

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

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

en vue de l'obtention du diplôme de master

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Simulation Mécanique & Energétique

Thème :

Etude d'une turbine à gaz type SGT-400-
Simulation de l'écoulement de gaz dans l'aubage

Présenté (e) par :

Mr. HANNACHI Ali

Dirigé (e) par :

Pr.TAHAR ABBES Miloud

Promotion 2015-2016

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

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

*** Mes sœurs et Mes frères,**

*** Ainsi qu'à tous mes amis ,**

*** Tous les étudiants de "SME",**

*** *LOUZI & NACEUR,***

Remerciement

Je remercie :

- * en premier lieu ALLAH de m'avoir donné cette volonté de toujours atteindre les objectifs que je me suis fixé ...

- * Pr . TAHAE ABBES pour tous les efforts qu'il a fournis pour mettre son travail à terme ...

- * Les membres de jury ...

- * L'ensemble des enseignants du département de génie mécanique pour leur patience durant mes études ...

- * Les Ingénieurs & Les techniciens de DP-SONATRACH-GASSI TOUIL

- * Toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce projet ...

SOMMAIRE

DEDICACE	I
REMERCIEMENT	II
SOMMAIRE	III
LISTE DES FIGURES	VIII
LISTE DES TABLEAUX	XI
NOMENCLATURE	XII
INTRODUCTION GENERALE	

CHAP I Présentation de la région de GASSI TOUIL

I.1-Introduction	01
I.2 Situation géographique	01
I.3 Organisation et structure de la région	02
I.4 Historique	03
I.5 Date de mise en production	03
I.6 Unité de traitement du brut (ancienne centre)	03
I.7 Description du centre de production (CP)	04
I.8 La nouvelle unité de traitement de gaz (CPF)	04
I.9 Développement futur	05
I.10 Fonctionnement général des unités	05
I.10.1 Zone d'admission (G01)	05
I.10.2 Zone boosting (G05)	06
I.10.3 Zone de traitement de gaz brut [récupération de GPL appelée (G11)]	07
I.10.4 Zone de compression de gaz résiduel (G50)	08
I.10.5 Zone de stabilisation de condensat/ débutanisation (P10)	09
I.10.6 Les zones de stockage de GPL et de condensat	10
I.10.7 La zone de torchage	10
I.11 Conclusion	10

CHAP II Généralité sur les turbines a gaz

II-1. Introduction	11
II.2. Autres types des turbines	11
II.2.1 Turbine à vapeur	11
II.2.2 Turbine hydraulique	11
II.3. Historique de la turbine à gaz	11
II.4. Classification des turbines a gaz	13
II.4.1. Classification selon le mode de construction	13
II.4.2 Classification selon le mode du travail	14
II.4.3. Classification selon le mode de fonctionnement thermodynamique	15
II.5. Les éléments principaux de turbine à gaz	16
II.5.1. Compresseur	16
II.5.2.La chambre de combustion	17
II.5.3. La turbine	18
II.6. Domaine d'utilisation de la turbine à gaz	18
II.6.1. Utilisation des turbine à gaz pour la propulsion	18
II.6.2.Production combinée chaleur -force (cogénération)	19
II.6.3. Production d'électricité	20
II.6.4. Pompage et compression	20
II.7. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	20
II.8 Conclusion	21

CHAP III Description de la turbine SIEMENS SGT-400

III.1 Introduction	22
III.2 Présentation de la turbine à gaz SGT-400	22
III.3 Principe de fonctionnement	24
III.4 Démarrage de la turbine	25
III .5 Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-400	25
III .5 .1 Vue d'ensemble	25
III .5 .2 Compresseur axial	26
III .5 .3 Combustion	26
III .5 .4 Turbine	26

III .5 .5	Système de carburant	26
III .5 .6	Départ	26
III .5 .7	Nettoyage du compresseur	26
III.6	Description de la turbine à gaz SGT-400	26
III.6.1	Principaux composants de la turbine	26
III.6.1.1	Section admission	27
III.6.1.2	Section de compression	28
III.6.1.3	Section de combustion	29
III.6.1.4	Section turbine (détente)	30
III.6.1.5	Section échappement	31
III.7	La partie auxiliaire	31
III.7.1	Système d'admission	31
III.7.2	Système d'alimentation hydraulique	31
III.7.3	Système-de-démarrage	32
III.7.4	Système de lubrification et graissage d'huile	32
III.7.5	Système d'alimentation par le combustible	32
III.7.6	Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	32
III.7.7	Système d'échappement	33
III.7.8	Systèmes de contrôle	33
III.8	Dimensionnements de SGT 400	34
III.9	Conclusion	34

CHAP IV Calcule thermodynamique de SGT-400

IV.1	Introduction	35
IV.2	Calcul thermodynamique	35
IV.2.1	Calcul thermodynamique d'après les données du constructeur	35
IV.2.2	Calcul thermodynamique d'après les conditions réelles	37
IV.2.2.1	Paramètres de l'air avant le premier étage du compresseur	38
IV.2.2.2	Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur	39
IV.2.2.3	Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion	40
IV.2.2.4	Les paramètres du gaz après la chambre de combustion	40
IV.2.2.5	Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine THP	41

IV.2.2.6 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la THP	41
IV.2.2.7 Les paramètres avant le premier étage de la TBP	42
IV.2.2.8 Les paramètres après le dernier étage de la TBP	43
IV.2.3 Travail et rendement	44
IV.3 Comparaison des résultats	45
IV.4 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz	46
IV.4.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz	46
IV.4.1.1 La température ambiante	46
IV.4.1.2 La pression ambiante	46
IV.4.1.3 L'humidité relative	46
IV.4.1.4 Les poussières	46
IV.4.2 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG	46
IV.4.2.1 Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur	46
IV.4.2.2 Chutes de pression dans le système d'échappement	47
IV.5 Récupération de la chaleur des gaz d'échappement	47
IV.6 But de la récupération de chaleur	47
IV.7 Conclusion	48

CHAP V Simulation de l'écoulement du gaz et effet de l'incidence de l'angle d'aubage sur le rendement de la turbine à gaz

V.1 Introduction	49
V.2 Simulation de l'écoulement du gaz dans l'aube de la turbine	49
V.2.1 Conception de la géométrie du modèle d'aube	49
V.2.2 Exécution du code FLUENT	53
V.2.2.1 Définition	53
V.2.3.Paramètres de l'écoulement	54
V.2.4 Exécution de programme ANSYS-FLUENT	54
V.3 Résultats	58
V.3.1 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 0^\circ$	58
V.3.2 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 10^\circ$	61
V.3.3 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 20^\circ$	65
V.3.3 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 30^\circ$	69
V.3.4 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 40^\circ$	72
V.4 Discussion les résultats	77

V.4.1 L'effet de la vitesse et la pression	77
V.4.1 La relation pression-vitesse	77
V.4 Conclusion	78
CONCLUSION GENERALE	
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE	VII

LISTE DES FIGURES

Fig I.1 Situation géographique de Gassi Touil	02
Fig I.2 l'organisme de GASSI TOUIL	02
Fig I.3 Schéma complet de l'unité G01	06
Fig I.4 Schéma complet de l'unité G05	07
Fig I.5 Schéma simplifier du démercristeur	08
Fig I.6 Schéma complet de l'unité G50	09
Fig II.1 classification des turbines a gaz	13
Fig II.2 Turbine a gaz a mono-arbre	14
Fig II. 3 Turbine a gaz a bi-arbre	14
Fig.II.4 Présentation la différence entre les turbines a action et a réaction	15
Fig II.5 Présentation les cycles thermodynamiques d'un turbine a gaz	16
Fig II.6 Ensemble rotor - stator d'un compresseur axial	17
Fig II.7 Chambre de combustion d'un turbine a gaz	17
Fig II.8 L'élément turbine	18
Fig II.9 Turbopropulseur d'avion	19
Fig II.10 Centrale de cogénération avec turbine à gaz	19
Fig II.11 Les quatre temps de turbine a gaz	20
Fig II.12 Cycle de Joule	21
Fig III.1 Turbine à gaz SGT-400	23
Fig III.2 Evolution de pression et température dans une turbine à gaz	24
Fig III.3 Schéma des principaux composants d'une turbine a gaz SGT-400	27
Fig III.4 Section admission d'une SGT400	27
Fig III.5 Vue en coupe de la zone du compresseur d'une SGT400	28
Fig III.6 Vue en coupe de la zone de combustion	29
Fig III.7 type de système de combustion DLE d'une SGT	29
Fig III.8 Caisse turbine	30
Fig III.9 Système d'admission avec filtration	31
Fig III.10 système de démarrage hydraulique	32
Fig III.11 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	33
Fig III.12 Dimensionnements de SGT 400	34
Fig IV.1 Diagramme T-S de l'installation	37

Fig IV.2 Localisation des points caractéristique du calcul thermodynamique de(ITG)	37
Fig V.1 Aube de turbine HP SGT-400	49
Fig V.2 Création de neuf points et leur connection par des courbes Spline	50
Fig V.3 Création du domaine 3D de calcul	50
Fig V.5 Le domaine final de calcul	51
Fig V.6 Maillage du domaine de calcule	52
Fig V.7 Détermination des conditions aux limites	52
Fig V.8 Exécution et lancement de FLUENT	54
Fig V.9 Fenêtre "energy"	54
Fig V.10 Définition le modèle de turbulence	55
Fig V.11 Choix du modèle de mélange	55
Fig V.12 Définition les conditions aux limites pour l'aube	56
Fig V.13 Définition des conditions aux limites pour l'entrée	56
Fig V.14 Définition des conditions aux limites de la paroi	56
Fig V.15 Définition des conditions aux limites pour la paroi	57
Fig V.16 Initialiser les variables d'entrée	57
Fig V.17 Définition du nombre d'itérations	58
Fig V.18 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 0^\circ$	58
Fig V.19 Effet de la pression pariétale ($\Theta = 0^\circ$)	59
Fig V.20 Effet de la pression dans le domaine de calcul ($\Theta = 0^\circ$)	59
Fig V.21 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 0^\circ$)	59
Fig V.22 Effet de la température($\Theta = 0^\circ$)	60
Fig V.24 Effet de la vitesse aux frontière du domaine($\Theta = 0^\circ$)	61
Fig V.25 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 0^\circ$)	61
Fig V.26 Diagramme représentant la relation pression-vitesse($\Theta = 0^\circ$)	61
Fig V.27 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 10^\circ$	62
Fig V.28 Effet de la pression($\Theta = 10^\circ$)	63
Fig V.29 Diagramme représentant la pression à la sortie ($\Theta = 10^\circ$)	63
Fig V.30 Effet de la température($\Theta = 10^\circ$)	63
Fig V.31 Effet de la vitesse ($\Theta = 10^\circ$)	64
Fig V.32 Diagramme représentant la vitesse à la sortie ($\Theta = 10^\circ$)	65
Fig V.33 Diagramme représentant la relation pression-vitesse ($\Theta = 10^\circ$)	65
Fig V.34 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 20^\circ$	65
Fig V.35 Effet de la pression($\Theta = 20^\circ$)	66

Fig V.36 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 20^\circ$)	67
Fig V.37 Effet de la température($\Theta = 20^\circ$)	67
Fig V.38 Effet de la vitesse ($\Theta = 20^\circ$)	68
Fig V.39 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 20^\circ$)	68
Fig V.40 Diagramme représente la relation pression-vitesse($\Theta = 20^\circ$)	68
Fig V.41 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 30^\circ$	69
Fig V.42 Effet de la pression($\Theta = 30^\circ$)	70
Fig V.43 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 30^\circ$)	70
Fig V.44 Effet de la température($\Theta = 30^\circ$)	71
Fig V.45 Effet de la vitesse($\Theta = 30^\circ$)	72
Fig V.46 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 30^\circ$)	72
Fig V.47 Diagramme représentant la relation pression-vitesse($\Theta = 30^\circ$)	72
Fig V.48 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 40^\circ$	73
Fig V.49 Effet de la pression($\Theta = 40^\circ$)	74
Fig V.50 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 40^\circ$)	74
FigV.51 Effet de la température($\Theta = 40^\circ$)	75
Fig V.52 Effet de la vitesse ($\Theta = 40^\circ$)	76
Fig V.53 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 40^\circ$)	76
Fig V.54 Diagramme représentant la relation pression-vitesse($\Theta = 40^\circ$)	77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 Les champs en exploitation	01
Tableau I.2 Production de « CPF »	04
Tableau IV.1 Les résultats de calcul relevé sur site	45
Tableau IV.2 Comparaison des résultats	45
Tableau V.1 Les coordonnées cartésiennes des points	49
Tableau V.2 paramètres de l'écoulement à l'entrée	54
Tableau V.3 Résultats des paramètres à différents angles	77

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
GT	GASSI TOUIL	-
CPF	nouvelle unité de traitement de gaz	-
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié	-
T.A.G.S	Trias Argilo-Gréseux Supérieur	-
T.A.G.I	Trias Argilo-Gréseux Inferieur	-
CP	Centre de Production	-
G01	La zone d'admission	-
G05	La zone boosting	-
G11	La zone de récupération de GPL	-
G50	La zone de compression de gaz résiduel	-
P10	La zone de stabilisation de condensat	-
HT	Hassi Touareg	-
BP	Bas Pression	-
HP	Haut Pression	-
TOU	Champs de Toulal	-
REK	Champs de Rhourde el Khlef	-
NZ	Champs de Nezla	-
système 31 G	sphères d'un volume de 55 m ³	-
système 39G	sphère d'un volume de 50 m ³	-
système 31 C	réservoirs à toit flottant d'un volume de 555 m ³	-
système 39C	réservoir à toit fixe d'un volume de 300 m ³	-
API RP-520/521	American Pétroleum Institute	-
SGT-400	SIEMENS Gas turbine	-
DLE	Dry Low Emissions	-
IGV	aubes d'admission mobiles	-
ITG	Installation de Turbine à Gaz	-
THP	Turbine Haut pression	-
TBP	Turbine bas pression	-
TAG	Turbine A Gaz	-
CC	Chambre de Combustion	-
C	Compresseur	-
ISO	Organisation standard international	-
ε	Taux de pression	-
η_i	Rendement isentropique	-
η_{mec}	Rendement mécanique	-
N	Vitesse de rotation	[Tr/min]
P_u	Puissance utile	[w]
PC_i	Pouvoir calorifique inferieur du combustible	[kJ/kg]
η_{th}	Rendement thermique	-
M	Nombre de Mach	-
c	vitesse de l'air	[m/s]
P	Pression	[bar]

T	Température	[°K]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
C_p	Chaleur spécifique	[kJ/(kg.K)]
γ	Exposant isentropique	-
\dot{M}_a, \dot{M}_g	Débits massiques de l'air et des gaz	[kg/s]
W_{cr}, W_{THP}	Rendement mécanique du compresseur et de la turbine THP, qui tiennent compte les pertes mécaniques	-
ΔP	perte de pression	[bar]
W_T, W_c	Travail de la turbine & compresseur	[J/kg]
W_u	Le travail massique utile (net)	[J/kg]
Q_{cc}	Quantité de chaleur dans la chambre de combustion	[J/kg]
Θ	Angle d'inclinaison	°

INTRODUCTION GENERALE

Le but de ce PFE est d'étudier une turbine à gaz située dans une installation de compression du gaz à Gassi Touil, Hassi Messaoud au Sahara (Algérie).

La turbine type SGT-400 utilisée aux CPF (Centrale Production Facilité) de GASSI TOUIL, est une turbine à deux arbres et à deux étages. Le système de carburant est le gaz naturel

La turbine à double arbre atteint une puissance utile de 12,90 MW ou de 14,32 MW pour la production d'électricité et de 13,40 MW, soit 14,92 MW à entraînement mécanique. La turbine permet un rendement électrique de jusqu'à 35,4% pour un fonctionnement dans un cycle ouvert .

Les deux roues de la turbine sont indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle même, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner la machine réceptrice qui est dans notre cas un compresseur centrifuge servant à la compression du gaz naturel pour l'expédition.

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de compresseur centrifuge.

La turbine entraîne un compresseur axial qui est un compresseur transsonique à 11 Étages de vitesse nominale de 14 100 tr / min. La chambre de Combustion comprend 6 chambres inverses de tubulaires de combustion d'Écoulement.

Un calcul thermodynamique de l'installation de l'électricité est fait dans le chapitre 4 où on a déterminé tous les paramètres et performances de la turbine SGT-400 principalement dans les points : entrée et sortie dans principalement le compresseur, la chambre de combustion, la turbine haute pression (THP) et la turbine basse pression (TBP).

Dans le dernier chapitre on a analysé l'étude numérique sur l'écoulement du gaz dans un aubage de la turbine SGT-400 à différents angles d'incidence ($\Theta=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$) pour déterminer leurs effet sur les paramètres de l'écoulement du gaz principalement la pression et la vitesse en vue de savoir quel est l'angle d'incidence qui donne à la turbine le

meilleur rendement en sortie c'est-à-dire avoir les meilleures performances d'entraînement de la charge .

I.1 Introduction

Dans la région de GASSI TOUIL on a deux stations l'ancienne station et le nouveau. l'ancienne est pour le traitement de brut, elle est composée de deux unités, l'unité de séparation qui consiste à éliminer le gaz, l'eau et les sédiments du pétrole pour le rendre propre et l'autre pour rôle de collecter 4.9 MMm³/jours de gaz sur des séparateurs existants et de comprimer à une pression de 152 bar .

L'autre station est conçue pour traiter 12 millions de mètres cubes de gaz par jour provenant des champs de gaz pour fournir aux station de récompression. ce gaz à traiter, est provenant des gisements de : Hassi Touarg, Gassi Touil, Roud Elkhalef, Nezla, Toual, Brides.

La capacité de fonctionnement de l'usine CPF est comprise entre 30% (3,6 millions de mètres cubes de gaz par jour), et 110% (13,2 millions de mètres cubes de gaz par jour) de sa capacité de base. Aussi, elle permet de produire de GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié), et de condensat.

I.2 Situation géographique

Le site de projet se trouve sur le champ de Gassi Touil à 150 km au sud de Hassi Messaoud. L'altitude moyenne est 200 m environ. Il s'étend sur une superficie d'environ 170km de long et 105 km de large, dans une région à caractère désertique sujette aux tempêtes de sable et aux éclairs. Les effets de neige et de séisme ne sont pas à envisager.

Les conditions climatiques les plus importantes se présentent comme suit :

Température de l'air : -5°C min. (sous abri en hiver) et +55 °C max. (sous abri en été)

Humidité relative : 10% min. et 75% max ;

Pluviométrie/gelée : 20 mm en 24 heures avec possibilité d'orages violents, fréquentes gelées en hiver.

Vents : violents (180 km/h à 10 m au-dessus de sol), accompagnés souvent de sable.

Il existe plusieurs champs collectes pour cette unité, soit pour la réinjection de gaz ou pour le traitement du gaz et de l'huile.

Champs	Date de découverte	Puits fores	Nature des fluides
GassiTouil	1961	82	Huile + Gaz + Eau (04)
Hassi Chergui Sud	1962	09	Huile
Hassi Chergui Nord	1962	01	Huile
Hassi Touareg Nord	1959	08	Gaz + Eau (01)
Hassi Touareg Sud	1959	06	Gaz
Nezla Sud	1958	21	Gaz + Eau (02)
Toual	1958	10	Gaz
Nezla Nord	1958	09	Huile + Gaz + Eau (01)
TOTAL		146	

Tableau I.1 Les champs en exploitation.

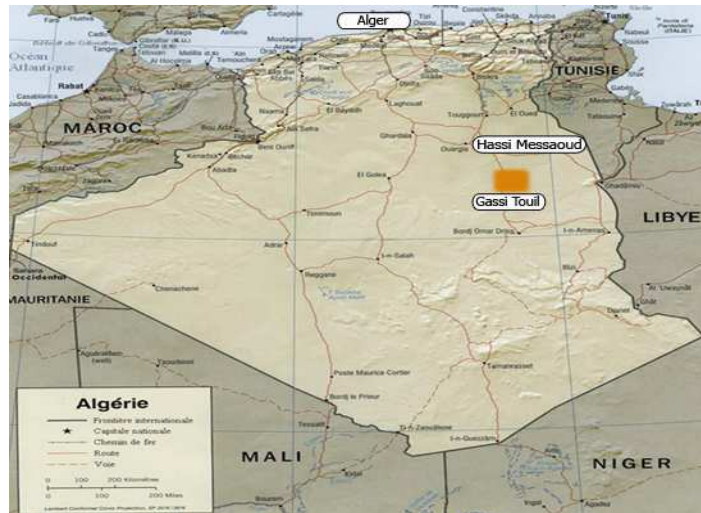


Fig I.1 Situation géographique de Gassi Touil.

I.3 Organisation et structure de la région

La direction régionale de Gassi Touil est composée de 9 divisions dirigées par directeur régional. La structure de cette direction régionale est schématisée par l’organigramme.

Dans ces 9 divisions, on s’intéresse seulement à la division maintenance et en particulier au service mécanique. Les différents services de cette division ainsi que la hiérarchie du service mécanique sont donnés dans l’organigramme.

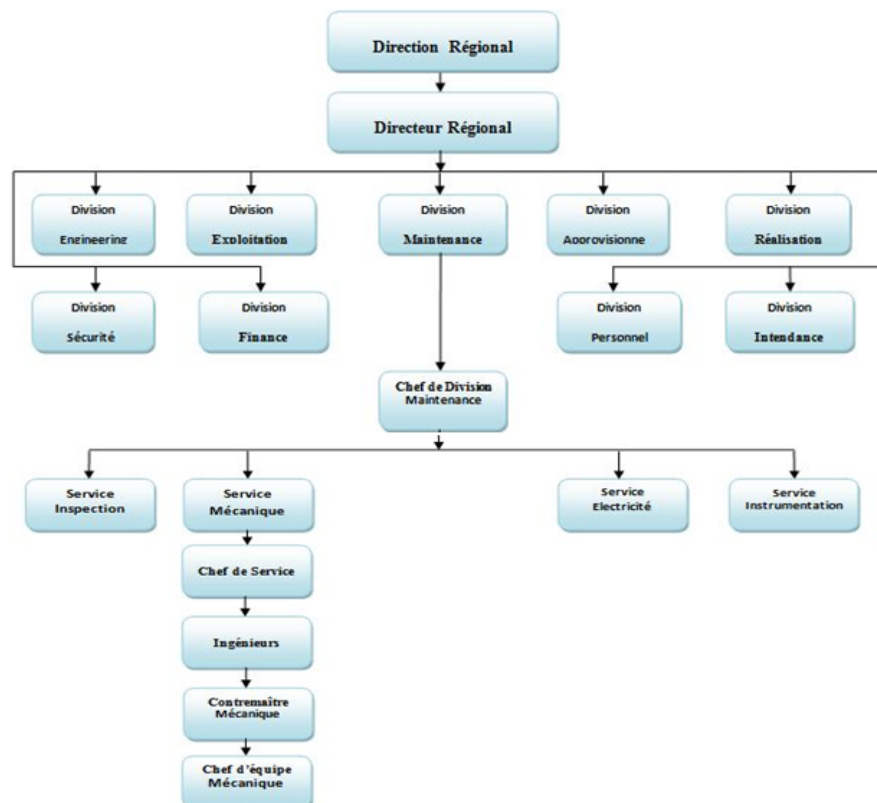


Fig I.2 l’organisme de GASSI TOUIL.

I.4 Historique

Le champ de Gassi Touil a été découvert en 1961 par le forage de GT L'implante au sommet de la structure (COPEFA - CEP). Ce forage a mis en évidence la présence de gaz dans les réservoirs des Trias Supérieur et Inferieur. Il a fallu attendre le forage de GT 3 (Novembre 1962 – Mars 1963), implante sur le flanc Est de la structure, pour découvrir de l'huile dans le Trias Inferieur a une profondeur de 2100 m, soit -1891 m absolu, Le forage de GT 4 (Juin 1963 en Octobre 1963) a aussi montré que le Trias Intermédiaire était imprègne d'huile dans cette zone a une profondeur de 2020 à 2037m. Le développement de ce champ a été poursuivi très rapidement durant les deux années suivantes ou pas moins de 30 puits ont été fores et mis en exploitation. Depuis, le forage de nouveaux puits a continué jusqu'en 1974, pour délimiter les contours du gisement. La structure de ce gisement se présente sous forme d'un anticlinal allonge sur 20 km environ dans l'axe Nord-Sud et 5 km environ dans l'axe Est-Ouest. Le flanc Ouest accidenté est fermé par une grande faille longitudinale, tandis que les extrémités sont affectées par deux failles de moindre importance de sens Sud-ouest/Nord-est. Cette structure est compliquée au sommet par 03 petites culminations situées respectivement au Nord, au centre et au sud.

