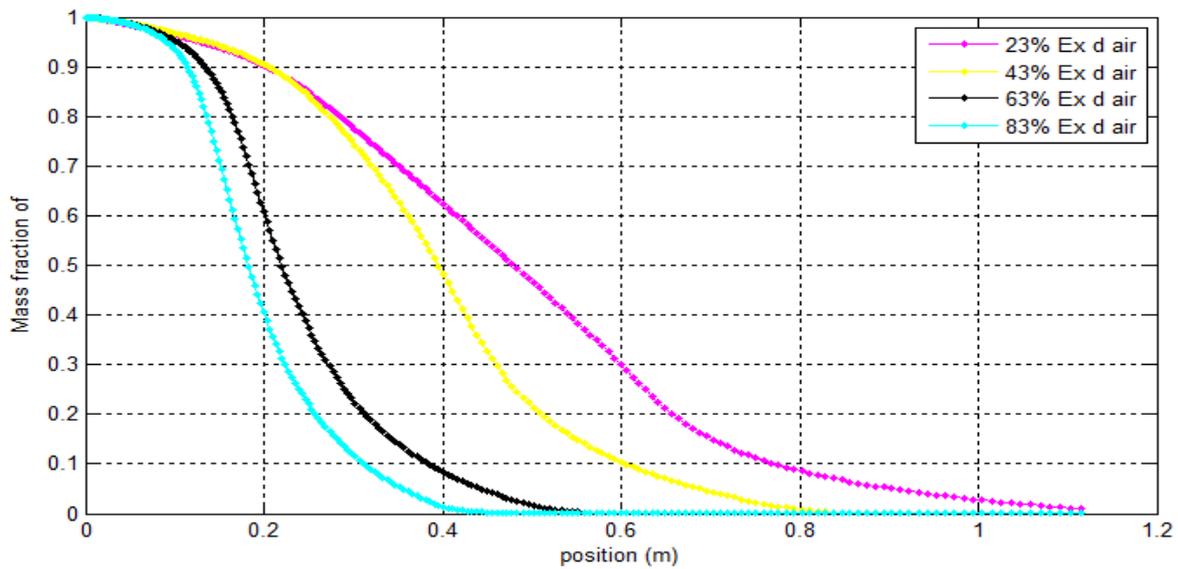


Figure (IV-52) : Variation de fraction massique du CH_4 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air

➤ Oxygène O_2 :

La variation de fraction massique d'oxygène O_2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air est représentée dans la figure (IV-53).

On remarque une augmentation de la fraction massique d'oxygène O_2 pour tous des taux d'excès d'air. Cette augmentation pour taux (23 %) d'excès d'air est relativement lente par rapport aux autres taux d'excès d'air qui augmentent de façon rapide .