Le réservoir est formé par le complexe Argilo-Gréseux du Trias qui présente 03 horizons producteurs, séparés par des couches d'argile discontinues, plus ou moins imperméables, de sorte qu'ils se comportent comme des gisements indépendants :

- Le Trias Argilo-Gréseux Supérieur (T.A.G.S.)
- Le Trias Intermédiaire
- Le Trias Argilo-Gréseux Inferieur (T.A.G.I.)

La couverture principale de ce réservoir est constituée par une épaisse couche d'évaporites (sel, anhydrites) du Trias salifère.

I.5 Date de mise en production

- Trias Argilo-Gréseux Inferieur Huile : Avril 1963
- Trias Intermédiaire Huile : 1966
- Trias Supérieur Huile : Mai 1964
- Trias Supérieur Gaz-Cap : Décembre 1976

I.6 Unité de traitement du brut (ancienne centrale)

Le pétrole extrait d'un gisement est généralement accompagné de gaz dissous, d'eau salée et de particules solides provenant des sédiments et de la corrosion des installations.

Le traitement du brut est une opération de séparation qui consiste à éliminer le gaz, l'eau et les sédiments du pétrole pour le rendre propre, non agressif pour les ouvrages en acier et stabilise par des raisons de sécurité, de stockage et de transport. Le gaz pour qu'aux.

Le rôle de la séparation est d'éliminera l'eau de gisement, et de traiter l'huile ou conditions atmosphériques il n'y aurait plus de gaz dans l'huile.

I.7 Description du centre de production (CP)

L'usine (CP) de Gassi Touil a été mise en production en 1965. La superficie du champ s'étend sur 120km² et compte 60 puits producteurs, 6 puits injecteurs et 11 puits secs ou abandonnés. La totalité de la production de brut de la région de Gassi Touil est acheminée vers le centre de production.

La totalité de la production de brut de la région de Gassi Touil est acheminée vers le centre de production comprenant:

- une unité de traitement de brut;
- une unité de traitement de gaz (Actuellement en arrêt);
- une station de réinjection de gaz (URGA);
- unité de traitement des rejets industriels (désuilage);
- des utilités (centrale électrique, production d'air instrument)
- des installations auxiliaires (système de lutte anti-incendie)
- des infrastructures (ateliers de maintenance, bureaux).

I.8 La nouvelle unité de traitement de gaz (CPF)

La nouvelle unité de traitement de gaz (CPF) est conçu pour traiter le gaz provenant des gisements de Hassi Touareg, GassiTouil, Roud El khalef, Nezla, et Toul, et alimenter les stations de recombinaisons.

Le CPF de capacité de 12 million mètre cube par jour, selon le design, produit du GPL, du condensat, et du gaz sec selon les quantités représentée dans le tableau suivant :

Gaz Sec	12 million/jour
GPL	1047.144 tonne/jour
Condensat	1644.89 tonne/jour

Tableau I.2 Production de « CPF ».

Elle est composée des zones suivantes :

- La zone d'admission (G01)
- La zone boosting (compresseur booster) (G05)

- La zone de récupération de GPL (G11)
- La zone de compression de gaz résiduel (G50)
- La zone de stabilisation de condensat/ débutanisation (P10)
- La zone de stockage GPL et de condensat
- La zone de comptage de gaz et canalisation d'expédition .

I.9 Développement futur

Le plan de développement du CPF prévoit un ensemble d'unités dans le futur :

- (1) Usine AGRU (unité d'élimination de CO₂)
- (2) Unité de déshydratation
- (3) Compression de CO₂, déshydratation et comptage
- (4) Unité d'échangeur d'ions
- (5) Stockage d'eau déminéralisée

I.10 Fonctionnement général des unités

I.10.1 Zone d'admission (G01)

Le gaz humide avec l'eau de production venant du Champ de Hassi Touareg (115 HT) et du Champ de Gassi Touil (115 GT) est collecté, et réceptionné au niveau du slug catcher BP à tubes par l'intermédiaire de la ligne principale.

Le gaz provenant du slug catcher est envoyé au compresseur booster (G05).

Le condensat d'hydrocarbures séparé dans le slug catcher BP, est envoyé au ballon de détente de condensat du slug catcher BP.

Le condensat d'hydrocarbures récupéré, est pompé vers le ballon de détente de condensat du slug catcher HP par la pompe à condensat du slug catcher BP.

Les effluents gazeux et l'eau produite sont envoyés respectivement vers le système de gaz combustible BP et vers le ballon de détente d'eau produite.

Les gaz humides venant des Champs de Toual (115 TOU), de Rhourde el Khlef (115 REK), de Nezla (115 NZ) sont collectés et réceptionnés au niveau du slug catcher HP à tubes.

Les flux de gaz provenant du slug catcher HP et du slug catcher BP à travers le compresseur booster (G05) sont combinés et envoyés vers l'unité de récupération de GPL.

Le condensat d'hydrocarbures séparé dans le slug catcher HP, et le condensat d'hydrocarbures provenant du ballon de détente de condensat du slug catcher BP, sont envoyés vers le ballon de détente de condensat du slug catcher HP.

Le condensat d'hydrocarbures récupéré, est pompé vers l'unité de stabilisation de condensat (P10) par la pompe à condensat du slug catcher HP, après être passé par le filtre d'alimentation en condensat et le coalesceur d'alimentation en condensat.

Les effluents gazeux et l'eau produite sont envoyés respectivement au compresseur booster (G05) et au ballon de détente d'eau produite.

L'eau produite provenant du slug catcher BP, du ballon de détente de condensat du slug catcher BP, du slug catcher HP, du ballon de détente de condensat du slug catcher HP, et du coalesceur d'alimentation en condensat sont envoyés vers le ballon de détente d'eau produite.

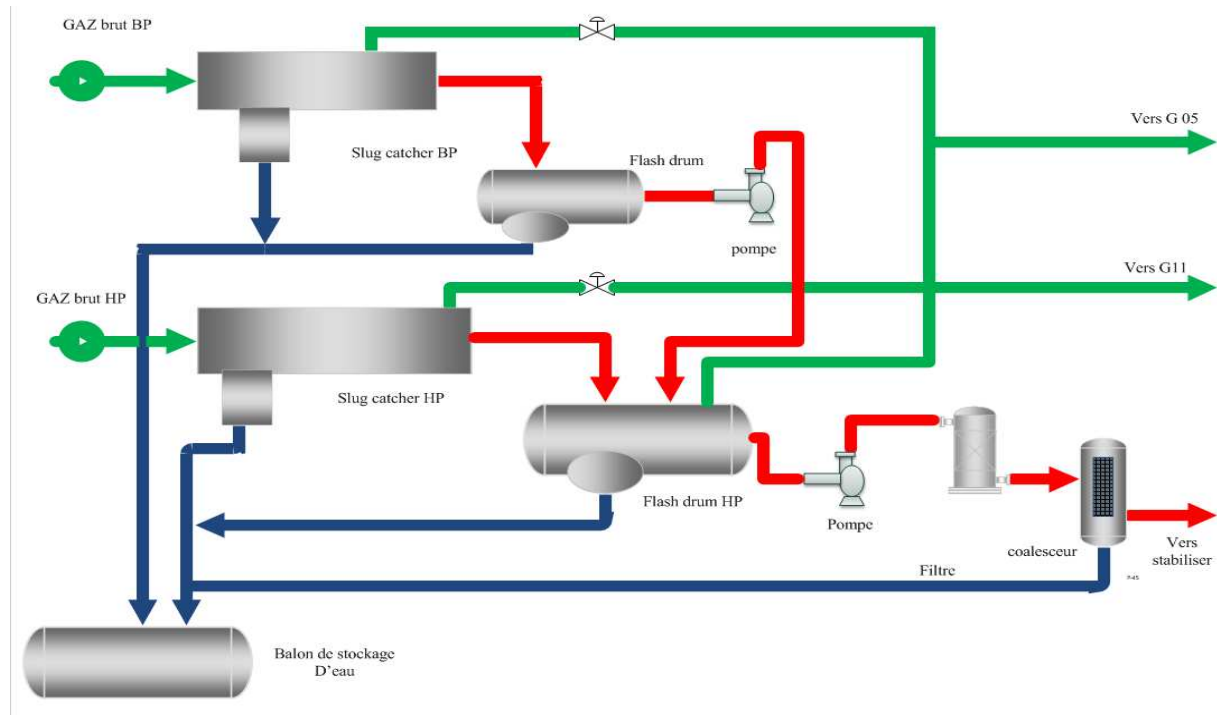


Fig I.3 Schéma complet de l'unité G01.

I.10.2 Zone boosting (G05)

Le gaz provenant du slug catcher BP, du ballon de détente de condensat du slug catcher HP et de la tête de la colonne de stabilisation est envoyé vers le compresseur booster.

Les ballons tampons d'aspiration sont nécessaires pour éviter l'entrée de gouttelettes de liquide dans le carter du compresseur booster.

Le gaz provenant du slug catcher BP, du ballon de détente de condensat du slug catcher HP et de la tête de la colonne de stabilisation sera envoyé vers le ballon tampon d'aspiration du 1er étage. Il est prévu de renvoyer le liquide provenant du ballon tampon d'aspiration du 1er étage, vers le ballon de détente de condensat du slug catcher BP avec les ballons tampon d'aspiration et de refoulement du 2ème étage.

Le gaz comprimé sera refroidi jusqu'à 60°C par le refroidisseur de refoulement du 1er étage du compresseur booster.

Le compresseur booster du 2ème étage, du type centrifuge entraîné par un moteur à vitesse constante, comprime le gaz provenant du ballon tampon d'aspiration du 2ème étage jusqu'à 71bar.

Le gaz comprimé est refroidi jusqu'à 60°C par le refroidisseur de refoulement du 2ème étage du compresseur booster équipé d'un moteur fixe. Ensuite, le gaz comprimé refroidi est envoyé vers l'unité de récupération de GPL (G11) à travers le ballon tampon de refoulement du 2ème étage.

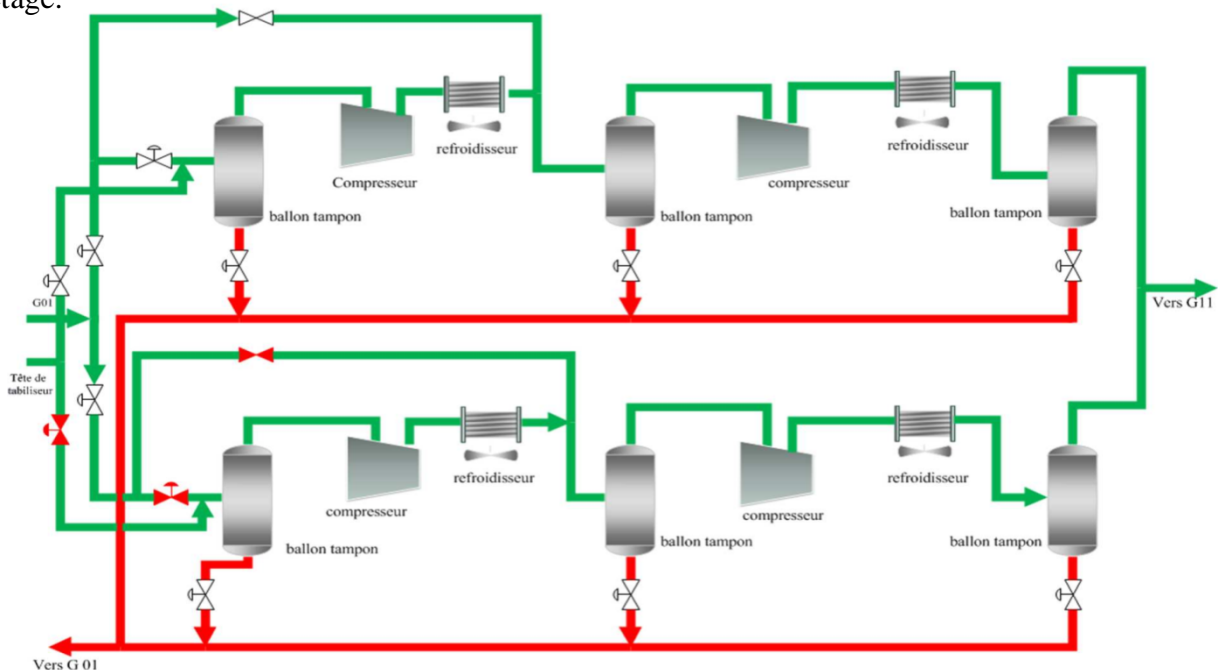


Fig I.4 Schéma complet de l'unité G05.

I.10.3 Zone de traitement de gaz brut [récupération de GPL appelée (G11)]

Les flux combinés de gaz provenant du slug catcher HP (G01) et du compresseur booster (G05) passent par le côté tubes du rebouilleur latéral du dééthaniseur où leur température est réduite. Un échangeur de chaleur gaz humide/gaz résiduel est également prévu en parallèle avec le rebouilleur latéral du dééthaniseur pour réduire la température à l'entrée du déshydrateur à 42°C lorsqu'on se situe en dehors des conditions nominales. Cet échangeur de chaleur sera mis en ligne et utilisé pour réduire la température à l'entrée du déshydrateur. Le gaz entre ensuite dans le séparateur de gaz d'alimentation de déshydrateur. Le condensat collecté dans le séparateur de gaz d'alimentation de déshydrateur est envoyé

vers le ballon de détente de condensat du slug catcher HP. Le gaz provenant du séparateur de gaz d'alimentation est envoyé vers l'adsorbeur de mercure. Le but de cet adsorbeur de mercure est de réduire la concentration d'Hg dans le gaz .

Le gaz provenant de l'adsorbeur de mercure entre dans le filtre de gaz d'alimentation/coalesceur du déshydrateur. Le liquide collecté dans le filtre de gaz d'alimentation/coalesceur du déshydrateur est envoyé vers le ballon de détente de condensat du slug catcher HP.

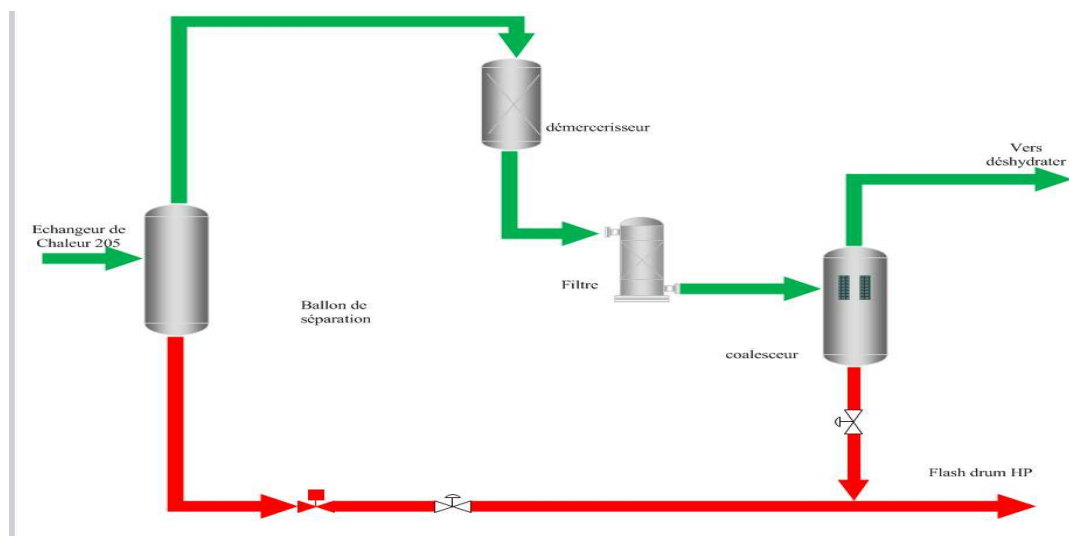


Fig I.5 Schéma simplifié du démercuriseur.

I.10.4 Zone de compression de gaz résiduel (G50)

Cette unité consiste en deux trains de procédé identiques (Compresseur de gaz résiduel entraîné par une turbine à gaz : 2 x 50%). Il est à noter que, pour simplifier, le train A est utilisé comme référence sauf spécification contraire.

Pendant le traitement du gaz, la pression est réduite pour atteindre les objectifs des produits, et donc, pour expédier le produit de gaz résiduel, la pression doit être augmentée pour permettre le transfert du gaz. Le compresseur de gaz résiduel est du type centrifuge. Dans les conditions normales, les deux trains du procédé seront en fonctionnement. La tuyauterie est disposée de manière à ce que, en cas de fonctionnement d'un seul train, l'un ou l'autre des compresseurs puisse être utilisé.

Le compresseur est entraîné par la turbine à gaz du compresseur de gaz résiduel. Le gaz combustible HP provenant du système de gaz combustible (410) est utilisé pour entraîner la turbine. Le gaz d'échappement de la turbine est utilisé dans le système d'huile chaude (480). Le gaz entre dans l'épurateur d'aspiration des compresseurs de gaz résiduel où tout liquide restant est séparé. Après la phase de compression (jusqu'à environ 70 bar), le gaz est refroidi.

Il faut s'assurer que la température est inférieure à la température maximale du gaz d'expédition en aval du refroidisseur de gaz résiduel.

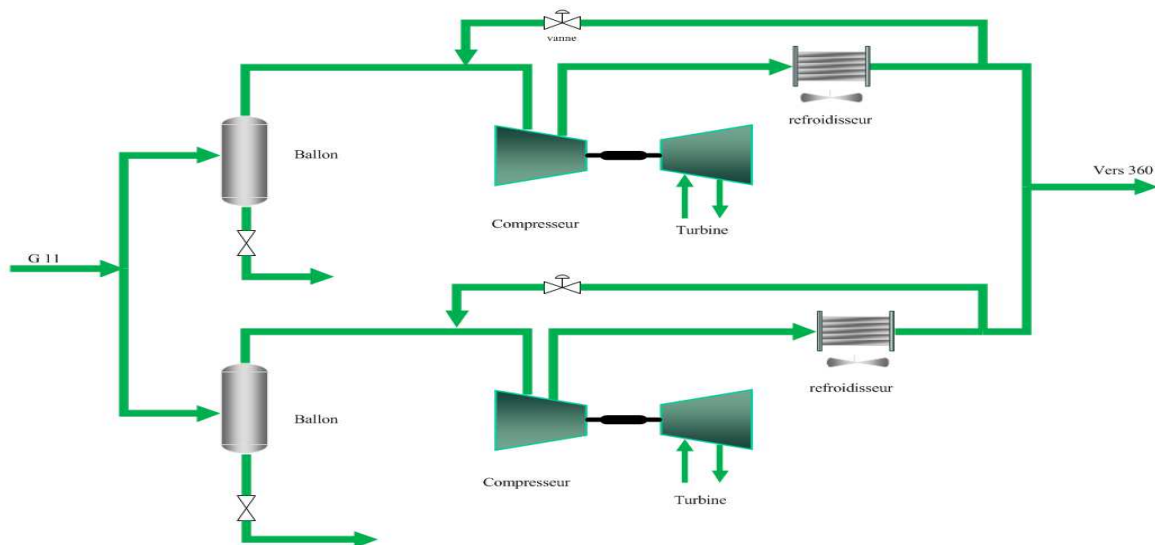


Fig I.6 Schéma complet de l'unité G50.

I.10.5 Zone de stabilisation de condensat/ débutanisation (P10)

Le condensat d'hydrocarbures récupéré provenant du ballon de détente de condensat du slug catcher HP est pompé vers l'unité de la colonne de stabilisation de condensat/débutaniseur à l'aide de la pompe à condensat du slug catcher HP, le condensat passe par le filtre d'alimentation en condensat et le coalesceur d'alimentation en condensat avant d'entrer dans l'unité P10.

La charge liquide passe ensuite par le côté calandre du préchauffeur de charge de la colonne de stabilisation où elle est chauffée par le produit de condensat provenant du côté tubes du préchauffeur de charge du débutaniseur, et ensuite envoyée vers la colonne de stabilisation pour éliminer les fractions légères comme le gaz combustible. Le gaz de tête de la colonne de stabilisation provenant de la colonne de stabilisation est acheminé vers le système de gaz combustible BP comme source. Le gaz de tête de la colonne de stabilisation peut être également envoyé vers la zone du compresseur booster pour récompression.

I.10.6 Les zones de stockage de GPL et de condensat

Le GPL et le condensat produits par l'usine CPF seront stockés temporairement sur site avant d'être expédiés via les conduites de transport exploitées par SONATRACH. Les dispositifs de stockage du GPL sont les suivants :

- Deux sphères d'un volume de 55 m³ chacune (système 31 G)
- Une sphère d'un volume de 50 m³ (système 39G).

Les dispositifs de stockage de condensat seront les suivants :

- Deux réservoirs à toit flottant d'un volume de 555 m³ chacun (système 31 C).
- Un réservoir à toit fixe d'un volume de 300 m³ (système 39C).

I.10.7 La zone de torchage

Des torches et un bournier sont associés à l'usine CPF :

- Une torche froide sèche
- Une torche commune
- Une torche basse pression
- Un bournier (burnpit)

Ces systèmes de torchage sont dimensionnés pour le cas d'émission de gaz maximale et suivent les spécifications des standards API RP-520/521 (American Petroleum Institute).

I.11 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le site de **GASSI TOUIL** où une description et quelques statistiques ont été données et qui ont montré le rôle stratégique de ce site .

II.1 Introduction^[1]

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

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 et elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des appareils fixes (Générateur d'électricité ; Compresseurs ; Pompes) et appareils mobiles (Propulsion maritime ; Aviation). ^[1]

II.2 Autres types des turbines

II.2.1 Turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entrainer un dispositif mécanique tournant. ^[2]

II.2.2 Turbine hydraulique

Une turbine hydraulique est une machine tournante qui produit une énergie mécanique à partir d'eau en mouvement (cours d'eau ou marée) ou potentiellement en mouvement (barrage). Elle constitue le composant essentiel des centrales hydroélectriques destinées à produire de l'électricité à partir d'un flux d'eau. Elle a été inventée par Benoît Fourneyron en 1832, qui installa sa première machine à Pont-sur-l'Ognon . ^[7]

II.3 Historique de la turbine à gaz ^[3]

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes :

- **période (1791-1911):** celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement.

Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

- **période (1935-1945):** celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX e siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale.

Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV.

- **période (à partir 1939):** la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentit avec raison cette évolution : «Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo motrices à gaz ».

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser

ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée. ^[3]

II.4 Classification des turbines a gaz

Les turbines a gaz sont classés selon :

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

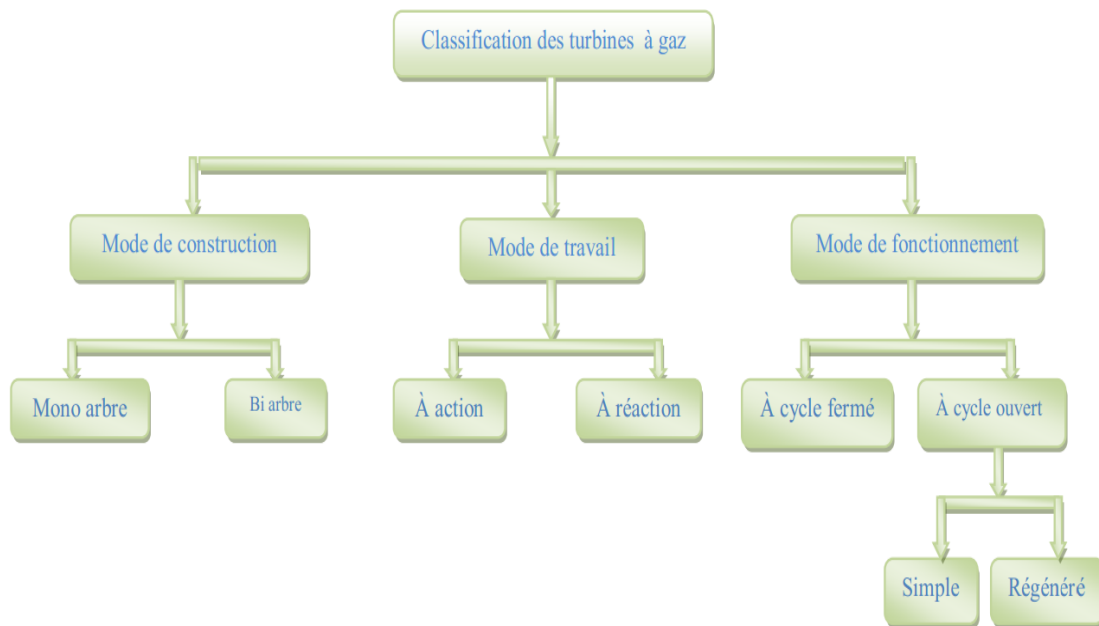


Fig II.1 Classification des turbines a gaz .

II.4.1 Classification selon le mode de construction

On a deux types des turbines a gaz dans cette catégorie :

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

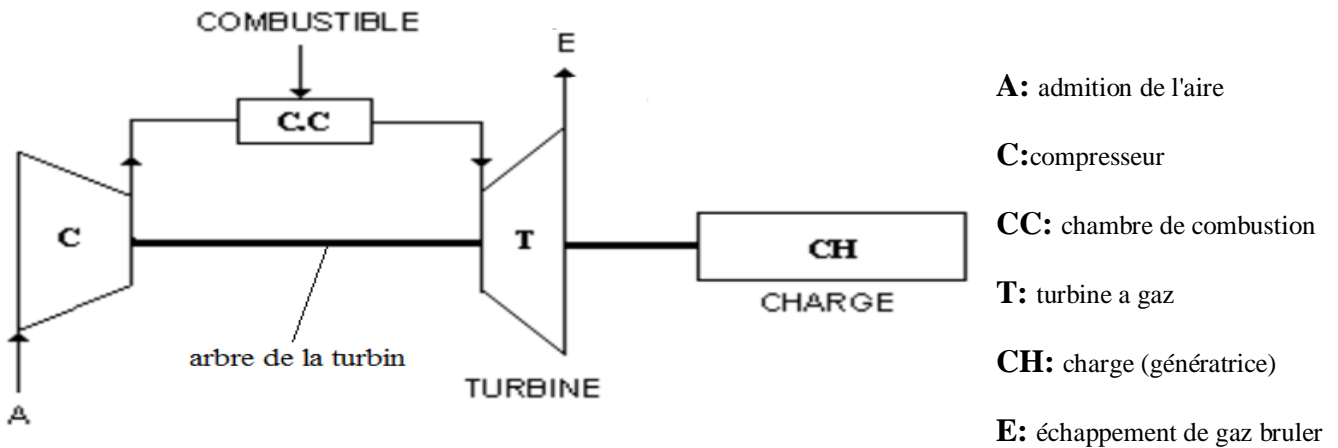
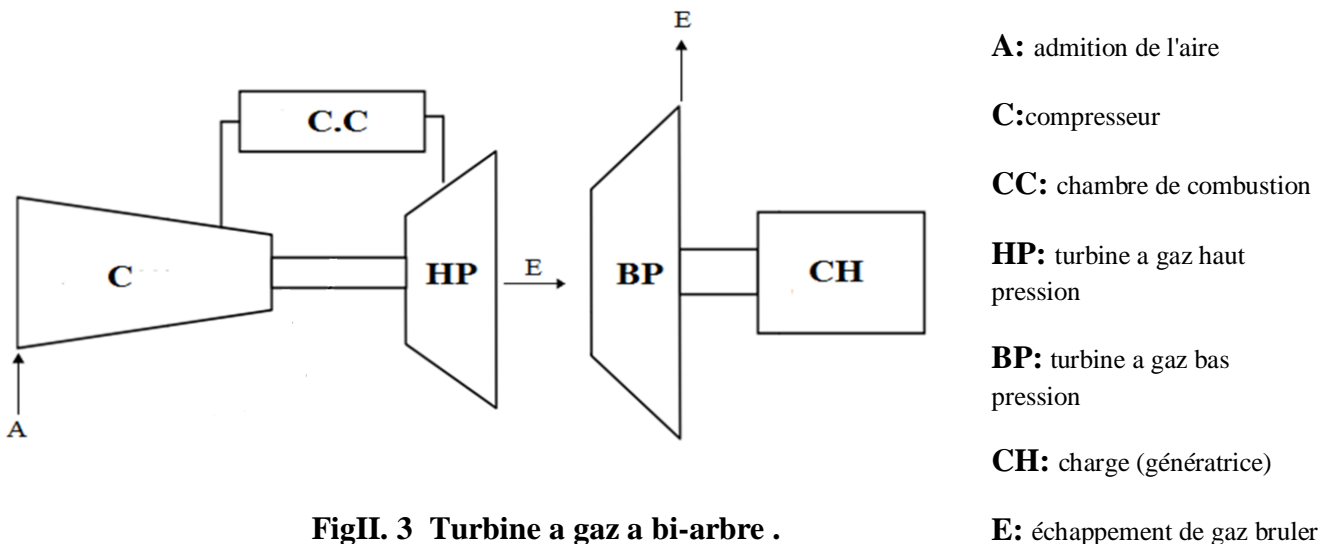


Fig II.2 Turbine a gaz a mono-arbre .

B. Turbine bi-arbre: La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur .



FigII. 3 Turbine a gaz a bi-arbre .

II.4.2 Classification selon le mode du travail

On distingue deux types de turbine :

➤ **Turbine à action**

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

➤ **Turbine à réaction**

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 $P_1 > P_2 > P_3$.^[1]

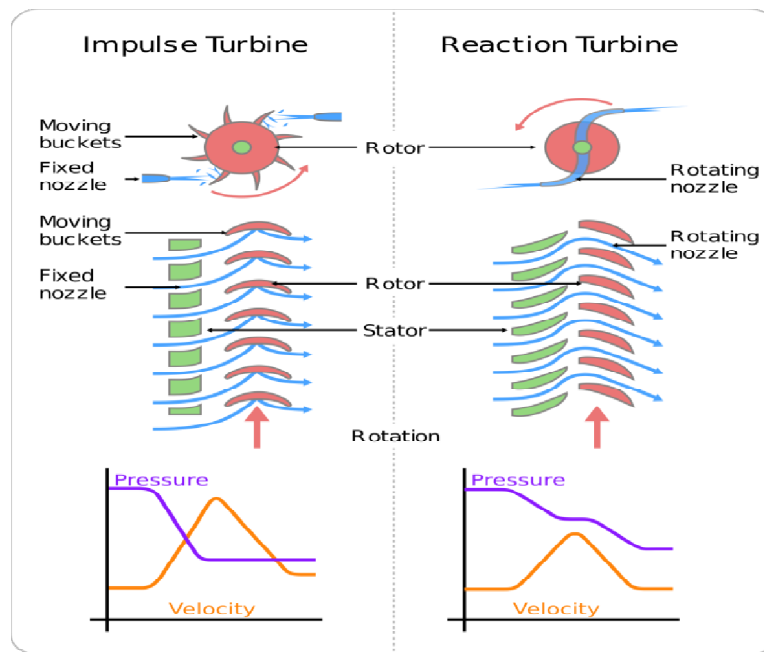


Fig II.4 Présentation la différence entre les turbines a action et a réaction .

II.4.3 Classification selon le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

➤ **Turbine à gaz à cycle fermé**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ **Turbine à gaz à cycle ouvert**

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

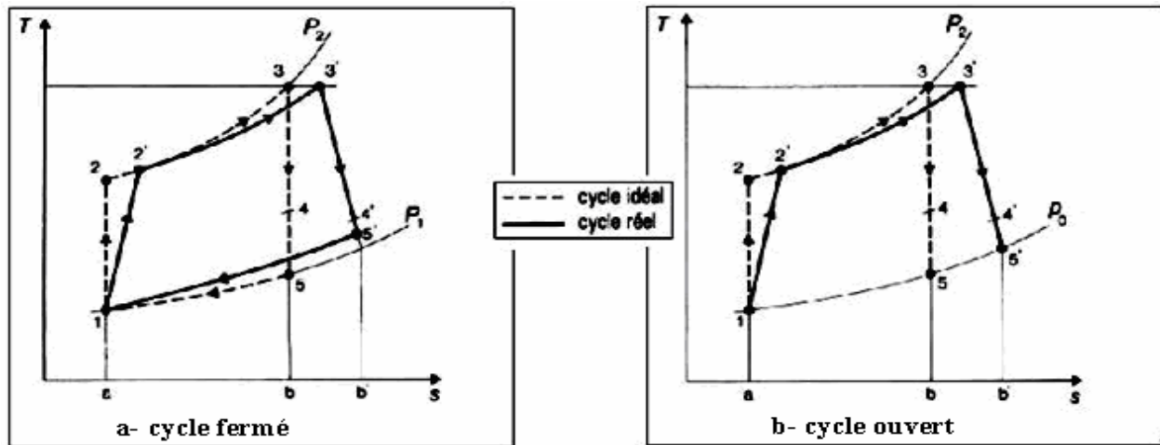


Fig II.5 Présentation des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz .

La turbine à gaz à cycle ouvert est plus répandue et se divise en deux classes :

➤ **Turbine à cycle simple**

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

➤ **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. ^[4]

II.5 Les éléments principaux de turbine à gaz

II.5.1 Compresseur

Le compresseur est utilisé pour accroître la pression de l'air. Cette compression permet d'optimiser les processus de combustion et d'extraction de puissance puisque la combustion du mélange fuel/air se fait dans un plus petit volume. D'autre part, l'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de l'efficacité thermique. Deux types de compresseurs existent : les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges. Un paramètre important à prendre en compte est l'encombrement. Ainsi, si on dispose d'un espace réduit, les compresseurs axiaux sont moins encombrants. D'autre part, la surface faciale d'un compresseur axial est beaucoup plus petite que celle d'un compresseur centrifuge. Chaque ensemble rotor - stator du compresseur constitue un étage de compression. Le taux de compression qu'autorise un seul étage est de l'ordre de 2, toutefois il est beaucoup

plus facile de multiplier les étages que dans le cas des compresseurs centrifuges. Les taux de compression autorisés aujourd'hui par les compresseurs axiaux sont de l'ordre de 30. ^[5]

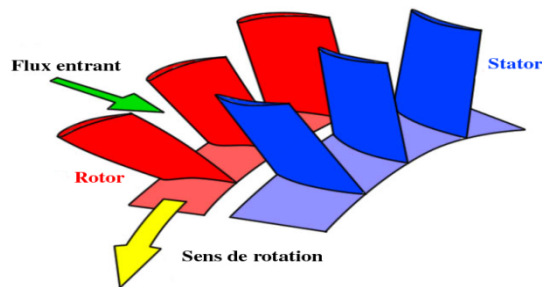


Fig II.6 Ensemble rotor - stator d'un compresseur axial .

II.5.2 La chambre de combustion

Dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-gaz de combustion, ce qui augmente en même temps son volume.

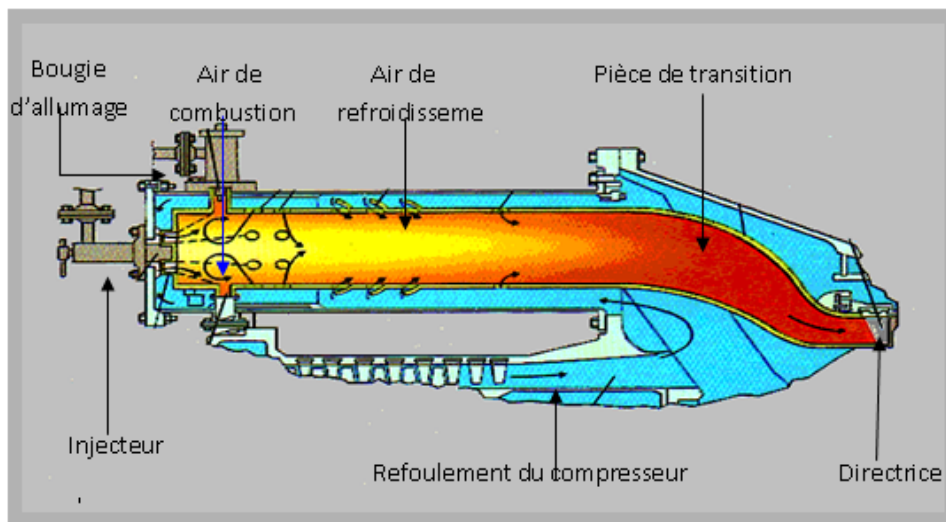


Fig II.7 Chambre de combustion d'un turbine a gaz .

Les gaz chauds comprimés, entre dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire des aubes fixes dites directrices, leur rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz en réduisant leurs énergies thermique et dépression (expansion). ^[6]

II.5.3 La turbine

La turbine récupère une partie de l'énergie cinétique des gaz générés par la réaction et qui sortent de la chambre de combustion. Cette énergie cinétique est convertie en énergie mécanique, utilisée pour entretenir la rotation du compresseur et des différents accessoires. Près de trois quarts de l'énergie tirée des produits de combustion est nécessaire pour alimenter le compresseur.

Les accélérations que doivent subir les aubes des turbines sont de plusieurs milliers de g et sont responsables de contraintes de plus de 3 tonnes par cm^2 . Les turbines ainsi peuvent tourner jusqu'à 60000 tr/min et baignent dans un flux de gaz dont la température avoisine 1500 °c. Cette température dépasse parfois de 200°c la température de fusion des matériaux constituant les aubes. Cette performance est possible grâce au refroidissement des aubes par de l'air prélevé au niveau du compresseur propulsé à grande vitesse et sous haute pression. ^[5]

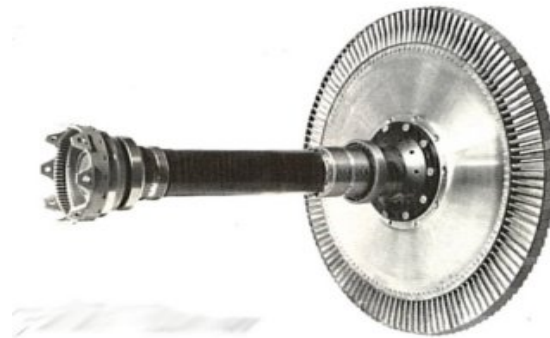


Fig II.8 L'élément turbine .

II.6 Domaine d'utilisation de la turbine à gaz

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important des paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées. ^[6]

II.6.1 Utilisation des turbine à gaz pour la propulsion

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées

pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.

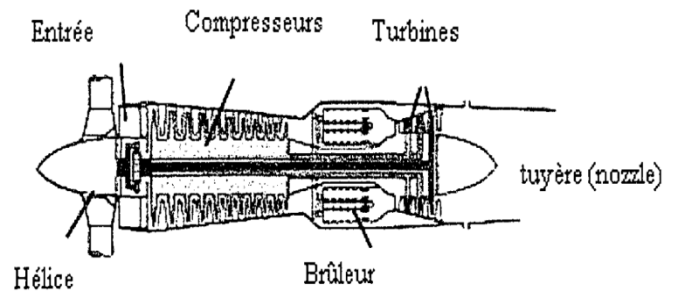


Fig II.9 Turbopropulseur d'avion .

II.6.2 Production combinée chaleur -force (cogénération)

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un procédé industriel. Le principe de cette application peut être, encore, poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

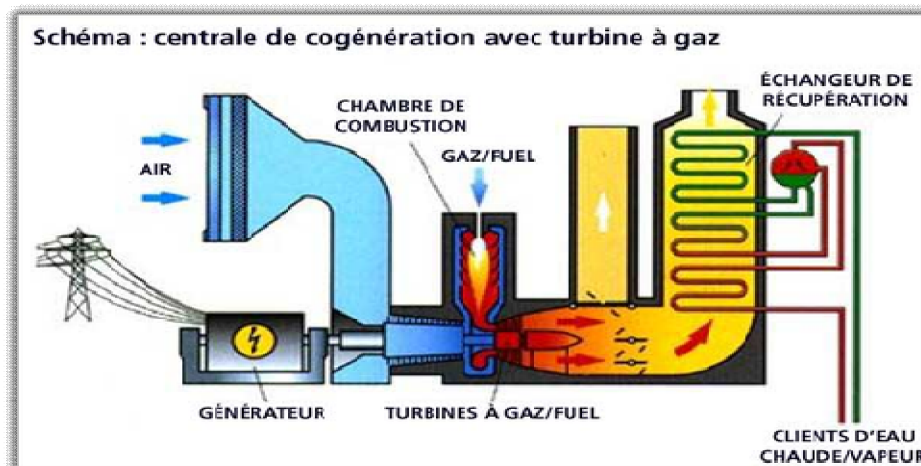


Fig II.10 Centrale de cogénération avec turbine à gaz .

II.6.3 Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur, Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

II.6.4 Pompage et compression

Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du mode d'exploitation envisagé.

II.7 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

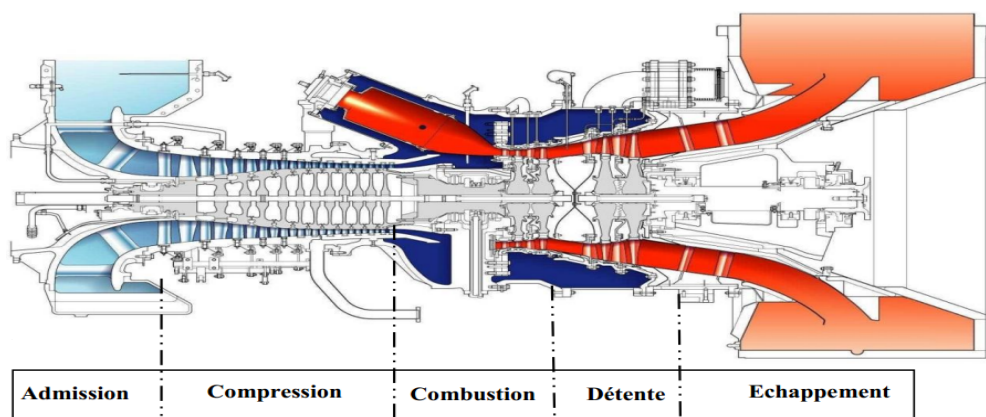


Fig II.11 Les quatre temps de turbine a gaz .

La turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement :

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- un combustion isobare comme pour un moteur Diesel ;
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique
- un échappement isobare. ^[7]

Dans le compresseur, il est fourni un travail au gaz. Ce travail entraîne une augmentation de la pression et de la température. La température des gaz est encore augmentée dans la chambre de combustion. Dans la turbine, une partie de l'énergie du gaz est récupérée pour faire tourner le compresseur. L'énergie restante est récupérée par une détente qui a pour résultat de faire baisser la température et la pression.

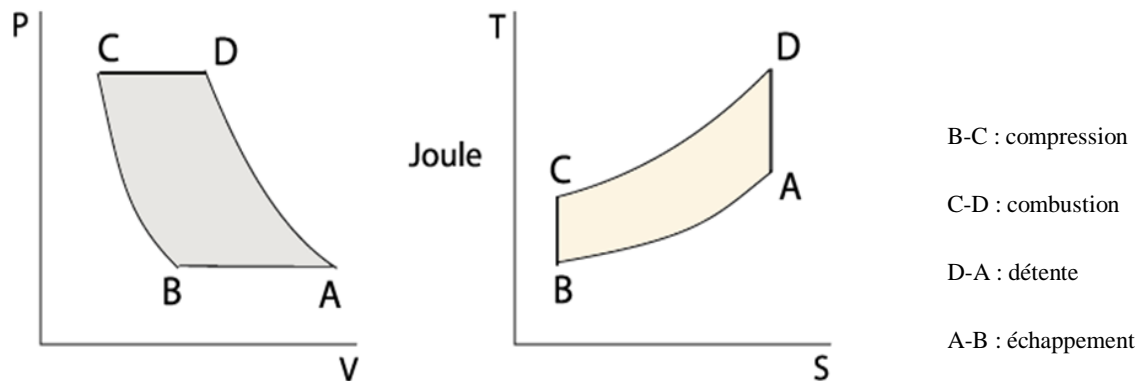


Fig II.12 Cycle de Joule .

II.8 Conclusion

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

III.1 Introduction

Les turbines à gaz au niveau du champ de GASSI TOUIL sont de modèle SGT-400 elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges multi étages.

III.2 Présentation de la turbine à gaz SGT-400

Les turbines utilisées aux CPF (Centrale Production Facilité) de GASSI TOUIL, sont deux turbines à deux arbres (SGT-400), ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes.

La turbine à gaz SGT-400 combine 25 ans d'expérience dans les équipements fonctionnant avec coupe aérodynamique de pointe et les dernières technologies de combustion.

La turbine à double arbre atteint une puissance utile de 12,90 MW ou de 14,32 MW pour la production d'électricité et de 13,40 MW, soit 14,92 MW à entraînement mécanique. La turbine permet un rendement électrique de jusqu'à 35,4% pour un fonctionnement dans un cycle ouvert .

➤ Aperçu des prestations de SGT-400

- Conception éprouvée pour une disponibilité maximale et la fiabilité de l'approvisionnement.
- Faibles émissions malgré un design industriel robuste.
- système de combustion pour les combustibles liquides et gazeux pour réduire les émissions de Nox (Dry Low Emissions (DLE)).
- Le SGT-400 est livré dans une configuration double arbre à la fois pour la production d'énergie et applications d'entraînement mécanique, qui permet les mêmes pièces de rechange à utiliser dans des installations mixtes duty.
- Coût-rapport de puissance concurrentielle.
- dimensions compactes.
- Maintenance sur site possible.
- Option d'échange de moteur de base Rapide (minimise les temps d'arrêt).
- Idéal comme turbine à gaz en mer dans l'industrie du pétrole et du gaz.

➤ Entraînement mécanique

Comme un entraînement mécanique, par exemple comme un compresseur ou une pompe, le SGT-400 a fait ses preuves dans l'industrie du pétrole et du gaz - à la fois onshore et offshore. Lorsqu'il est déployé comme un entraînement mécanique pour un compresseur, le SGT-400 entraîne directement le compresseur. Habituellement, il n'y a pas besoin de se

connecter une boîte de vitesses intermédiaire, étant donné que la vitesse de la turbine est comprise entre 4800 à 10000 tours par minute. La turbine à gaz est conçue pour les applications à vitesse variable et des charges et est adaptée à un large éventail de besoins, tels que:

- Solution pour les pompes, par exemple conduire à l'injection d'eau dans la production de pétrole, dans le traitement de pétrole brut et pour le transport de produits de la raffinerie par pipelines.
- Solution conçue pour les compresseurs pour l'injection de gaz, pour augmenter la pression dans les conduites et dans le traitement du gaz naturel.

➤ **Turbine à gaz SGT-400**



Fig III.1 Turbine à gaz SGT-400 ^[9].

On a la turbine à gaz SGT-400 se compose de deux roues turbines indépendants mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle-même, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner la machine réceptrice qui est dans notre cas un compresseur centrifuge servant à la compression du gaz naturel pour l'expédition.

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de compresseur centrifuge.

La turbine à gaz est conçue avec quatre paliers ;

- Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP.
- Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP.

La conception avec quatre paliers assure que les vitesses critiques des parties tournantes soit supérieur a la plage de vitesse de service de la turbine.

Les roues de la turbine sont refroidies par l'air extrait du deuxième étage du compresseur et par l'air de fuite d'étanchéité haute pression du compresseur.

La température de l'espace roue est contrôlée par des thermocouples.

Les caisses du groupe de la turbine sont divisées pour faciliter le démontage.