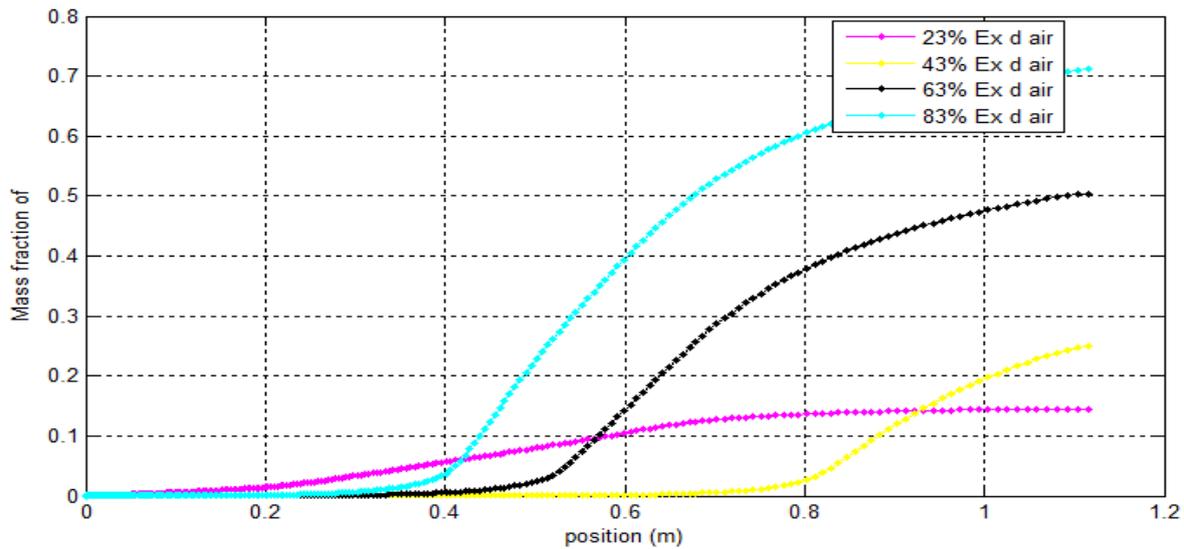


Figure (IV-53) : Variation de fraction massique du O_2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air

➤ Dioxyde de carbone CO_2 :

La variation de fraction massique du CO_2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air est représentée dans la figure (IV-54).

On remarque une augmentation continue de la fraction massique du CO_2 pour taux (23 %) d'excès d'air jusqu'à arriver à une valeur ≈ 0.15 , ce qui confirme que la combustion est complète ! Cependant, les autres taux d'excès d'air (43 %, 63%, 83%) augmentent de façon excessive, puis diminuent subitement, ce qui confirme que la combustion est incomplète.

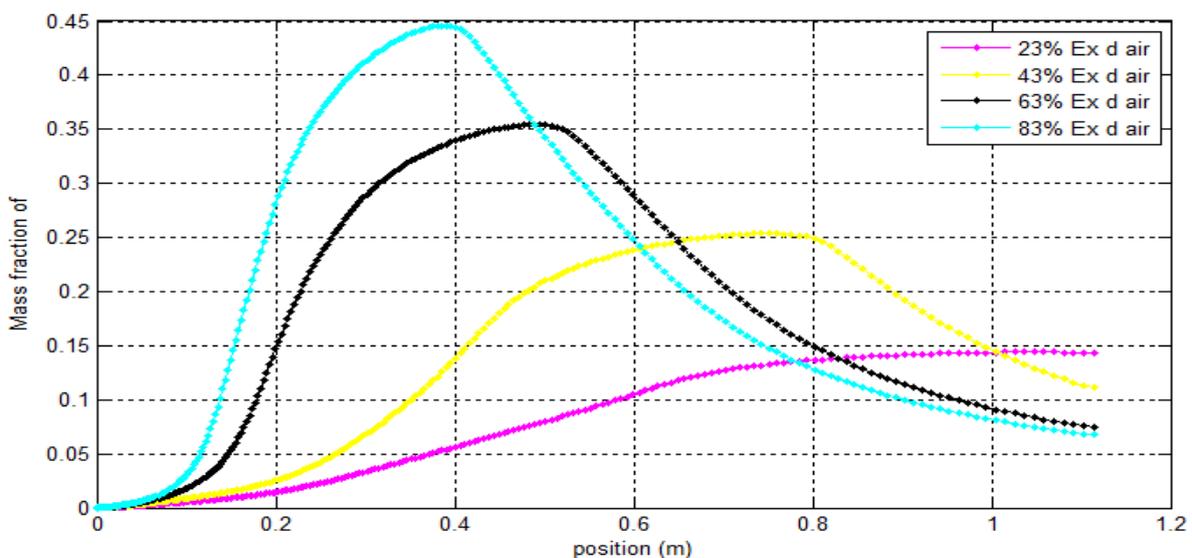


Figure (IV-54) : Variation de fraction massique du CO_2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.

➤ **Eau H₂O :**

La variation de fraction massique du H₂O pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air est représentée dans la figure (IV-55).

On remarque une augmentation continue de la fraction massique du H₂O pour taux (23 %) d'excès d'air jusqu'à arriver à une valeur ≈ 0.12 , ce qui confirme que la combustion est complète ! Cependant, les autre taux d'excès d'air (43 %, 63%, 83%) augmentent de façon excessive, puis diminuent subitement, ce qui confirme que la combustion est incomplète.