III.3 Principe de fonctionnement

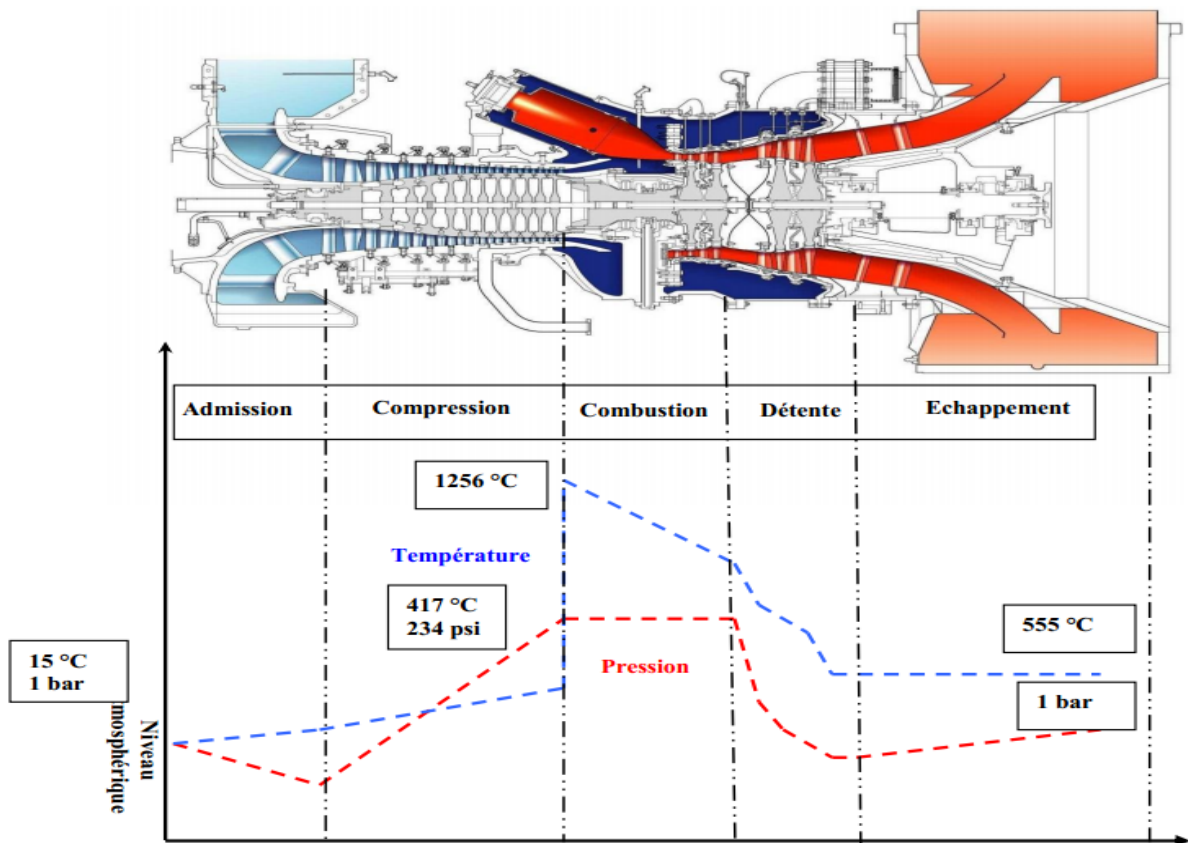


Fig III.2 Evolution de pression et température dans une turbine à gaz^[10] .

La turbine SGT-400 est fonctionné comme les autres turbines a gaz ,de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Elle le comprime à une pression plus élevée.

- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz d'échappement à basse pression et température résultant de la transformation .

La figure au-dessus, montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement.

III.4 Démarrage de la turbine

Le rotor haute pression est tout d'abord amené à 20% de sa vitesse nominale par un dispositif de démarrage. L'air est aspiré à la pression atmosphérique puis porté à une haute pression par le compresseur axial. Il est ensuite mélangé avec du fuel gaz à l'intérieur des chambres de combustion où sera brûlé le mélange.

Les gaz chauds résultants de cette combustion sont acheminés vers la roue HP. La détente de ces gaz chauds à haute pression produit le travail nécessaire pour l'entraînement du compresseur axial. Les gaz détendus sont véhiculés à travers la directrice du second étage vers la roue BP où ils subissent une autre détente ce qui produit l'énergie nécessaire et suffisante pour l'entraînement de la roue BP et la charge associée.

III .5 Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-400 ^[11]

III .5 .1 Vue d'ensemble

- Deux-arbre, industrielle.
- Transmission mécanique: 13.40 MW.
- Rendement de l'arbre: 36,2%.
- Le taux de chaleur: 9,943 kJ / kWh(7028 Btu / bhph).
- Pleine charge vitesse de la turbine de puissance: 8000 -10 000 tr/min.
- Taux de compression du compresseur: 16,8.
- Débit de gaz d'échappement: 39,4 kg / s (86,8 lb / s).
- La température d'échappement: 555 ° C.

III .5 .2 Compresseur axial

- Flux axiale conception du compresseur transsonique 11 Étages.
- Aube de guidage d'entrée variables (stators).
- Rapport de pression: (ISO) 16,8.
- Débit d'air: (ISO) 38,9 kg / s.
- Vitesse nominale: 14 100 tr / min.

III .5 .3 Combustion

- 6 chambres inverses de tubulaires de combustion d'Écoulement.
- Systeme de combustion DLE (Dry Low Emissions) .
- unique allumeur haute énergie Dans chaque chambre.
- Possibilité d'injection de vapeur verser Le Pouvoir augmentation.

III .5 .4 Turbine

- 2 étages turbine du compresseur en porte à faux.
- Les deux stades sont refroidis par air.
- 2-étages de haute efficacité turbine libre de puissance.
- La vitesse de conception de 9500 tr / min.
- Les pales du rotor ont haubans de verrouillage mécanique verser intégrité.
- Les deux stators sont jetés Comme des anneaux complets.
- rotation anti-horaire de la turbine de puissance (Vu à partir de l'unité commandée).

III .5 .5 Système de carburant

- Gaz naturel - liquide carburant - à double carburant.
- Combustibles Autres Capacité sur demande.

III .5 .6 Départ

- Système hydraulique à commande électrique,

III .5 .7 Nettoyage du compresseur

- On-line et off-line nettoyage à haute pression

III.6 Description de la turbine à gaz SGT-400

III.6.1 Principaux composants de la turbine

Les principaux composants d'une turbine à gaz SGT-400 sont :

- Section admission.
- Section compression.
- Section combustion (ensemble des chambres de combustion).
- Section turbine (HP et BP).

- Section échappement.
- La partie auxiliaire.

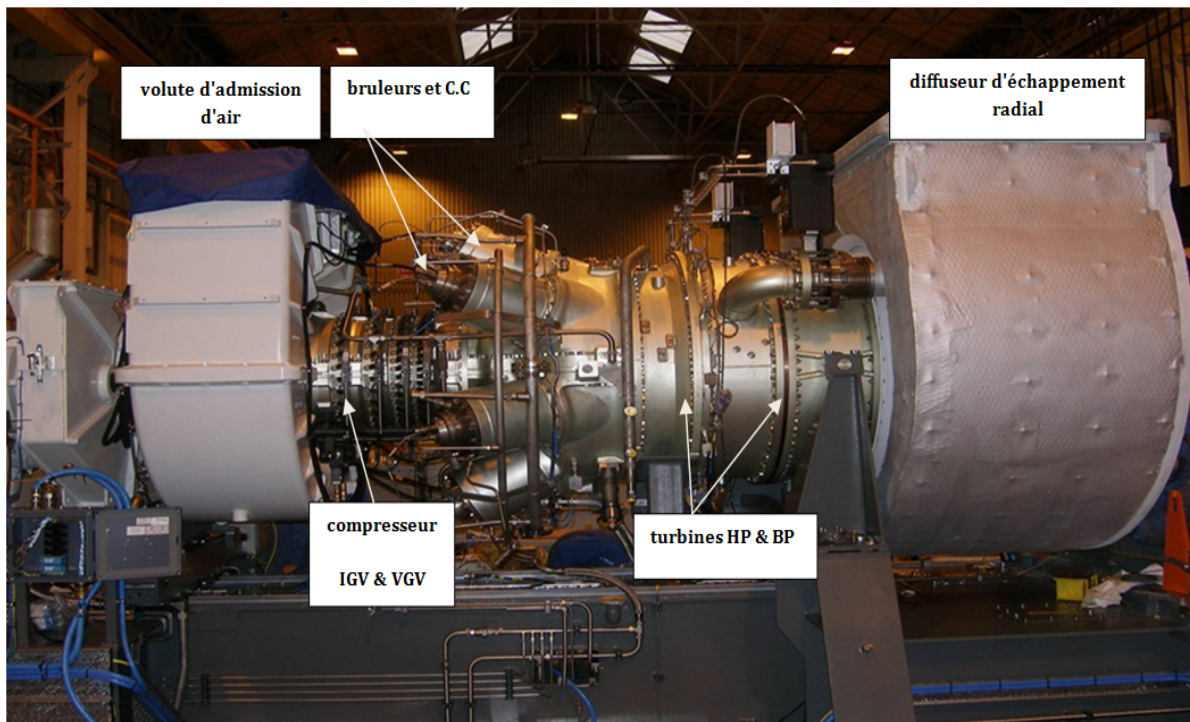


Fig III.3 Schéma des principaux composants d'une turbine a gaz SGT-400 ^[9]

III.6.1.1 Section admission

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Le boîtier d'admission d'air est fixé au boîtier de palier d'entrée, tous deux conçus et en forme pour fournir un chemin lisse pour l'air entrant dans le compresseur. Une entrée l'écran et un joint flexible, qui reçoit en raison des mouvements relatifs de dilatation thermique, sont montés sur le point d'entrée boîtier rectangulaire à laquelle canalisation externe est connecté.

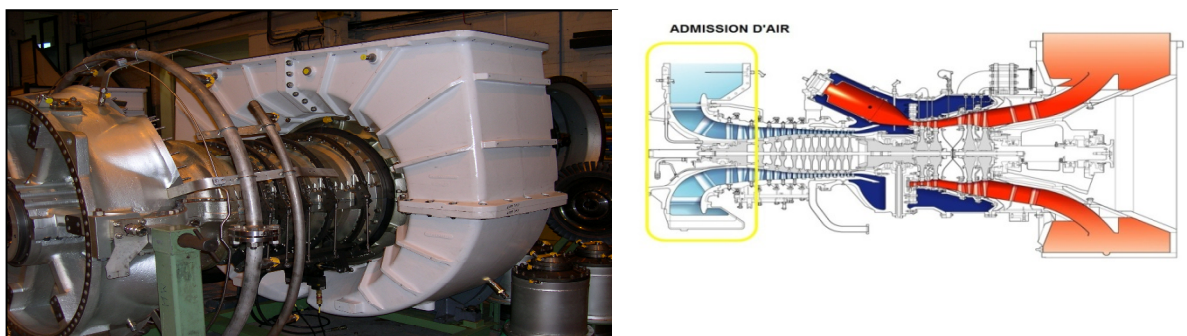


Fig III.4 Section admission d'une SGT400 ^[9]

III.6.1.2 Section de compression

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Les particules d'air, sont accélérées grâce à la rotation du rotor, où ces aubes offrent à ces particules une énergie cinétique ; en quittant l'étage rotor pour entamer l'étage stator suivant, une grande partie de l'énergie cinétique gagnée, se transforme en une énergie de pression à cause du freinage.

Après avoir passé l'œil d'admission, L'air est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz SGT-400 comprend 11 étages

Le rôle du compresseur axial est essentiel, il se résume en :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevé pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques et assurer étanchéité des paliers.

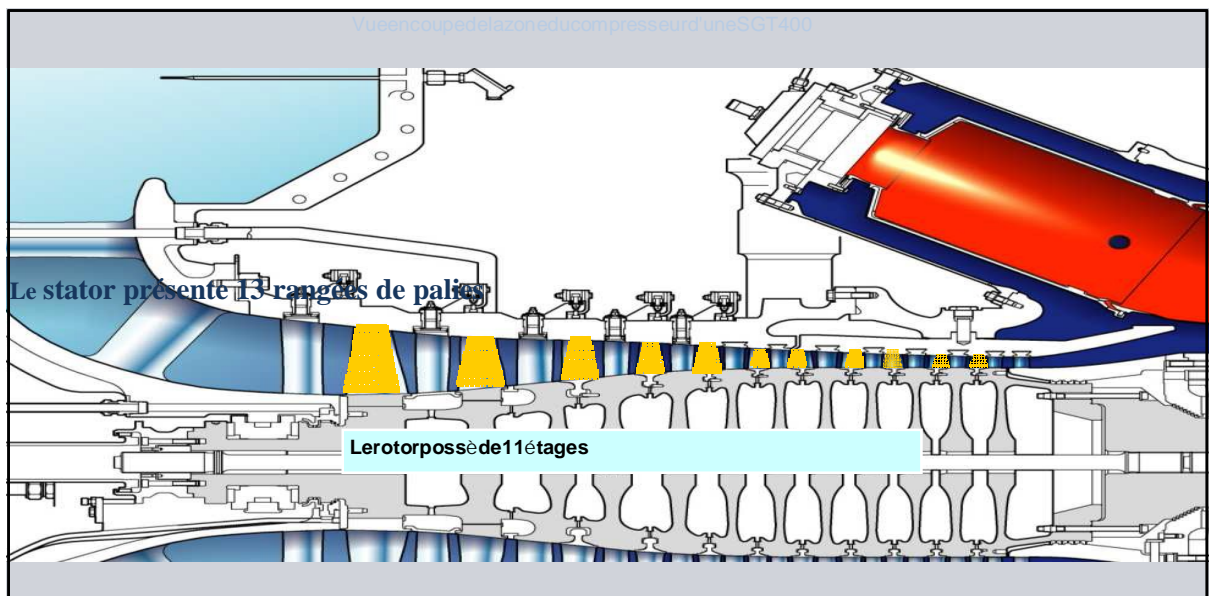


Fig III.5 Vue en coupe de la zone du compresseur d'une SGT400 ^[9] .

III.6.1.3 Section de combustion^[12]

L'installation du système de combustion comporte six brûleurs, comprenant chacun un brûleur principal et un brûleur pilote et six chambres de combustion.

Les brûleurs sont montés à la partie supérieure et les chambres de combustion sont à l'intérieur des carters de chambre de combustion positionnés de manière uniforme sur le carter central de la turbine. La partie supérieure de la chambre de combustion est assujettie sur le brûleur principal et la partie inférieure rainurée porte le segment de piston qui est situé dans la conduite de transition.

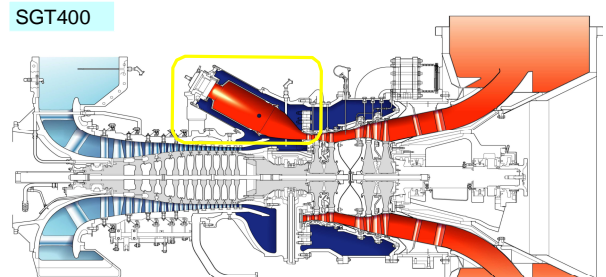


Fig III.6 Vue en coupe de la zone de combustion^[12].

Le brûleur assure une alimentation contrôlée en carburant sous une forme appropriée pour le bon fonctionnement du système de combustion.

L'accès est assuré à travers le col de la chambre à combustion pour l'injection du carburant dans le brûleur.

➤ Brûleurs DLE

Le système DLE a été conçu pour réduire les émissions sans avoir recours à l'injection d'eau. D'où le nom de Dry Low Emissions (basses émissions à sec), DLE. Constitués de deux composants principaux : le brûleur pilote et le brûleur principal^[10].



Fig III.7 type de système de combustion DLE d'une SGT400^[9].

III.6.1.4 Section turbine (détente)

Les gaz chauds comprimés, entre dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire la première étage (première distributeur annulaire), son rôle est de diriger les gaz chauds sur les aubes de la première roue HP. Les gaz chauds est passé ver le deuxième distributeur annulaire, son rôle est de diriger les gaz chauds sur les aubes de la deuxième roue HP. Les trajectoire des gaz dans les roues HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

Les deux roues de turbine HP, se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple; elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières. Les deux étages turbine du compresseur en porte à faux et sont refroidis par air.

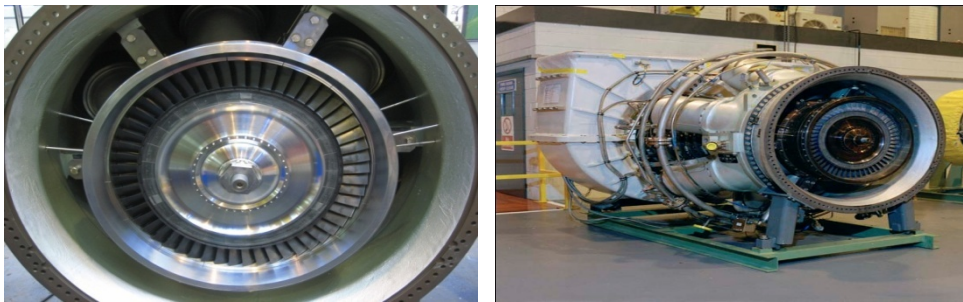


Fig III.8 Caisse turbine^[13] .

Une deuxième détente a lieu dans les roues BP. Les gaz sortant de les roues HP traversent une première distributeur annulaire et le deuxième BP pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant à faire tourner les roues de turbine de puissance. Les deux arbres sont indépendants.

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans les roues HP, la deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur flexion.

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'échappement, le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas ; la variation du ce couple est assure par la variation au débit de fuel gaz et la quantité de l'air à l'aide des deux clapets de décharge . La deuxième roue est aussi supportée par deux paliers, un palier porteur après la roue et le deuxième palier de butée avant la accouplement . Un palier de butée pour résister

contre la poussée axiale et limiter la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement est placé du côté du premier palier porteur, il est de type à patins^[13].

III.6.1.5 Section échappement

Elle a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.

III.7 La partie auxiliaire

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse. La partie auxiliaire se compose de :

III.7.1 Système d'admission

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial, il doit assurer :

- Une bonne filtration de l'air (Des grains de sable, Les particules solides) pour le bon fonctionnement de la turbine.
- Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue .

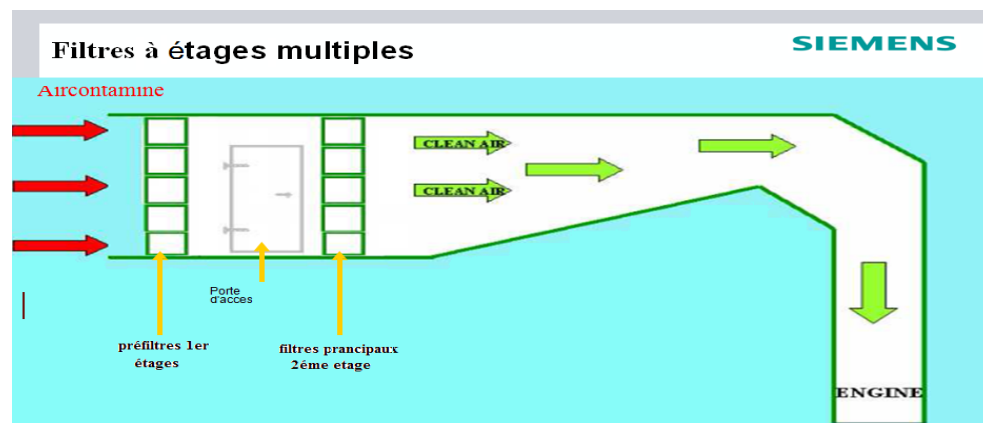


Fig III.9 Système d'admission avec filtration^[9].

III.7.2 Système d'alimentation hydraulique

Le fluide hydraulique, nécessaire pour le fonctionnement des composants de commande du système du combustible de la turbine, est fourni par le système d'alimentation hydraulique. Ce fluide fournit les moyens pour l'ouverture ou la remise à zéro de la soupape

d'arrêt du combustible ainsi que pour les aubes directrice variable de la turbine et les dispositifs de déclenchement hydrauliques du système de protection de la turbine.

Les principaux composants du système comprenant la pompe d'alimentation hydraulique principale, une pompe d'alimentation auxiliaire.

III.7.3 Système de démarrage

Le système de démarrage comprend un piston axial, et une pompe hydraulique à deux étages de transmission en boucle fermée à cylindrée variable (**Rexroth**) entraînée par moteur à courant alternatif électrique à vitesse fixe. Ce moteur tourne à une vitesse nominale de 3 000 ou 3 600 Tr/Min - selon la fréquence d'alimentation, 50 Hz ou 60 Hz respectivement. La pompe de transmission (**Rexroth**) fournit un flux variable d'huile à un moteur hydraulique à cylindrée variable, qui entraîne la boîte d'engrenage multiplicateur de vitesse via un embrayage à engagement positif^[14].



Fig III.10 système de démarrage hydraulique^[14].

III.7.4 Système de lubrification et graissage d'huile

Huile lubrifiante minérale est utilisée pour lubrifier et refroidir le tourillon de turbine et les paliers lisses et des butées, les roulements moteur et les unités auxiliaires roulements de boîte de vitesses,-engrenages-et-cannelures.

III.7.5 Système d'alimentation par le combustible

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour notre cas), avec la pression et le débit appropriés le long du cycle de fonctionnement de la turbine.

III.7.6 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air du compresseur est utilisé pour l'étanchéité des joints à labyrinthe et le refroidissement des composants à haute température.

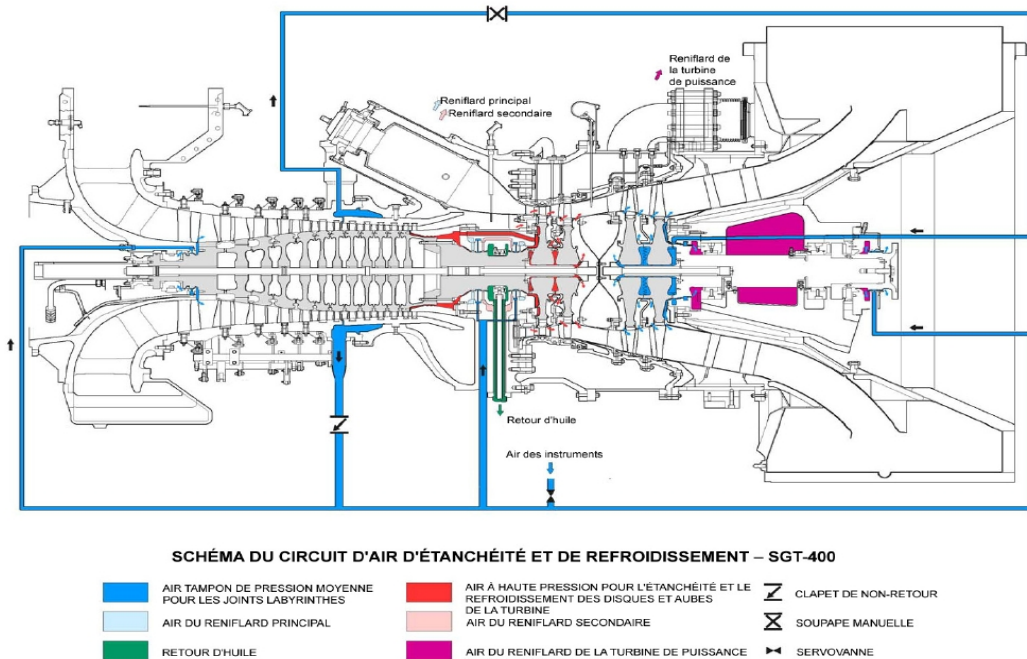


Fig III.11 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité^[10].

III.7.7 Système d'échappement

- Diffuseur d'échappement radial-la sortie peut être orientée vers la gauche, verticalement ou vers la droite.(90ou60°).
- Applications de cogénération lorsque l'on utilise la production combinée de chaleur et d'électricité , l'échappement traverse un échangeur de chaleur ou une chaudière.
- Des registres sont souvent prévus, avec une colonne d'échappement de dérivation. Ceci permet soit de faire passer les gaz d'échappement à travers la chaudière, soit de les évacuer directement à l'air libre.

III.7.8 Systèmes de contrôle

Les systèmes de contrôle de la turbine à gaz consistent en des ensembles ou dispositifs de composants montés sur la turbine à gaz, sur le tableau de contrôle électrique et les câbles d'interconnexions entre l'armoire de contrôle et la turbine à gaz, ces dispositifs effectuent un contrôle des différents paramètres (température, vitesse, pression,...), pour assurer le bon fonctionnement de la turbine à gaz.

III.8 Dimensionnements de SGT 400

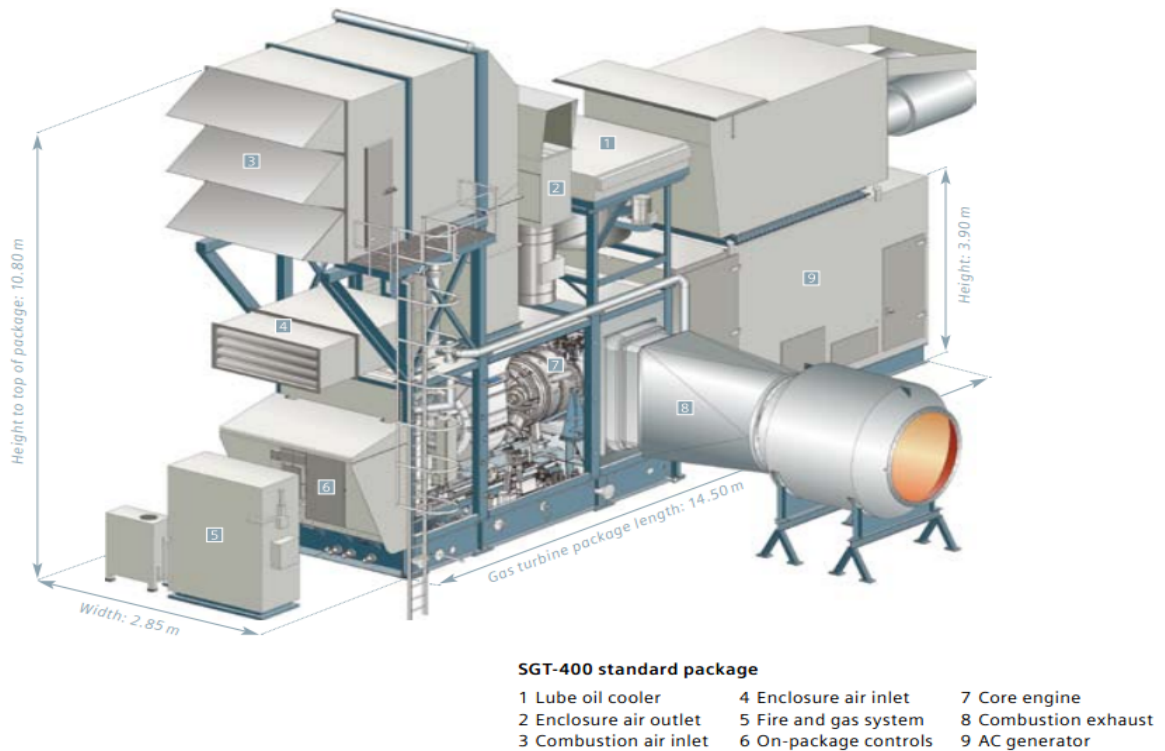


Fig III.12 Dimensionnements de SGT 400^[11].

III.9 Conclusion

La turbine à gaz type SGT-400 est une machine motrice très compliquée du point de vue technique, comme exposé précédemment dans ce chapitre elle comporte différentes sections mécanique indispensables dans le processus de conversion d'énergie.

Chaque ensemble mécanique doit satisfaire des exigences de précision de fiabilité et de sécurité pour accomplir à bien sa fonction requise. Pour cela plusieurs disciplines sont mises en jeu pour la conception et le bon fonctionnement de cette machine, tel que la thermodynamique et la structure des matériaux.

Enfin la puissance contrôlable de la turbine SGT-400, son rendement élevé et sa fiabilité ont fait de cette machine un équipement indispensable dans l'industrie pétrolière.

IV.1 Introduction

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions aux conditions climatiques différentes afin de mettre en évidence cet impact un calcul thermodynamique s'impose :

- a) d'après les données standards du constructeur .
- b) d'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site) .

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de SGT-400 .

IV.2 Calcul thermodynamique

IV.2.1 Calcul thermodynamique d'après les données du constructeur^[8]

Calcul thermodynamique de l'installation de turbine à gaz (**ITG**) à deux lignes d'arbre, en tenant compte les différentes pertes dans les différents éléments de l'installation et sans récupération (d'après les données du constructeur)

Cette ITG à deux lignes d'arbre est très largement utilisée par les sociétés pétrolières dans tous les domaines et particulièrement dans les stations de compression des gaz.

Pour le calcul nous avons pris une **ITG** de taux de compression $\epsilon = 16,8$ et de puissance de **13,4MW** d'après les données du constructeur qui sont :

➤ Paramètres de l'air ambiant

- Température de l'air ambiant : $t_1 = 15^\circ\text{C}$ (288 K)
- Pression de l'air ambiant : $P_1 = 1.013$ bars

➤ Paramètres de fonctionnement de compresseur, de CC et THP

- Taux de compression du compresseur axiale : $\epsilon = 16.8$
- Rendement du compresseur : $\eta_{ic} = 0.87$
- Rendement de chambres de combustion : $\eta_{cc} = 0.97$
- Température à la sortie des chambres de combustion : $t_3 = 1256^\circ\text{C} \Rightarrow T_3 = 1529$ K.

• Rendement mécanique de la transmission :

- Compresseur – Turbine THP : $\eta_{mec} = 0.98$
- Rendement de la turbine THP : $\eta_{ITHP} = 0.88$
- Vitesse de rotation de la THP : $N = 14100$ tr/min.

➤ **Paramètre de fonctionnement de la turbine de puissance (TBP)**

- Rendement de la turbine TBP : $\eta_{iTBP} = 0.88$

- Puissance utile $P_u = 13400$ KW.

• Rendement mécanique de la transmission :

- Turbine TBP – Charge : $\eta_m = 0.98$

- Vitesse de rotation de la turbine TBP : $N = 9000$ tr/min.

➤ **Caractéristique du fluide moteur**

- Pouvoir calorifique inférieur du combustible

- $PC_i = 8500 \text{ Kcal/m}^3 \cdot ^\circ\text{C} = 12898.33 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} = 53915.022 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$

➤ **Rendement thermique global de l'ITG**

- Le rendement thermique : $\eta_{th} = 36,2\%$

➤ **Les points particuliers du cycle de l'installation**

1 : Entrée dans le filtre.

1a, 1b : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur.

2a, 2b : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur.

2 : Entrée de la chambre de combustion.

3 : Sortie de chambre de combustion.

3a, 3b : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP.

4a, 4b : voix de passage entre les deux roues de la TAG.

5a, 5b : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP.

2a : Section après le dernier étage du compresseur.

3b : Section avant le premier étage de la THP.

4a : Section après le dernier étage de la THP.

4d : Section avant le premier étage de la TBP.

5a : Section après le dernier étage de la TBP.

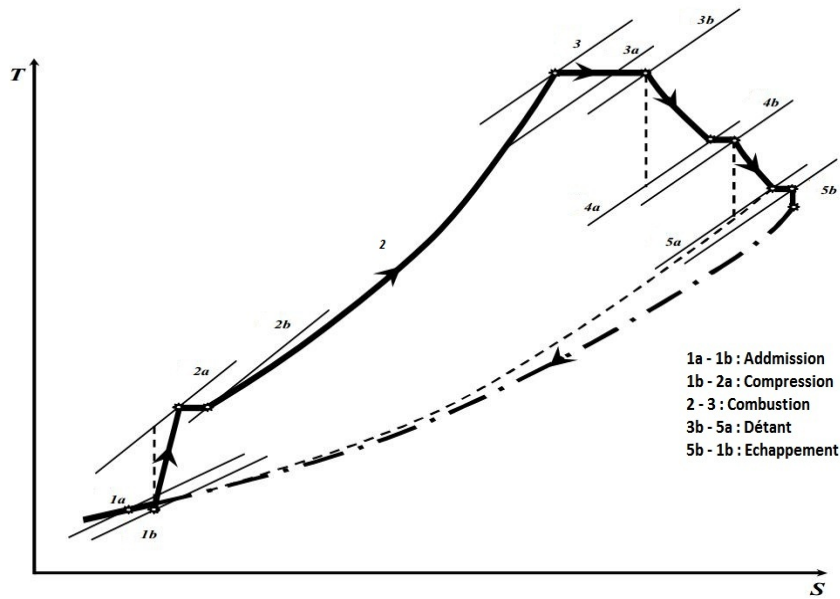


Fig IV.1 Diagramme T-S de l'installation^[16].

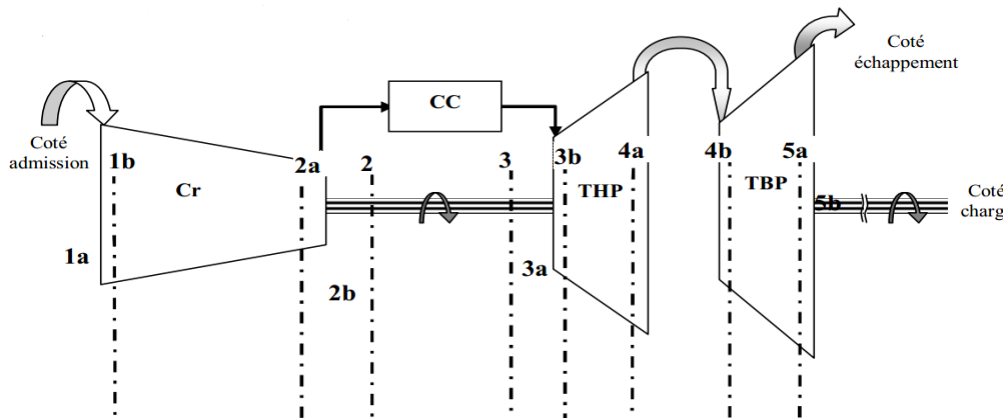


Fig IV.2 Localisation des points caractéristique du calcul thermodynamique de(ITG)^[15].

IV.2.2 Calcul thermodynamique d'après les conditions réelles

Lors de mon stage à ITG j'ai relevé les paramètres initiale suivant :

• Paramètres initiale (T , P , ε)

- Température ambiante $T_{amb} = 299K$.
- La pression atmosphérique $P_{atm} = 1,013 \text{ bar}$.
- Taux de compression de compresseur axiale $\epsilon = 11.56$.

• Paramètres de l'air ambiant

$T_1 = T_{amb} = 299 \text{ K}$

$P_1 = P_{atm} = 1,013 \text{ bar}$

$\rho_1 = \frac{P_1}{T_1 \cdot r} = \frac{1.013 \cdot 10^5}{299 \cdot 287} = 1.180 \text{ kg/m}^3 \dots\dots\dots (IV.2.a)$

IV.2.2.1 Paramètres de l'air avant le premier étage du compresseur

$$P^*_{1b} = P_1 - \Delta P \dots\dots\dots(IV.2.b)$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \dots\dots\dots(IV.2.c)$$

Avec :

ΔP_1 : Pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

ΔP_2 : Pertes de pression dans la conduite.

ΔP_3 : Pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

- La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une ITG moderne est très faible, elle est égale habituellement **0,015.10⁵Pa**.

- Admettant que la perte de pression dans la conduite est égale à **0,005.10⁵ Pa**.

- La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante :

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_a^2}{2} \dots\dots\dots(IV.2.d)$$

Ou :

η : Rendement de diffuseur.

C_a : la vitesse de l'air dans la conduites d'air .

Soit dans notre cas $C_a = 40\text{m/s}$.

C_{1b} : Vitesse de l'air à la sortie du diffuseur.

La vitesse C_{1b} à la sortie de diffuseur (ou avant le premier étage du compresseur) est 100m/s.

Dans l'intervalle de la vitesse subsonique ($M < 1$) le rendement de diffuseur varie de 0,85 à 0,95 (Prenons : $C_{1b} = 100\text{m/s}$ et $\eta = 0,9$).

$$\text{Danc : } \Delta P_3 = \frac{1-0.9}{0.9} 1.18 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 550.66\text{Pa}$$

$$\Delta P = 0,025.10^5 \text{ Pa}$$

$$P^*_{1b} = P_1 - \Delta P \Rightarrow P^*_{1b} = 0.988.10^5 \text{ Pa}$$

$$P^*_{1b} = 0.988\text{bar}$$

$$T^*_{1b} = 299\text{k}$$

$$\rho^*_{1b} = \frac{P^*_{1b}}{T^*_{1b} \cdot r} = 1,151 \text{ Kg/m}^3$$

Les paramètres d'entrée au point b sont alors les suivants :

$$P^*_{1b} = 0,988 \text{ bar} \quad T^*_{1b} = 299 \text{ K} \quad \rho^*_{1b} = 1,151 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.1' Les paramètres statiques

$$T_{1b} = T^*_{1b} - \frac{C_{1b}^2}{2C_p} = 299 - \frac{(100)^2}{2(1005)} = 294 \text{ K} \dots\dots\dots(IV.2.e)$$

$$P_{1b} = P^*_{1b} \left(\frac{T_{1b}}{T^*_{1b}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,988 \cdot \left(\frac{294}{299} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 0,931 \text{ bar} \dots\dots\dots(IV.2.f)$$

$$\text{Et : } \rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{T_{1b} \cdot r} = \frac{0,931.10^5}{294.287} = 1,103 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{1b} = 0,93 \text{ bar} \quad T_{1b} = 294 \text{ K} \quad \rho_{1b} = 1,103 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.2 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur

$$P_{2a}^* = \varepsilon \cdot P_{1b}^* = 11,42 \text{ bar} \dots\dots\dots(IV.2.g)$$

$$T_{2a}^* = T_{1b}^* \left(1 + \frac{\varepsilon^{m-1}}{\eta_{ic}} \right) \dots\dots\dots(IV.2.h)$$

$$T_{1b}^* = 299^\circ\text{K}$$

Evaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 643^\circ\text{K}$. Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur :

$$T_{mc} = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} = \frac{299 + 643}{2} = 471 \text{ }^\circ\text{K}.$$

En utilisant cette température moyenne et les graphiques $C_p = f(t)$ et $\gamma = f(t)$, déterminons les valeurs moyennes de C_p et γ :

$$\begin{cases} \gamma = 1,364 \\ m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0,266 \\ C_p = 1028 \text{ j/Kg.k} \end{cases}$$

$$\text{Et comme : } r = C_p \cdot m = 1028 \times 0,266 = 273 \text{ j/Kg.K} \dots\dots\dots(IV.2.i)$$

$$\text{Donc : } T_{2a}^* = 614,34 \text{ K}$$

$$\text{Et : } \rho_{2a}^* = \frac{P_{2a}^*}{T_{2a}^* \cdot r} = 6,48 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{2a}^* = 11,42 \text{ bar} \quad T_{2a}^* = 614,34 \text{ K} \quad \rho_{2a}^* = 6,48 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.2' Les paramètres statiques

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur est $C_{2a} = 120 \text{ m/s}$

Alors les paramètres statiques sont :

$$C_{p\text{air}} = 1070 \text{ j/Kg.k pour } T = 643\text{K}.$$

$$T_{2a} = T_{2a}^* - \frac{C_{2a}^2}{2 \cdot C_{p\text{air}}} = 607,61 \text{ K} \dots\dots\dots(IV.2.j)$$

$$\begin{cases} \gamma = 1,343 \\ m = 0,255 \\ r = m \cdot C_p = 273,27 \text{ j/Kg.K} \end{cases}$$

$$P_{2a} = P_{2a}^* \left(\frac{T_{2a}}{T_{2a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 10,93\text{bar} \dots\dots\dots(IV.2.k)$$

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{T_{2a,r}} = 6,27 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{2a} = 10,93 \text{ bar} \quad T_{2a} = 607,61 \text{ K} \quad \rho_{2a} = 6,270 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.3 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P \dots\dots\dots(IV.2.l)$$

ou : $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$

Avec :

ΔP_1 : Pertes de pression dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{2b}^* \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2} \dots\dots\dots(IV.2.m)$$

Ou :

$\eta = 0,6$ (rendement du diffuseur à la sortie du compresseur)

$$C_{2b}^* = 40 \text{ m/s}$$

$$\rho_{2b}^* = \rho_{2a}^* = 6,48 \text{ Kg/m}^3.$$

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) 6,48 \times \frac{120^2 - 40^2}{2} = 16588,8 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b, 2).

$$\Delta P_2 = 0,01. P_{2a}^* = 0,01 . 11,42.10^5 = 11420 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 16588,8 + 11420 = 28008,8 \text{ Pa}$$

Donc :

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P = 11,42 - 0,28008 = 11,14 \text{ bar}$$

$$T_2^* = T_{2a}^* = 614,34^\circ\text{K}.$$

$$\rho_2^* = \frac{P_2^*}{T_{2,r}^*} = \frac{11,14 . 10^5}{614,34.287} = 6,31 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_2^* = 11,14 \text{ bar} \quad T_2^* = 614,34 \text{ K} \quad \rho_2^* = 6,310 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.4 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion

On évalue les pertes aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à 1% de la pression de l'arrêt à l'entrée de la chambre de combustion.

$$P_3^* = P_2^* - \xi. P_2^* = 11,14 - 0,01.11,14 = 11,02 \text{ bar} \dots\dots\dots(IV.2.n)$$

$$T_3^* = 1013 \text{ }^\circ\text{K} \implies \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,335 \\ C_p = 1060 \text{ j/Kg}^\circ\text{K} \end{array} \right. \implies \left\{ \begin{array}{l} m = 0,250 \\ r = 287 \text{ j/Kg }^\circ\text{K}. \end{array} \right.$$

$$\rho_3^* = \frac{P_3^*}{T_{3,r}^*} = \frac{11,02 \cdot 10^5}{1013 \times 287} = 3,79 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_3^* = 11,02 \text{ bar} \quad T_3^* = 1013 \text{ K} \quad \rho_3^* = 3,79 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.5 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine THP

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P. \quad \text{Ou :} \quad \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 .$$

Avec :

ΔP_1 : Pertes de pression dans la conduite.

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot P_3^* = 0,005 \cdot 11,02 = 0,0551 \text{ bar}$$

ΔP_2 : Pertes de pression dans le diffuseur d'entrée de la conduite.

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_3^* \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} = \frac{1-0,9}{0,9} \cdot 3,79 \cdot \frac{110^2 - 40^2}{2} \Delta P_2 = 0,02210 \text{ bar}$$

$$P_{3b}^* = 11,02 - (0,0551 + 0,02210) = 10,94 \text{ bar}$$

$$T_{3b}^* = 1013 \text{ K.}$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}^*}{T_{3b,r}^*} = \frac{10,94 \cdot 10^5}{1013 \cdot 287} = 3,76 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{3b}^* = 10,94 \text{ bar} \quad T_{3b}^* = 1013 \text{ K} \quad \rho_{3b}^* = 3,760 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.5' Les paramètres statiques

$$T_{3b} = T_{3b}^* - \frac{C_{3b}^2}{2 \cdot C_{p\text{air}}} \Rightarrow T_{3b} = 1013 - \frac{110^2}{2 \times 1060} = 1007,3 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_{3b} = P_{3b}^* \left(\frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 10,94 \left(\frac{1007,3}{1013} \right)^{\frac{1}{0,250}} = 10,69 \text{ bar}$$

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{T_{3b,r}} = \frac{10,69 \cdot 10^5}{1007,3 \times 287} = 3,70 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{3b} = 10,69 \text{ bar} \quad T_{3b} = 1007,3 \text{ K} \quad \rho_{3b} = 3,70 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.6 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la THP

Le rapport de pressions de la THP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur du gaz (compresseur axial – Turbine) .

$$\dot{M}_a \cdot W_{cr} \cdot \frac{1}{\eta_{mec(cr)}} = \dot{M}_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mec(THP)} \dots\dots\dots (IV.2.o)$$

Ou :

\dot{M}_a, \dot{M}_g : Débits massiques de l'air et des gaz.

W_{cr}, W_{THP} : Rendement mécanique du compresseur et de la turbine THP, qui tiennent compte les pertes mécaniques.

Admettons que : $\eta_{mec(cr)} = \eta_{mec(THP)} = 0,98$; et en première approximation : $\dot{M}_a = \dot{M}_g$

Alors nous obtenons :

$$W_{cr} = W_{THP} \cdot \eta_{mec(THP)} \cdot \eta_{mec(cr)}$$

$$(Cp)_a \cdot T_{1b}^* \cdot \frac{1}{\eta_{cr}} \cdot ((\epsilon_{cr})^{m_a} - 1) = \eta_{mec(cr)} \cdot \eta_{mec(THP)} \cdot Cp_g \cdot T_{3b}^* \cdot \eta_{iTHP} \cdot (1 - (\epsilon_{THP})^{-mg})$$

$$Cp_a = 1028 \text{ j/Kg.k} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_{1b}^* = 299^\circ\text{K} \\ T_{2b}^* = 614,34 \text{ K} \end{array} \right\}; \quad T_m = 456,67 \text{ K} \quad \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,390 \\ m = 0,280 \\ r = 288 \text{ j/Kg.k} \end{array} \right.$$

$$Cp_g = 1110 \text{ j/Kg.k} \quad (\text{pour } T_m = 813,67 \text{ K})$$

$$\gamma = 1,35 \Rightarrow m = 0,259$$

$$r = 287,97 \text{ j/Kg.k}$$

Donc:

$$1028 \times 299 \times \frac{1}{0,87} \times (11,56^{0,280} - 1) = 0,98 \times 0,98 \times 1110,77 \times 1013 \times 0,88 \times (1 - (\epsilon_{THP})^{-0,259})$$

$$\epsilon_{THP} = 5.43$$

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \epsilon_{THP} \Rightarrow P_{4a}^* = \frac{10,94}{5,43} = 2,01 \text{ bar}$$

$$T_{4a}^* = \frac{T_{3b}^*}{(\epsilon_{THP})^{mg}} = \frac{1013}{(5,43)^{0,259}} = 653,57 \text{ K} \dots\dots\dots(IV.2.p)$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{T_{4a}^* \cdot r} = \frac{2,01 \cdot 10^5}{653,57 \times 287} = 1,071 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4a}^* = 2,01 \text{ bar} \quad T_{4a}^* = 653,57 \text{ K} \quad \rho_{4a}^* = 1,071 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.6' Les paramètres statiques

$$T_{4a} = T_{4a}^* - \frac{C_{4a}^2}{2 \cdot Cp} = 653,57 - \frac{90^2}{2 \times 1090} = 653,52 \text{ K}$$

$$P_{4a} = P_{4a}^* \left(\frac{T_{4a}}{T_{4a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 2,01 \times \left(\frac{653,52}{653,57} \right)^{\frac{1}{0,248}} = 2,00 \text{ bar}$$

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{T_{4a} \cdot r} = \frac{2,00 \cdot 10^5}{653,52 \times 287} = 1,066 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4a} = 2,00 \text{ bar} \quad T_{4a} = 653,52 \text{ K} \quad \rho_{4a} = 1,066 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.7 Les paramètres avant le premier étage de la TBP

$$P_{4b}^* = P_{4a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3)$$

ΔP_1 : Les pertes dans les diffuseurs de sortie de la THP

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \cdot \rho_{4a}^* \cdot \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} = (1 - 0,6) \cdot 1,071 \cdot \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1392,3 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : Les pertes de pression dans la conduite 4b ;4c

$$\Delta P_2 = 0,005 \times P_{4a}^* = 0,005 \times 2,01 \cdot 10^5 = 1000 \text{ Pa}$$

ΔP_3 : Les pertes dans les diffuseurs à l'entrée de la TBP

$$\Delta P_3 = \left(\frac{1-\eta}{\eta} \right) \cdot \rho_{4a}^* \cdot \frac{C_{4b}^2 - C_{4c}^2}{2}$$

$$\Delta P_3 = \left(\frac{1-0,9}{0,9} \right) \cdot 1,071 \cdot \frac{90^2 - 40^2}{2} = 386,75 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 1392,3 + 1000 + 386,75 = 2779,05 \text{ Pa}$$

$$P_{4b}^* = 2,01 - 2779,05 \cdot 10^{-5} = 1,982 \text{ bar}$$

$$T_{4b}^* = T_{4a}^* = 653,57 \text{ K}$$

$$\rho_{4b}^* = \frac{P_{4b}^*}{T_{4b}^* \cdot r} = \frac{1,982 \cdot 10^5}{653,57 \times 287} = 1,056 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4b}^* = 1,982 \text{ bar} \quad T_{4b}^* = 653,57 \text{ K} \quad \rho_{4b}^* = 1,056 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.7' Les paramètres statiques

$$T_{4b} = T_{4b}^* - \frac{C_{4b}^2}{2 \times C_p} = 653,57 - \frac{90^2}{2 \times 1080} = 649,82 \text{ K}$$

$$P_{4b} = P_{4b}^* \cdot \left(\frac{T_{4b}}{T_{4b}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 1,982 \cdot \left(\frac{649,82}{653,57} \right)^{0,267} = 1,939 \text{ bar}$$

$$\rho_{4b} = \frac{P_{4b}}{T_{4b} \cdot r} = \frac{1,939 \cdot 10^5}{649,82 \times 287} = 1,040 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{4b} = 1,939 \text{ bar} \quad T_{4b} = 649,82 \text{ K} \quad \rho_{4b} = 1,040 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.8 Les paramètres après le dernier étage de la TBP

La pression à la sortie TBP (P_5) est égale à la pression atmosphérique P_1 .