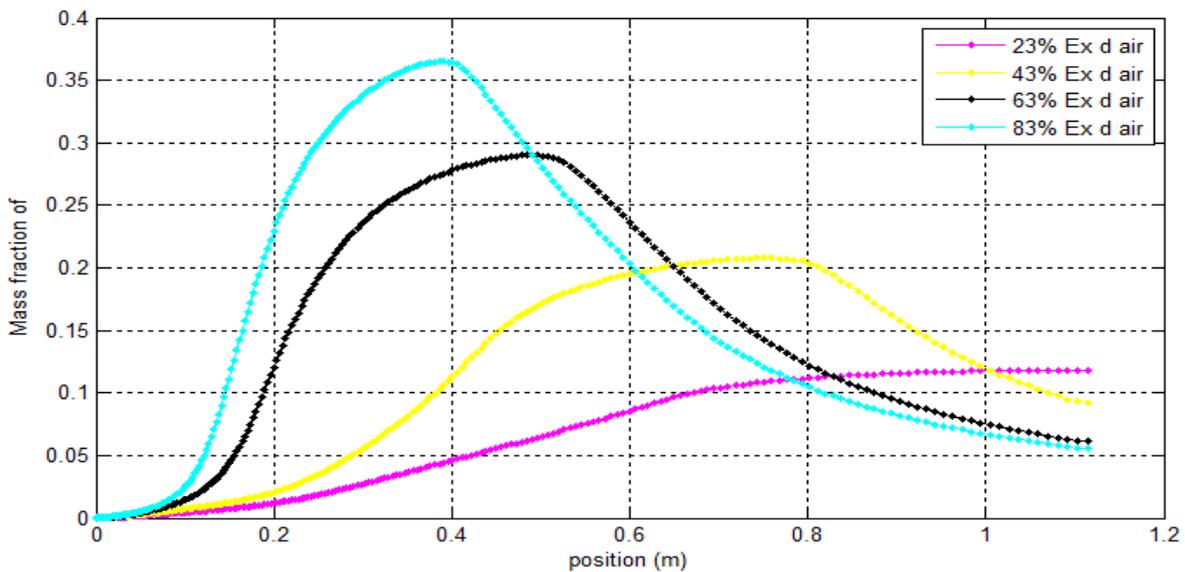


Figure (IV-55) : Variation de fraction massique du H₂O pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.

➤ **Azote N₂ :**

La variation de fraction massique du N₂ pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air est représentée dans la figure (IV-56).

On remarque l'augmentation rapide de la fraction massique du N₂ pour taux (23%) d'excès d'air jusqu'à arriver à une valeur ≈ 0.74 , cependant, l'augmentation des autre taux d'excès d'air (43 %, 63%, 83%) est plus lente.