Si la vitesse à la sortie $C_5 = 20 \text{ m/s}$ et $\rho_5 = 0,95 \text{ Kg/m}^3$, nous avons alors :

$$P_5^* = P_5 + \rho \cdot \frac{C_5^2}{2} = 1,013 \cdot 10^5 + \frac{0,95 \times 20^2}{2} = 1,014 \text{ bar} \dots\dots\dots(IV.2.q)$$

Admettons que la vitesse à la sortie du dernier étage de la TBP est $C_{5a} = 90 \text{ m/s}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a, 5b et 5b, 5 sont égale à 1,5% :

$$P_5^* = P_{5a}^* \cdot (1 - 0,015) \Rightarrow P_{5a}^* = \frac{P_5^*}{(1 - 0,015)} = \frac{1,014}{(1 - 0,015)}$$

$$P_{5a}^* = 1,029 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la TBP :

$$\epsilon_{TBP} = \frac{P_{4b}^*}{P_{5a}^*} = \frac{1,982}{1,029} = 1,926$$

D'où

$$T_{5a}^* = \frac{T_{4b}^*}{(\varepsilon_{TBP})_{mg}} = \frac{653,57}{1,926^{0,259}} = 551,52 \text{ K}$$

$$\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{T_{5a}^* \cdot r} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{551,52 \times 287} = 0,650 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{5a}^* = 1,029 \text{ bar} \quad T_{5a}^* = 551,52 \text{ K} \quad \rho_{5a}^* = 0,650 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.2.8' Les paramètres statiques

$$T_{5a} = T_{5a}^* - \frac{C_{5a}^2}{2 \cdot C_p} = 551,52 - \frac{90^2}{2 \times 1060} = 547,69 \text{ K}$$

$$P_{5a} = P_{5a}^* \cdot \left(\frac{T_{5a}}{T_{5a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 1,029 \cdot \left(\frac{547,69}{551,52} \right)^{0,275} = 1,003 \text{ bar}$$

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{T_{5a} \cdot r} = \frac{1,003 \cdot 10^5}{547,69 \times 287} = 0,638 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{5a} = 1,003 \text{ bar} \quad T_{5a} = 547,69 \text{ K} \quad \rho_{5a} = 0,638 \text{ Kg/m}^3$$

IV.2.3 Travail et rendement

➤ Travail de la turbine

$$W_T = c_p \cdot (T_{3b}^* - T_{5a}^*) \dots\dots\dots(IV.2.r)$$

$$\begin{cases} T_{3b}^* = 1013^\circ K \\ T_{5a}^* = 551,52^\circ K \end{cases} \Rightarrow T_{mg} = 782,26^\circ K \Rightarrow \{C_p = 1020 \text{ J / kg K}$$

Donc $W_T = 1020 \cdot (1013 - 551,52) = 470709,6 \text{ J/kg}$

$$W_T = 470709,6 \text{ J/kg}$$

➤ Travail absorbé par le compresseur :

$$W_c = 1040 \cdot (614,34 - 299) = 327953,6 \text{ J/kg}$$

$$W_c = 327953,6 \text{ J/kg}$$

➤ Le travail massique utile ou net devient

$$W_u = W_T - W_c \dots\dots\dots(IV.2.s)$$

$$W_u = 142756 \text{ J/kg}$$

Quantité chaleur dans la chambre de combustion

$$Q_{cc} = C_p (T_3 - T_2) = 1110 \cdot (1013 - 614,34) = 442512,6 \text{ J/kg}$$

➤ Rendement thermique de la turbine

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{cc}} = \frac{142756}{442512,6} = 0,3 \dots\dots\dots(IV.2.t)$$

$\eta_{th} = 32 \%$

➤ Les résultats de calcul relevé sur site :

pressions (bar)	températures(K)	masses volumiques (kg/m ³)
P ₁ =0,988	T ₁ = 299	ρ ₁ = 1,151
P ₂ =11,42	T ₂ = 614,34	ρ ₂ = 6,480
P ₃ =10,94	T ₃ = 1013	ρ ₃ = 3,760
P ₄ =2,01	T ₄ = 653,57	ρ ₄ = 1,071
P ₅ =1,029	T ₅ = 551,52	ρ ₅ = 0,650

Tableau IV.1 Les résultats de calcul relevé sur site.

IV.3 Comparaison des résultats

Tableau comparatif des résultats obtenus

Résultats	η_{th} %
Données	
Par constructeur T ₀ =288K ε=16,8 P _{atm}	36,2
Sur site T ₀ =299 K ε=11,56 P _{atm}	32

Tableau IV.2 Comparaison des résultats.

Enfin on observe les résultats principaux obtenus. Dans le régime considéré nous avons les diminutions des caractéristiques principales :

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{\eta - \eta'}{\eta} = \frac{0,362 - 0,320}{0,362} = 11,6 \%$$

.....(IV.2.u)

IV.4 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz

IV.4.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz

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 refoulé au compresseur.

Ces facteurs sont :

IV.4.1.1 La température ambiante

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminue .

IV.4.1.2 La pression ambiante

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) il en est de même la puissance utile .

IV.4.1.3 L'humidité relative

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente .

IV.4.1.4 Les poussières

Lorsque la concentration en poussière dans l'atmosphère augmenté à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

IV.4.2 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG

Outre les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement sur les performances de la TAG. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils sont énumérés ci-dessous :

IV.4.2.1 Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des

tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

IV.4.2.2 Chutes de pression dans le système d'échappement

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsées à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente dans la turbine, ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

IV.5 Récupération de la chaleur des gaz d'échappement

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans les installations de turbine à gaz. Pour cela le rendement de ces dernières peut être modifier si en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique .

Comme dans notre cas le (CPF) utilise échangeur thermique pour réchauffent huile de procès

Autre cas utiliser installation du réchauffeur de l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion on récupère une partie de chaleur de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

IV.6 But de la récupération de chaleur

Grâce à cet échange de chaleur, la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent, augmente le rendement de l'installation.

Cette récupération de la chaleur des gaz d'échappement consiste donc à réintroduire une partie de cette chaleur dans le cycle thermodynamique .

IV.7 Conclusion

A partir de ce calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de la température de l'air à l'entrée du compresseur axial, cela provoque en premier lieu la variation des rapports de compression de l'air de combustion .

Cela a naturellement aussi son influence sur la diminution de rendement thermique de la turbine à gaz de 36,2% à 32%, ce qui influe négativement sur l'exploitation de la turbine, pour cela il faut faire une récupération des calories des gaz d'échappement, et un refroidissement de l'air aspiré par le compresseur.

V.1 Introduction

Dans ce chapitre on va faire des simulations pour différents angles d'incidence ($\Theta=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$) et analyser leurs effets sur l'écoulement.

La simulation de l'écoulement a été appliquée autour d'une seule aube, les résultats obtenus s'appliquent à l'écoulement autour de toutes les autres aubes de la roue (les aubes sont identiques).

V.2 Simulation de l'écoulement du gaz dans l'aube de la turbine

L'aube est la partie d'une turbine en forme de pale sur laquelle s'exerce l'action du fluide moteur. Une turbine comporte plusieurs aubes réparties régulièrement sur son pourtour. Comme une aile, une aube est composée d'un bord d'attaque d'une âme et d'un bord de fuite selon les profils (NACA). [17][19]


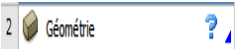
Les profils NACA sont des formes aérodynamiques pour les ailes d'avions développés par le Comité consultatif national pour l'aéronautique (NACA) [18]



Fig V.1 Aube de turbine HP SGT-400


V.2.1 Conception de la géométrie du modèle d'aube

On utilise le logiciel **ANSYS** pour la construction de la géométrie selon les étapes suivantes :

- démarrez le programme **workbench** et choisissez  Mécanique des fluides (Fluent) et double cliquez sur l'icône  Géométrie
- Créer les neuf (09) points de profil dans le repère x-y

points	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0	40	104	88	21.5	-26	-74.5	-147	-74.5
Y	0	-2.5	-13	32	59	45	12	-62	-22

Tableau V.1 Les coordonnées cartésiennes des points

- utilisez l'icône  Spline dans la boîtes à outils d'esquisse pour relier les 9 points par des courbes splines et dessinez l'aube

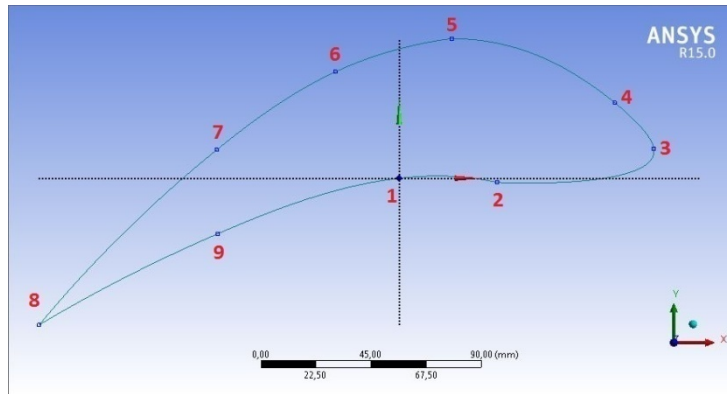


Fig V.2 Création de neuf points et leur connection par des courbes Spline

- Créer le domaine de calcul 3D
 - a- Dessinez une rectangle dans le plan XY avec les dimensions indiqué dans la figure

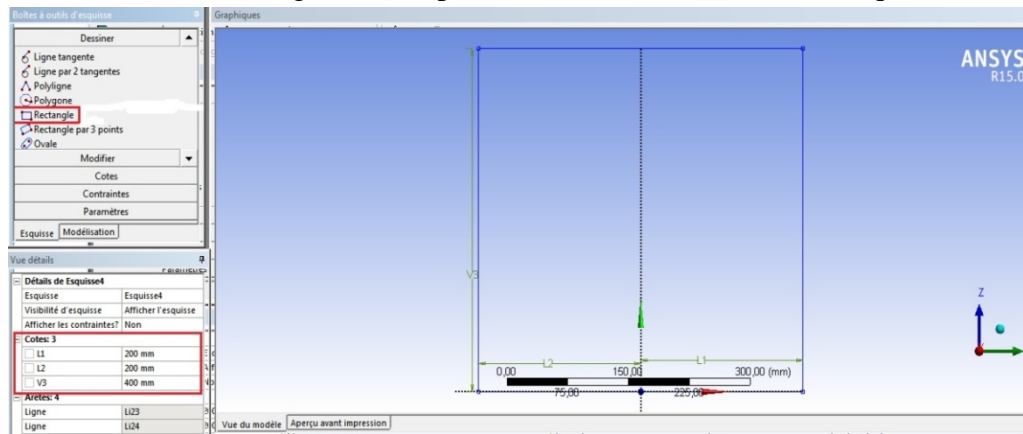
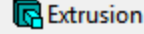
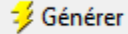


Fig V.3 Création du domaine de calcul

- b- Cliquez sur  Extrusion et modifier la profondeur et la direction comme suit

Direction	Les deux - Symétrique
Type d'extension	Fixe
<input type="checkbox"/> FD1, Profondeur (>0)	400 mm

- c- Cliquez sur  Générer pour obtenir la figure

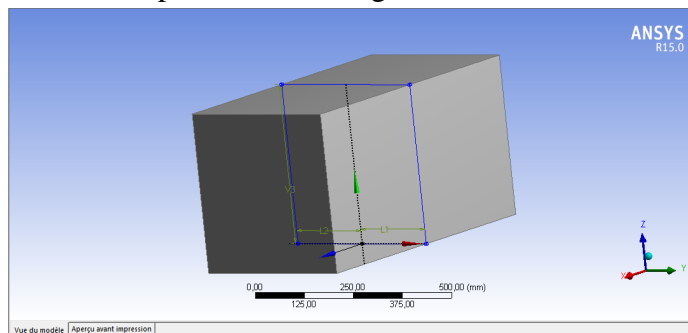
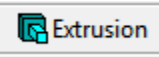
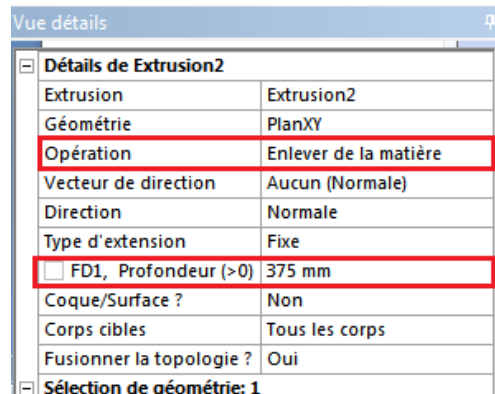



Fig V.4 Création du domaine 3D de calcul (suite)

d- Sélectionner le plan XY et cliquez sur  et modifier comme suit



e- Cliquez sur  puis obtenir la figure

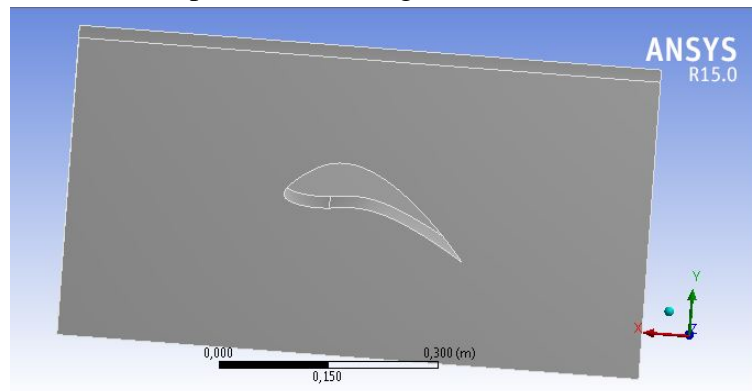


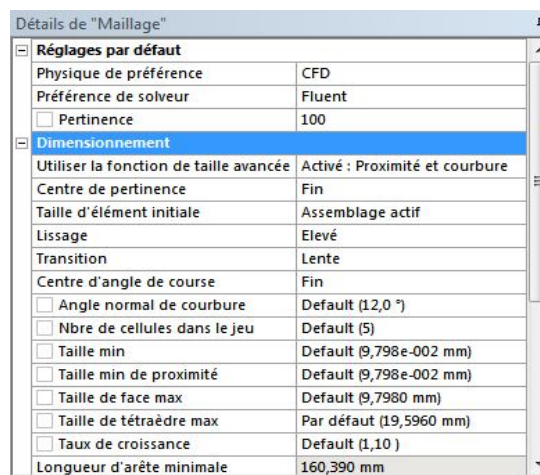


Fig V.5 Le domaine final de calcul

- fermez le programme de dessin de la géométrie  et ouvrez  pour maillez la domaine .

- Maillez la domaine et déterminez les conditions aux limites

a- Cliquez sur  et modifier comme suit pour raffinez la domaine et cliquez deuxième clique sur 



- donc la domaine est bien raffiné

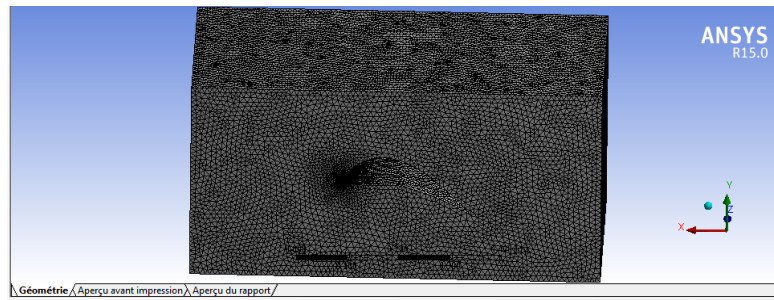




Fig V.6 Maillage du domaine de calcul

b- déterminez les conditions aux limites

sélectionner chaque fois un surface  et cliquez à l'aide du bouton droit de la souris sur  pour nommées les surfaces comme suit :

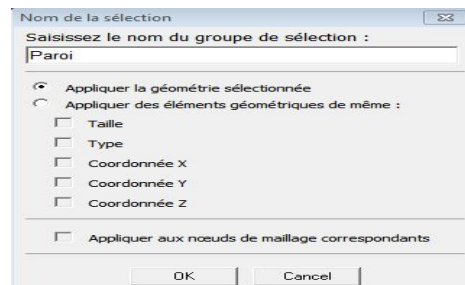
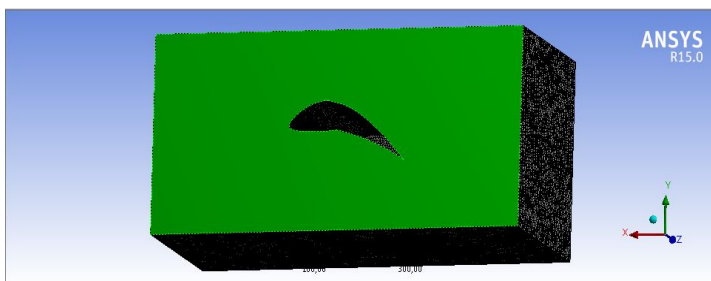
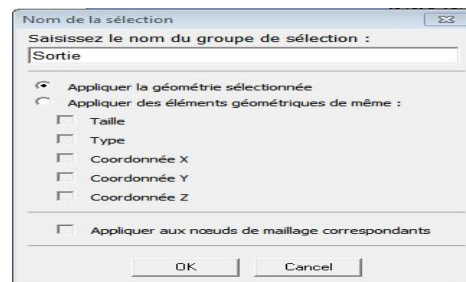
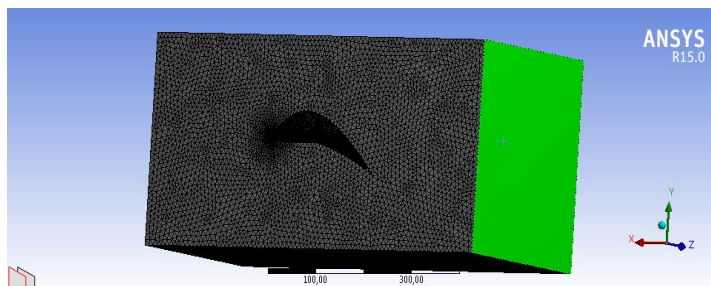
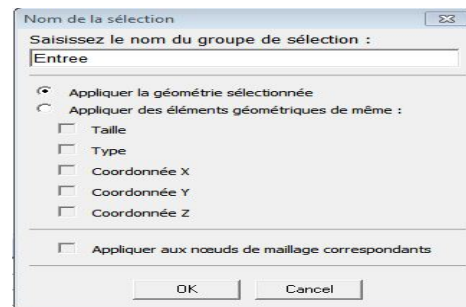
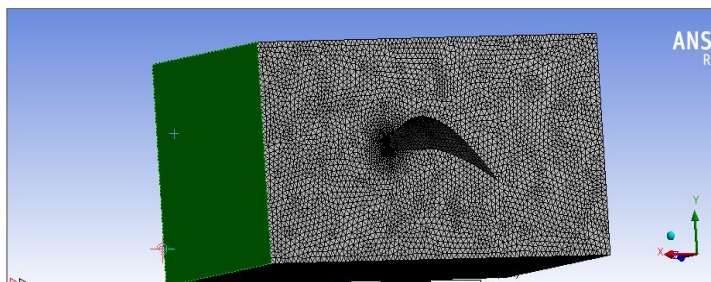


Fig V.7 Détermination des conditions aux limites

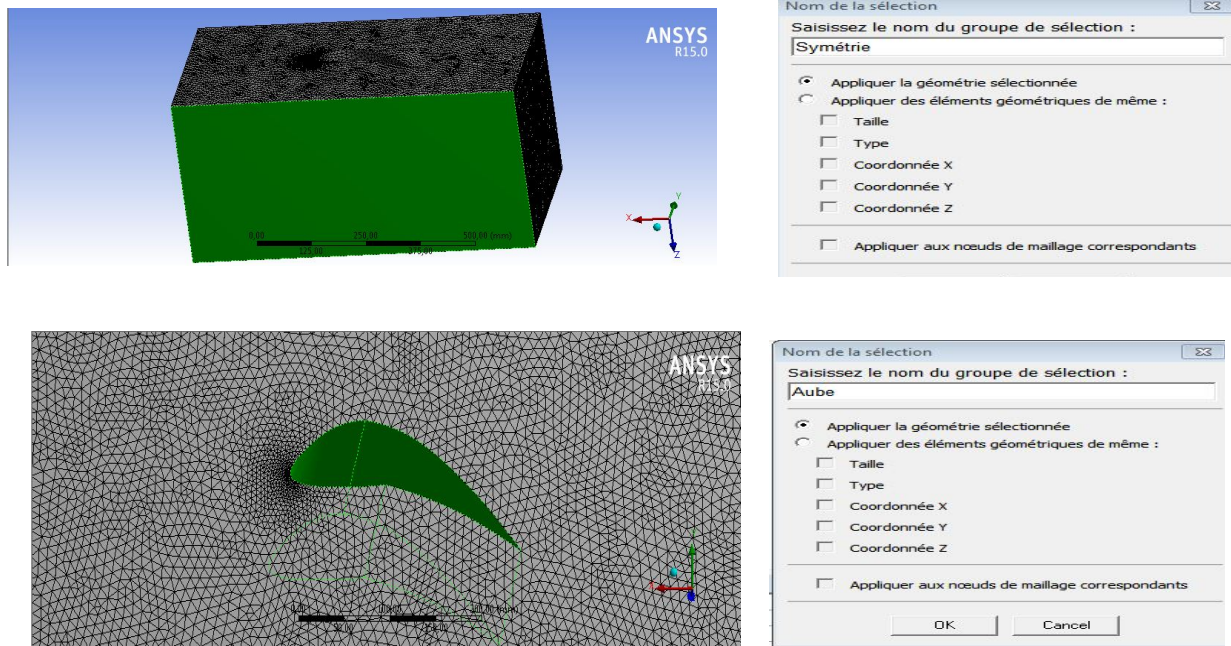


Fig V.7 Détermination des conditions aux limites (suit)

- fermez le programme  et ouvrez (ANSYS-FLUENT) .

V.2.2 Exécution du code FLUENT

V.2.2.1 Définition

Fluent est un programme de simulation numérique des écoulements de fluide compressibles, incompressibles, stationnaires ou in stationnaires impliquant divers phénomènes physiques tels que le transfert de chaleur, la turbulence, les réactions chimiques, les écoulements dans les machines tournantes, moteurs thermiques, et ce pour des géométries industrielles très 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.

V.2.3. Paramètres de l'écoulement

Les paramètres de l'écoulement sont donnés par le tableau V.2

Paramètres d'entrée		
Pression (<i>bar</i>)	Température (<i>K</i>)	Vitesse (<i>m/s</i>)
10.35	1013	110

Tableau V.2 paramètres de l'écoulement à l'entrée

V.2.4 Exécution de programme ANSYS-FLUENT

a. Cliquez sur  dans WORKBENCH .

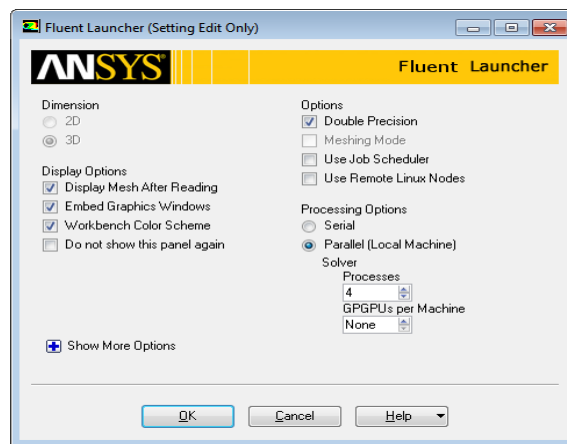
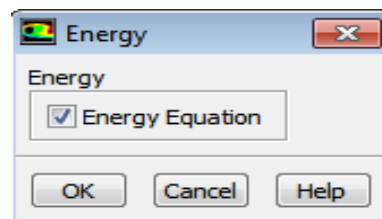


Fig V.8 Exécution et lancement de FLUENT

b- Cliquez sur **General** → **Check** pour vérifier que la surface et la volume de domaine sont positives

c- Cliquez sur **Model** puis **Energy** puis confirmer par **OK**



FigV.9 Fenêtre "energy"

d- Cliquez sur **Models** → **Viscous** → **k-epsilon** → **OK** pour activer le modèle K-epsilon de turbulence

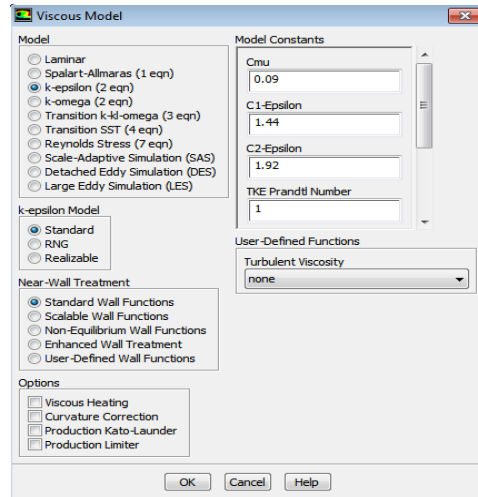


Fig V.10 Définition le modèle de turbulence

e- Cliquez sur *species* → *edit* → *species transport* et modifier comme suit:

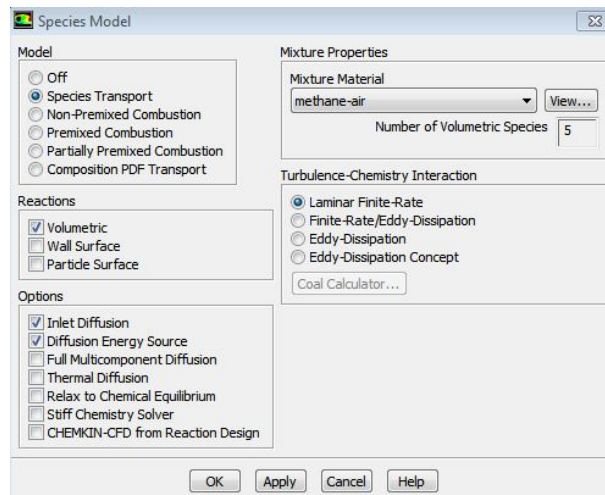


Fig V.11 Choix du modèle de mélange

f- Cliquez sur *Boundary conditions* pour introduire les conditions aux limites pour les surfaces suivantes:

- Aube → wall → *Edit*

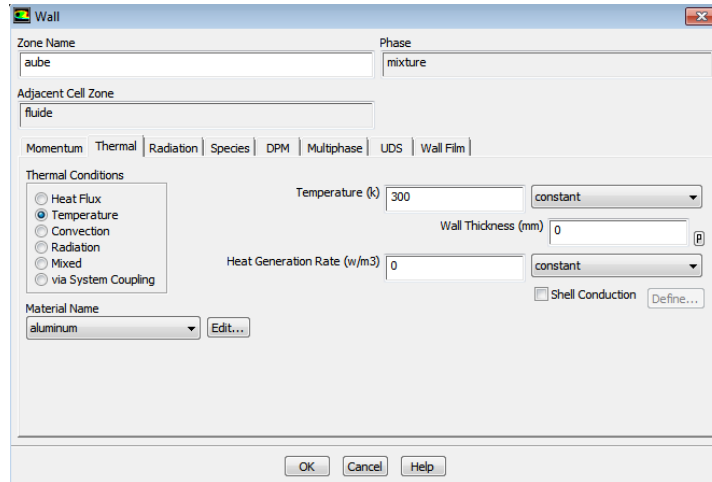
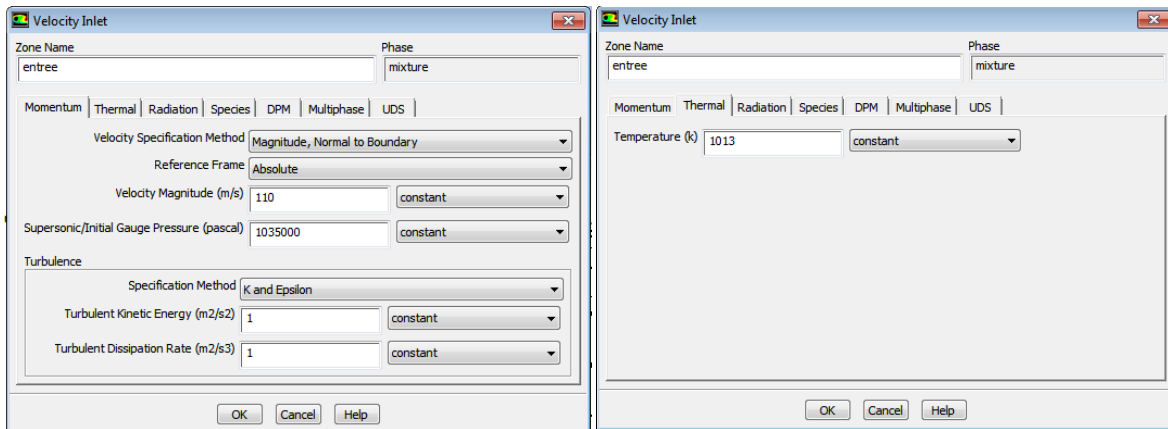


Fig V.12 Définition des conditions aux limites pour l'aube

- o Entree → velocity-inlet → *Edit*



FigV.13 Définition des conditions aux limites pour l'entrée

- o Interior fluid → interior
- o Sortie → pressure-outlet

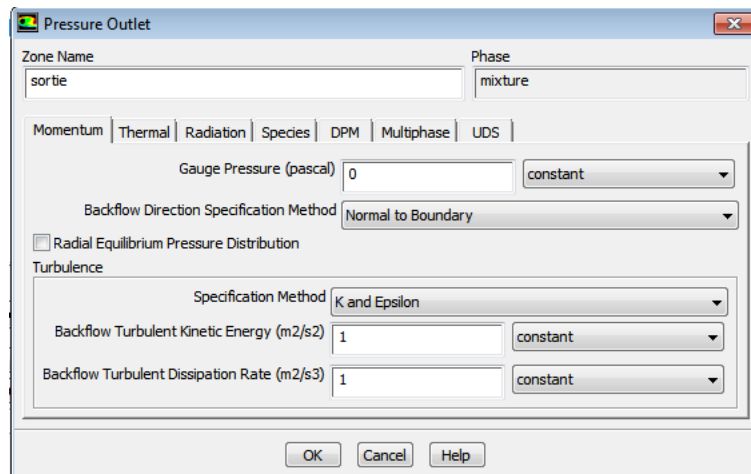


Fig V.14 Définition les conditions aux limites de la sortie

- o Paroi du domaine de calcul → wall → *Edit*

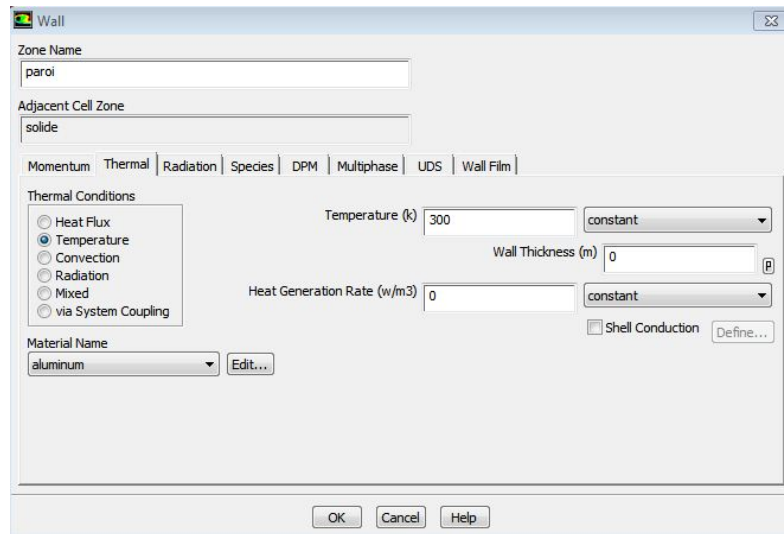


Fig V.15 Définition les conditions aux limites pour la paroi

- g- Cliquez sur *Solution initialization* → *entree* → *Initialize*

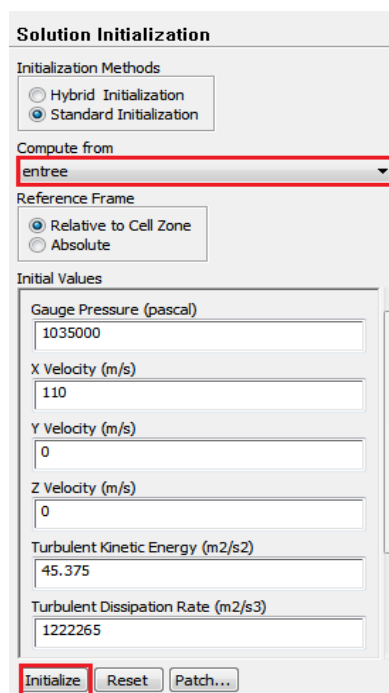


Fig V.16 Initialiser les variables d'entrée (Xvelocity, Yvelocity,...)

- h- Cliquez sur *Run calculation* et notifiez le nombre d'itération (Nmax=400 itération) puis activer → *calculate*

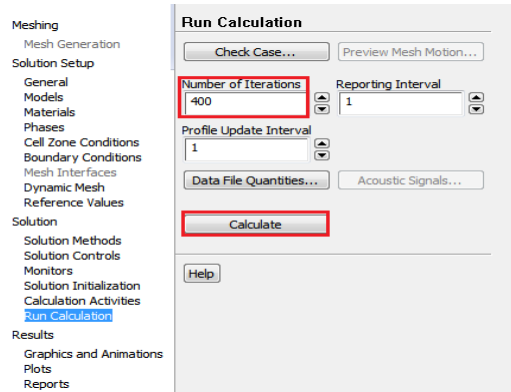


Fig V.17 Définition du nombre d'itérations

V.3 Résultats

V.3.1 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 0^\circ$

(a) Configuration de l'aube à $\Theta = 0^\circ$

La position de l'aube à $\Theta = 0^\circ$ est donnée par la figure V.18

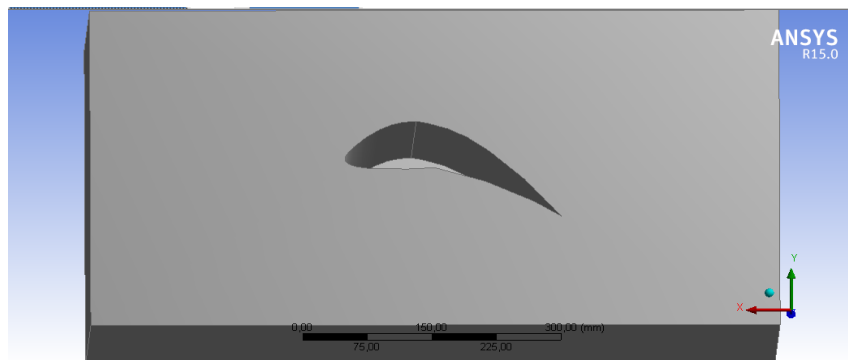
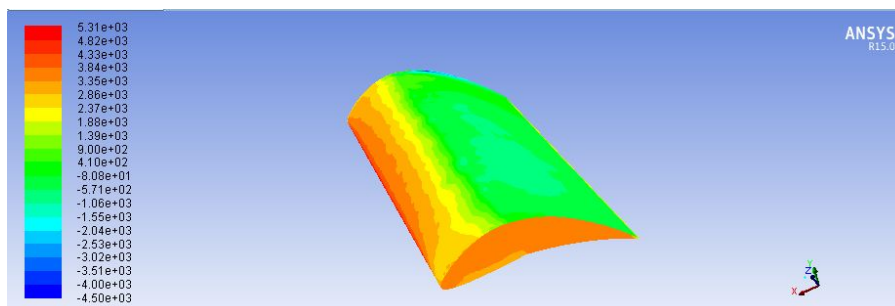
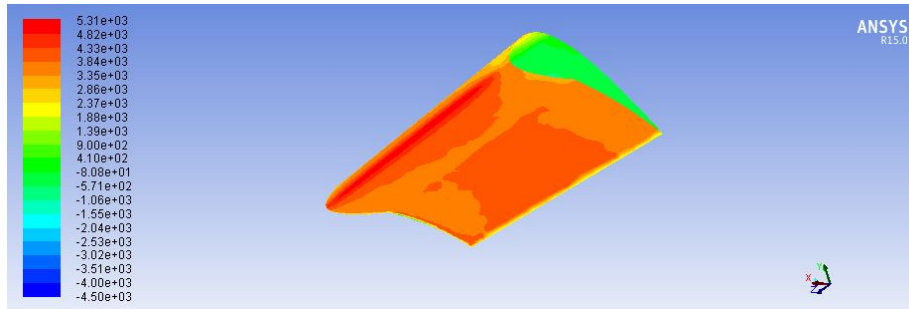


Fig V.18 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 0^\circ$

(b) Effet de l'écoulement sur la pression pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 0^\circ$



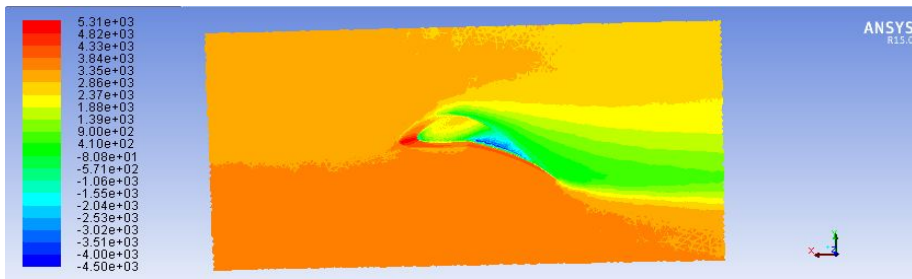
b.1 Vue extrados



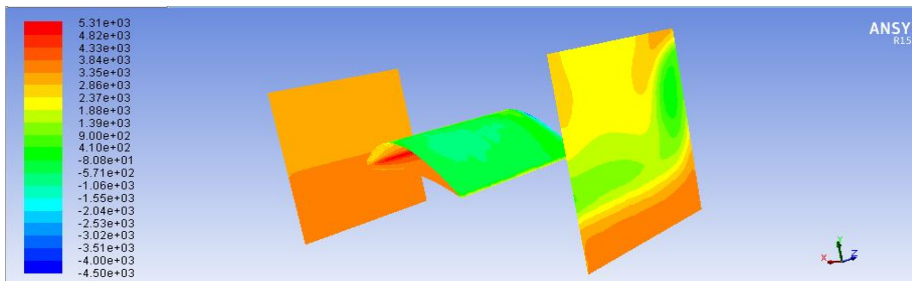
b.2 Vue intrados

FigV.19 Effet de la pression pariétale ($\Theta = 0^\circ$)

(c) Effet sur la pression du volume de calcul (aube à $\Theta = 0^\circ$)



b.3 Dans le fluide du domaine de calcul



b.4 Aux frontières du domaine

Fig V.20 Effet de la pression dans le domaine de calcul ($\Theta = 0^\circ$)

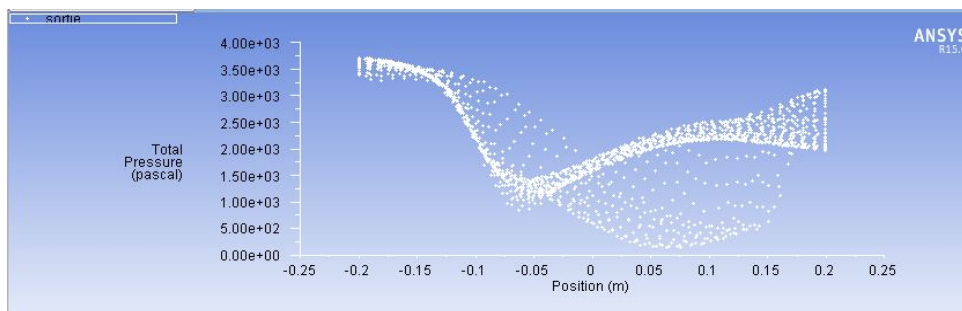


Fig V.21 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 0^\circ$)

(d) Effet de l'écoulement sur la température pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 0^\circ$

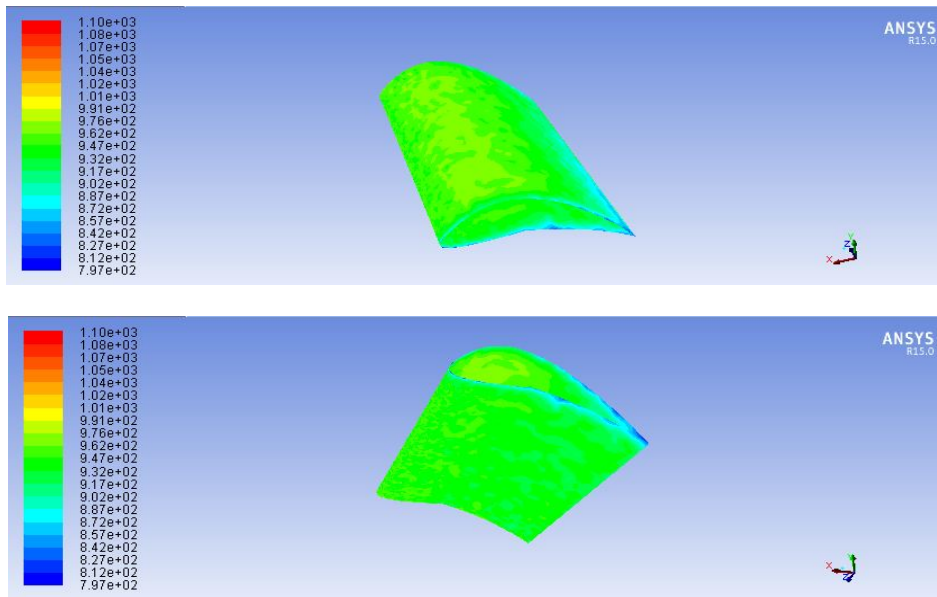


Fig V.22 Effet de la température($\Theta = 0^\circ$)

On constate que la température est pratiquement constante est égale à 1000°K

(e) Effet de l'écoulement sur la température dans le volume de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta = 0^\circ$)

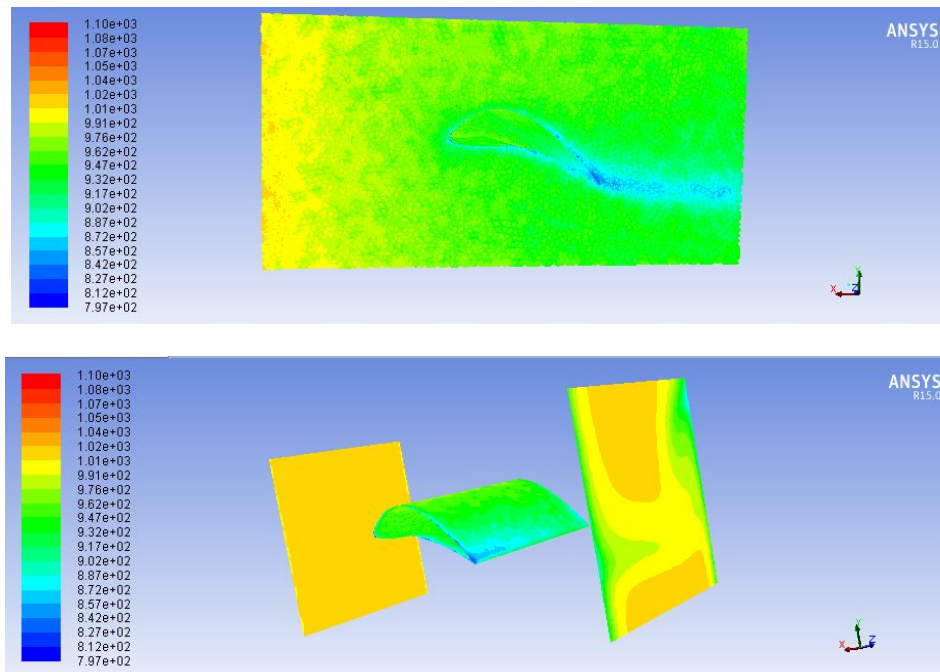


Fig V.23 Effet de la température($\Theta = 0^\circ$)

(f) Effet sur la vitesse d'écoulement dans le domaine de calcul (aube à angle d'incidence $\Theta = 0^\circ$)

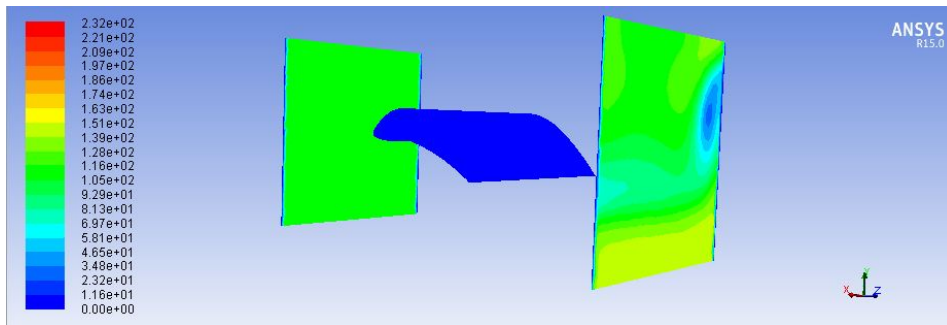


Fig V.24 Effet de la vitesse aux frontières du domaine($\Theta = 0^\circ$)

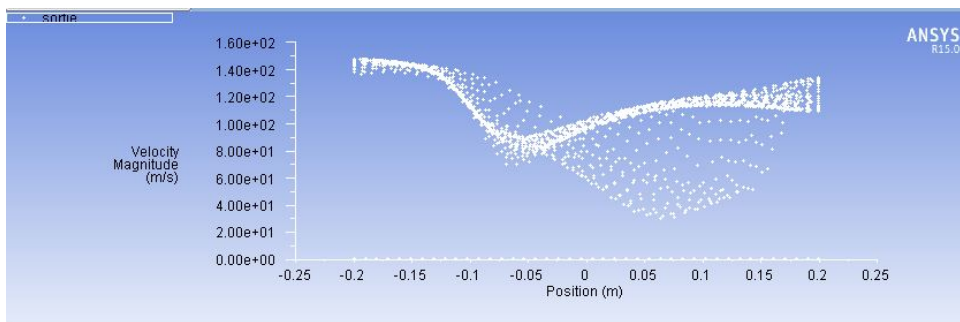


Fig V.25 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 0^\circ$)

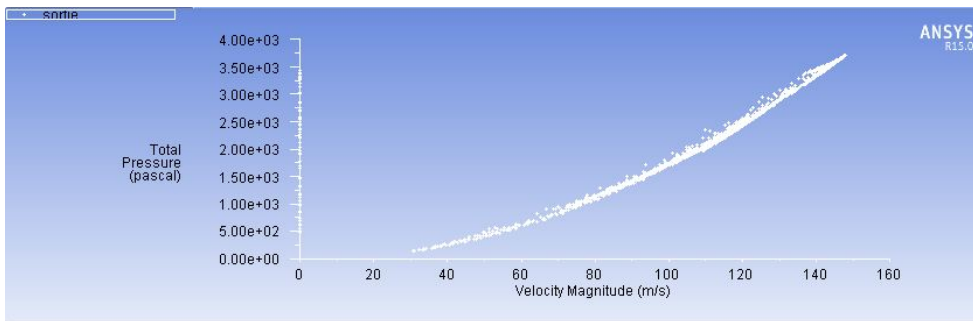


Fig V.26 Diagramme représentant la relation pression-vitesse($\Theta = 0^\circ$)

V.3.2 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 10^\circ$

(a) Configuration de l'aube à $\Theta = 10^\circ$

La position de l'aube à $\Theta = 10^\circ$ est donnée par la figure V.27

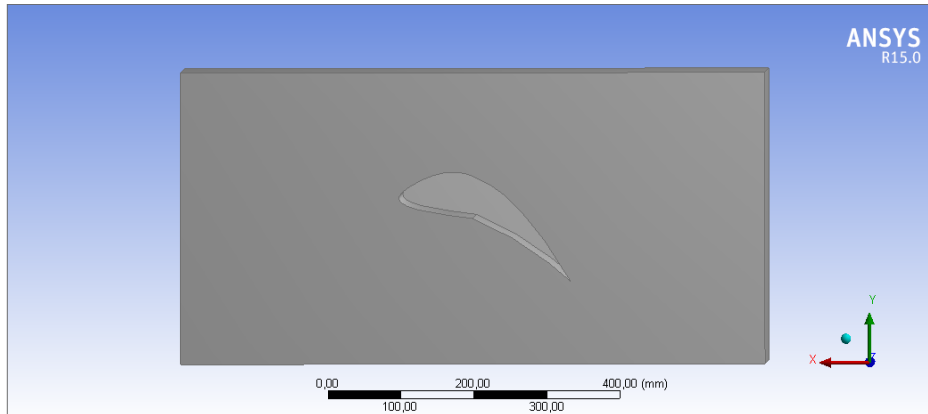
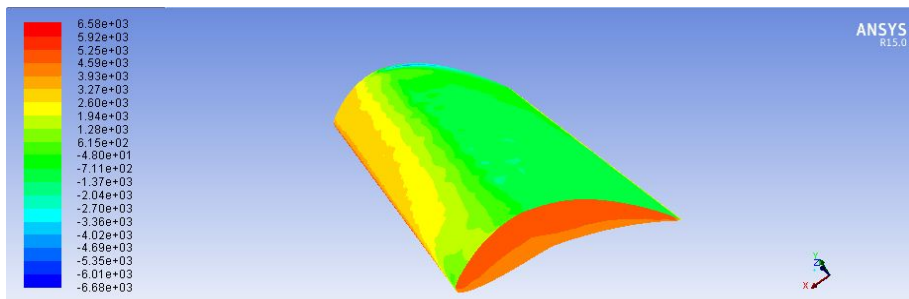
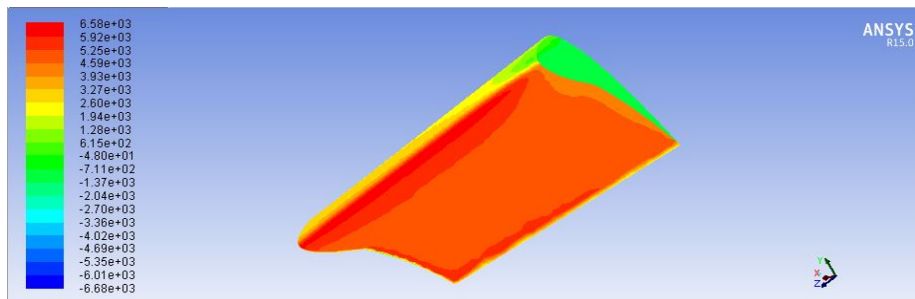