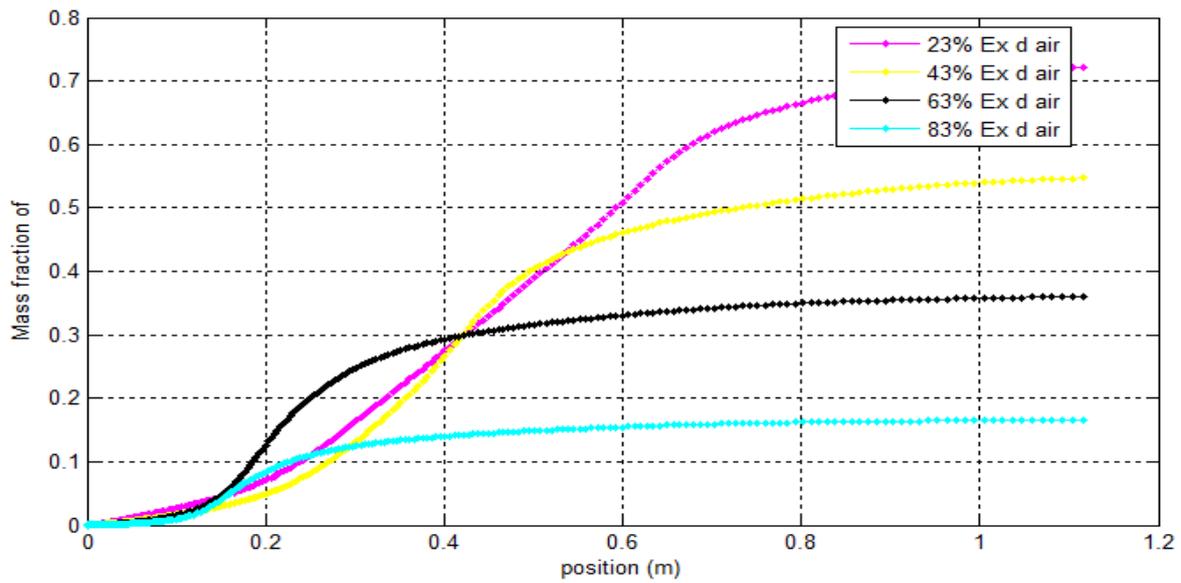


Figure (IV-56) : Variation de fraction massique du N_2 pour un écoulement axisymétrique pour différent taux d'excès d'air.

IV.6 - Conclusion :

En conclusion cette étude nous a permis de voir et constater quelque phénomène dans la chambre de combustion tel que l'évolution de la température, la vitesse du mélange méthane-air, les fractions massique des éléments de combustion (O_2 et CH_4) ainsi les gaz brûlés (CO_2 , H_2O et N_2) et ainsi que l'effet d'excès d'air sur les résultats de combustion.

L'utilisation et l'apprentissage d'un code CFD «*Computational fluid dynamics* (fluent largement utilisé) » dans le domaine de combustion est un autre objectif important.

Conclusion générale

Dans ce mémoire on a analysé et simulé du phénomène combustion à le long de la chambre de combustion dans un turbine à gaz.

La génération du maillage de la chambre de combustion a été élaborée sur GAMBIT, et la résolution numérique a été réalisée en utilisant le code FLUENT. Ce dernier, nous a permis la compréhension des phénomènes qui existent réellement dans la chambre.

Références bibliographiques

- [01] A.Bouam, «*Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion* », PFE de Doctorat, Université m'hamed bougara-Boumerdes, (2009).
- [02] M.Laissaoui, «*Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission*», PFE de Magister, Université m'hamed bougara-Boumerdes, (2011/2012).
- [03] H.Mosli, et D.Ben seddik, S.Brahimi, «*Etude de turbine à gaz MS5002b* », PFE master professionnel, Université Kasdi Merbah – Ouaregla (2012/2013).
- [04] Y.Djoudi, «*Simulation numérique d'une chambre de combustion d'une turbine à gaz MS 5002B* », PFE Master, Université de Biskra, (2013).
- [05] A.A.Zadpoor, A.Hamedanigolshan, «*Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system*», Energy 31 (2006).
- [06] Technique de l'ingénieur (B4425), «*Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie* ». Version PDF en français.
- [07] S.Nedjmi, «*étude et analyse technologique, calculs thermodynamiques de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002B* », PFE d'ingénieur d'État, Université de Biskra, (2011).
- [08] A.Herzallah, «*Étude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS5002b* » PFD d'ingénieur d'état, Université du Boumerdes, (promotion 2007).
- [09] B.Mehani, Y.Belaid, «*Etude de système de commande de lancement et de système de commande de vitesse d'une turbine à gaz MS5002C*», PFD master maintenance industrielle, Université Kasdi Merbah – Ouargla, (2011) .
- [10] A.Beggat, A.Necera, «*Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002 C* », PFE de master, Université Kasdi Merbah – Ouargla, (2010/2011)

[11] N.Ghiti, A.Bentebbiche, et S.Hanchi, «*Simulation Numérique de la Combustion Turbulent dans la Chambre de Combustion de la Turbine à Gaz MS5002C*», Magister en Aérodynamique et propulsion dans la catégorie: Sciences Alger, (2004).