Fig V.27 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 10^\circ$

(b) Effet de l'écoulement sur la pression pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 10^\circ$

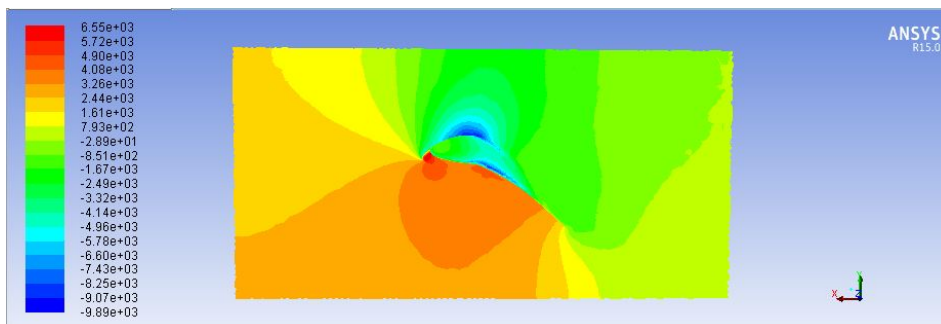


b.1 Vue extrados

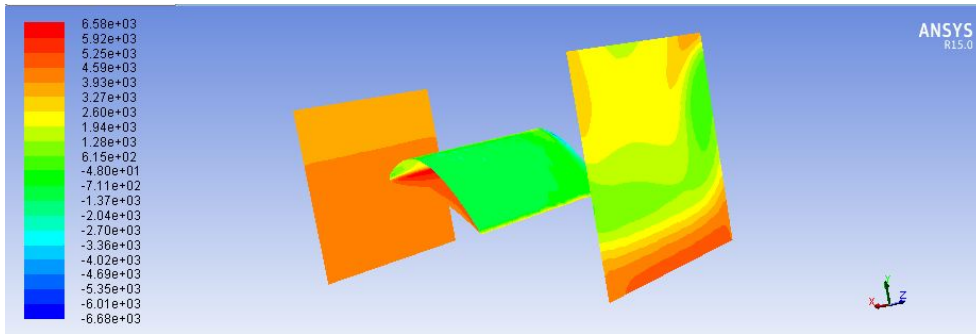


b.2 Vue intrados

(c) Effet sur la pression du volume de calcul (aube à $\Theta = 10^\circ$)



b.3 Dans le fluide du domaine de calcul



b.4 Aux frontières du domaine

Fig V.28 Effet de la pression($\Theta = 10^\circ$)

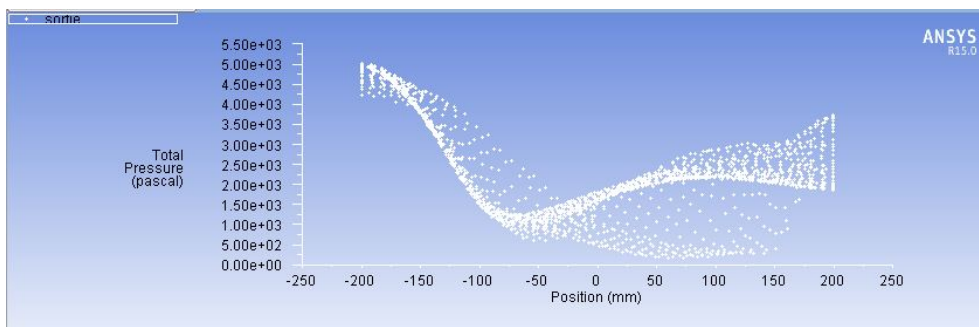


Fig V.29 Diagramme représentant la pression à la sortie ($\Theta = 10^\circ$)

(d) Effet de l'écoulement sur la température pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 10^\circ$

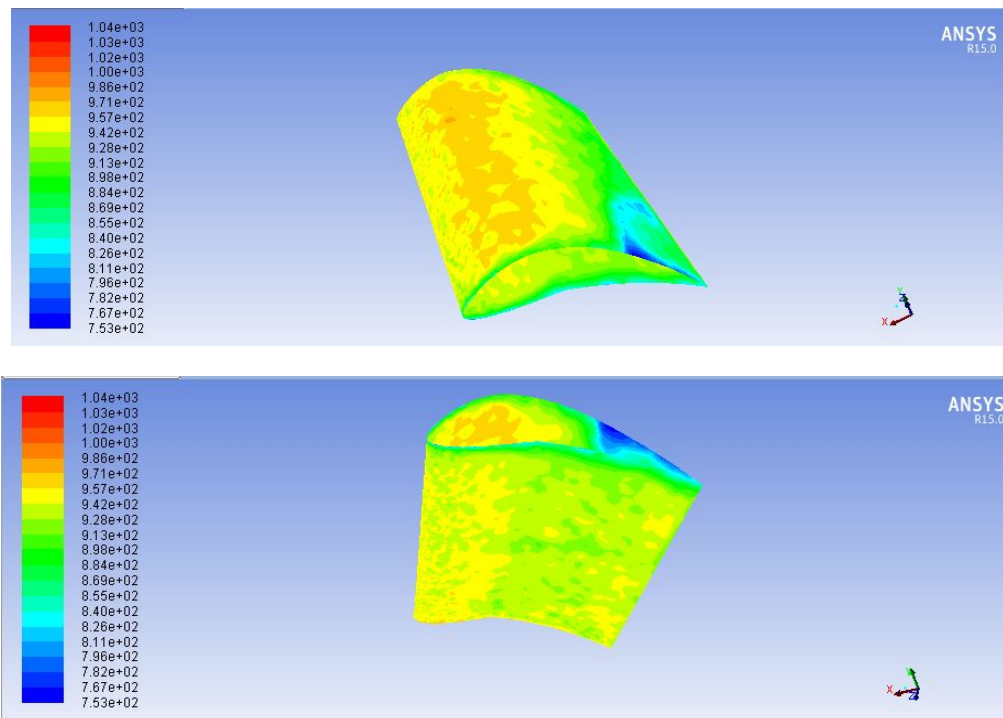


Fig V.30 Effet de la température($\Theta = 10^\circ$)

(e) Effet de l'écoulement sur la température dans le volume de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta = 10^\circ$)

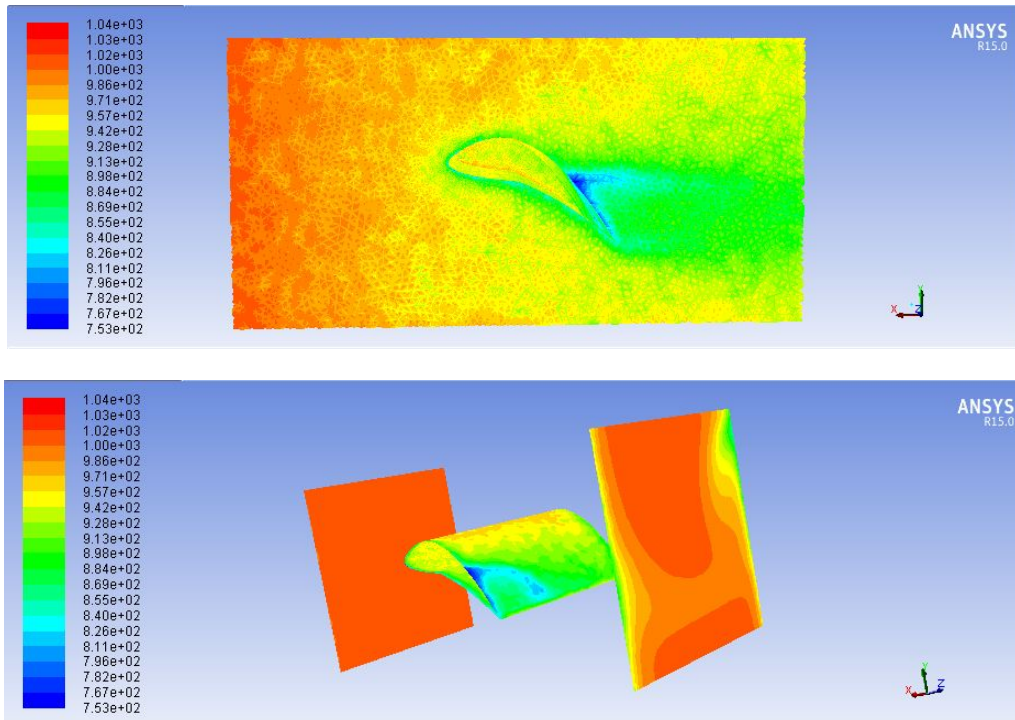


Fig V.30 Effet de la température($\Theta = 10^\circ$)(suit)

(f) Effet sur la vitesse d'écoulement dans le domaine de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta=10^\circ$)

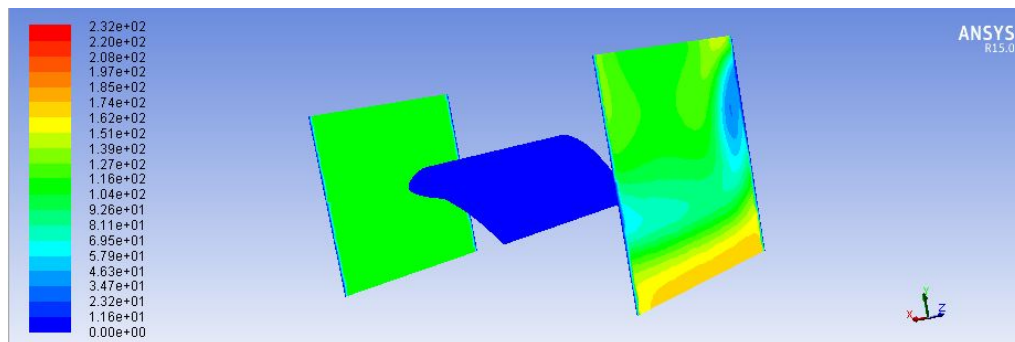


Fig V.31 Effet de la vitesse ($\Theta = 10^\circ$)

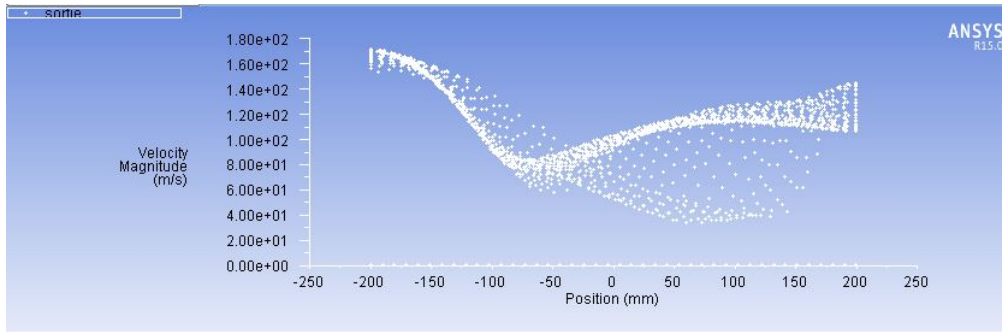


Fig V.32 Diagramme représentant la vitesse à la sortie ($\Theta = 10^\circ$)

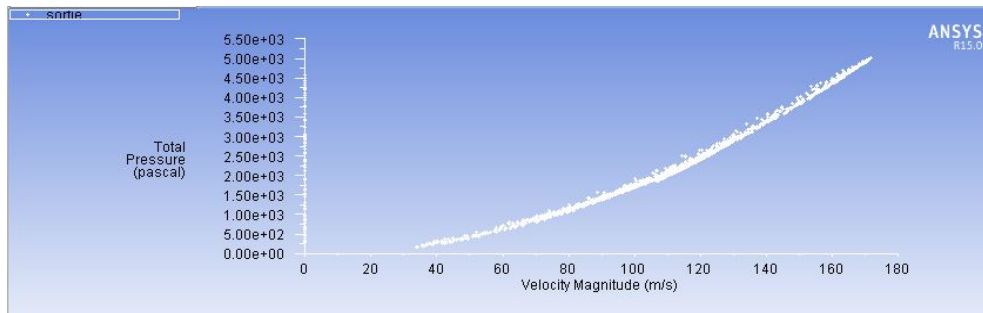


Fig V.33 Diagramme représentant la relation pression-vitesse ($\Theta = 10^\circ$)

V.3.3 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 20^\circ$

(a) Configuration de l'aube à $\Theta = 20^\circ$

La position de l'aube à $\Theta = 20^\circ$ est donnée par la figure V.34

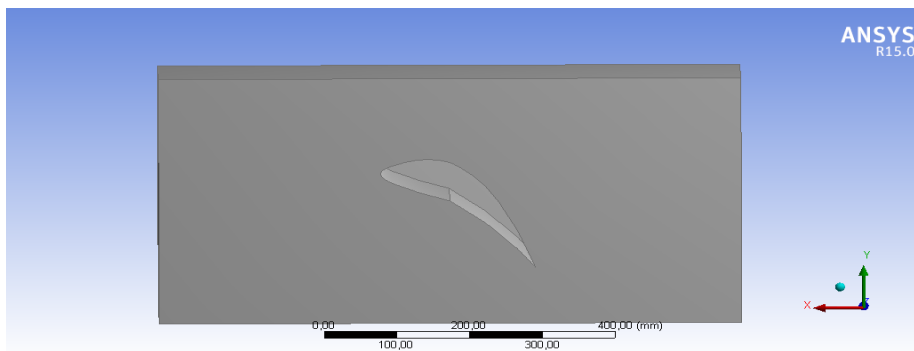
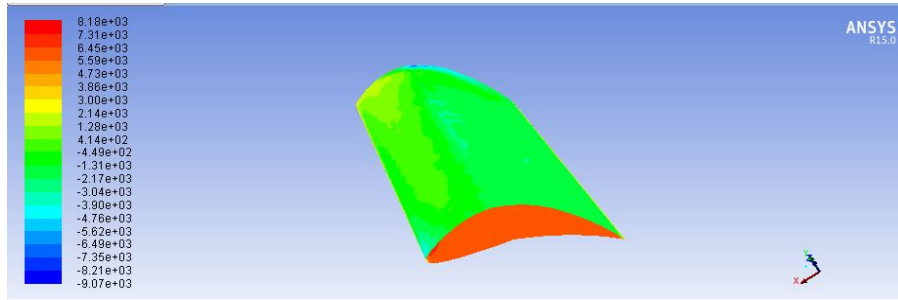
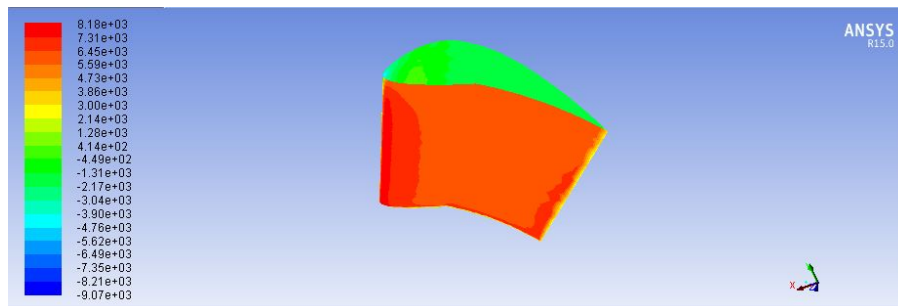


Fig V.34 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 20^\circ$

(b) Effet de l'écoulement sur la pression pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 20^\circ$

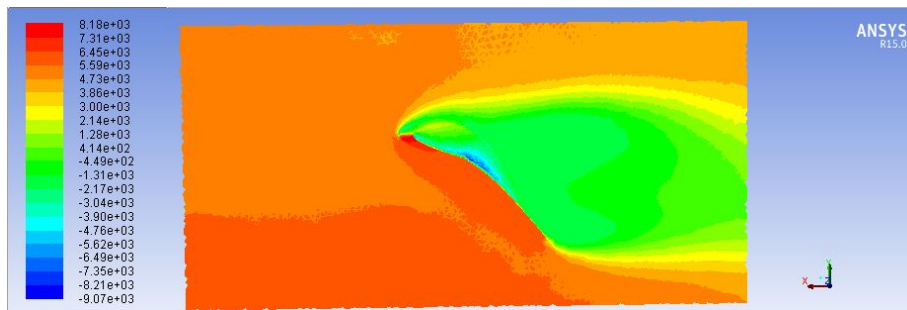


b.1 Vue extrados

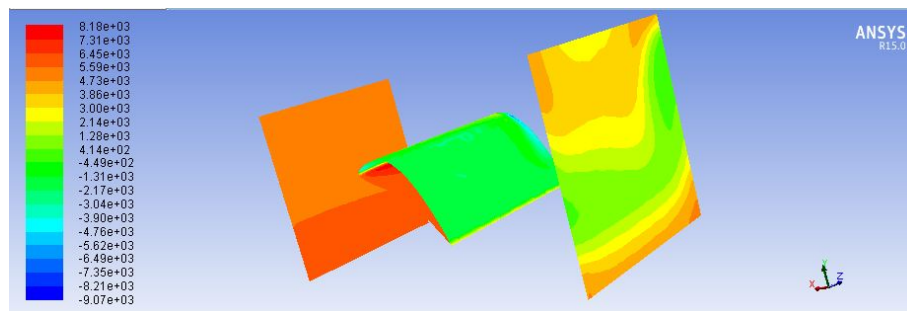


b.2 Vue intrados

(c) Effet sur la pression du volume de calcul (aube à $\Theta = 20^\circ$)



b.3 Dans le fluide du domaine de calcul



b.4 Aux frontières du domaine

Fig V.35 Effet de la pression($\Theta = 20^\circ$)

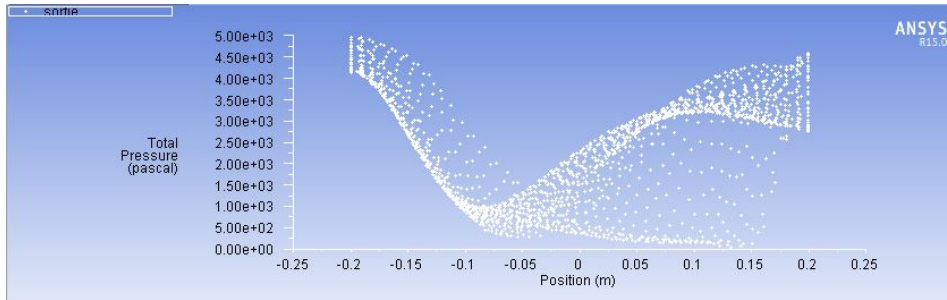


Fig V.36 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 20^\circ$)

(d) Effet de l'écoulement sur la température pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 20^\circ$

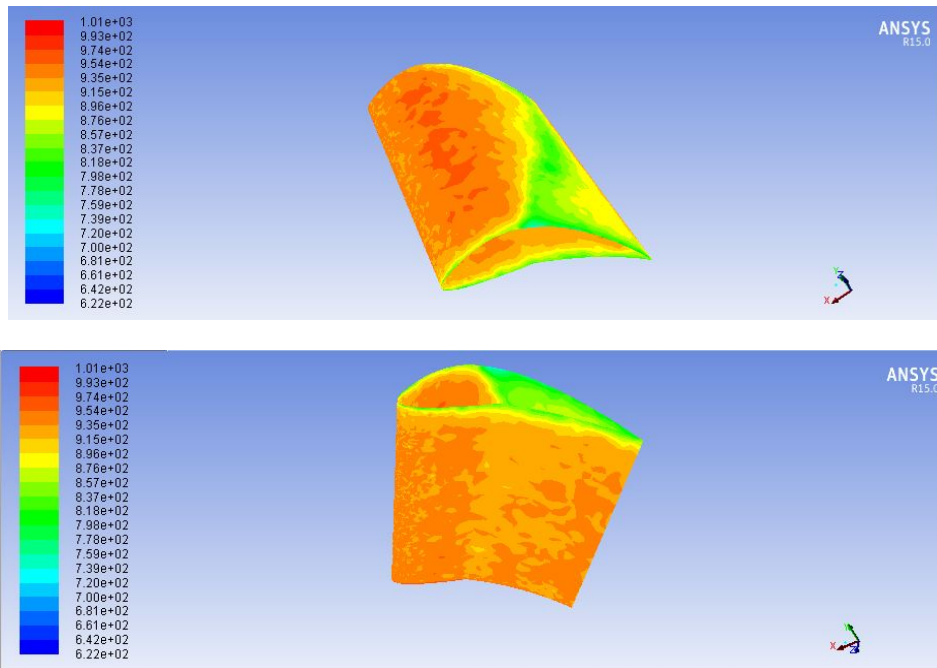


Fig V.37 Effet de la température($\Theta = 20^\circ$)

(e) Effet de l'écoulement sur la température dans le volume de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta = 20^\circ$)

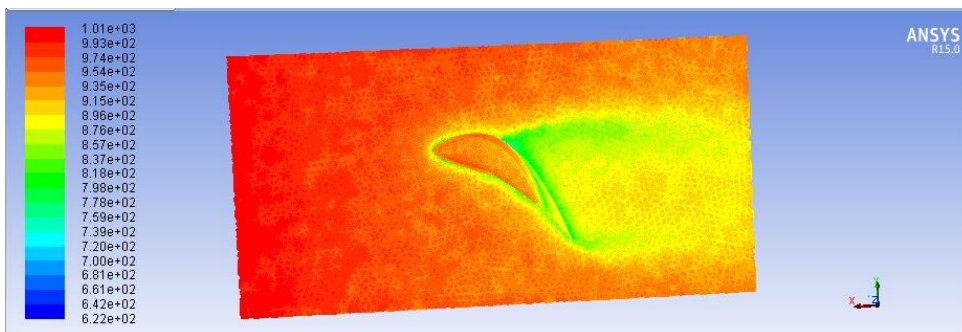


Fig V.37 Effet de la température($\Theta = 20^\circ$)(suit)

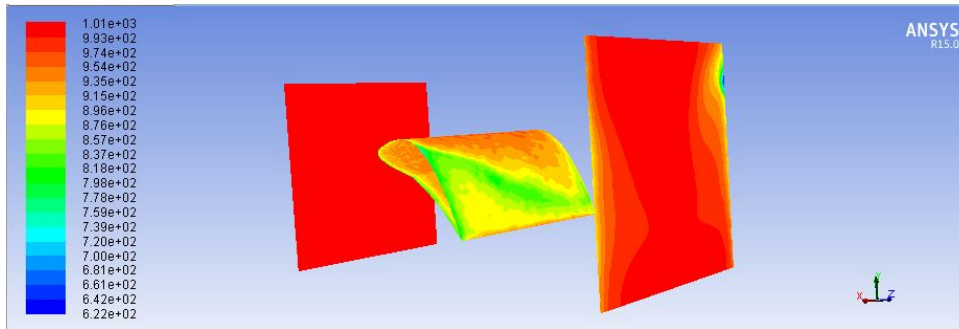


Fig V.37 Effet de la température($\Theta = 20^\circ$)(suit)

(f) Effet sur la vitesse d'écoulement dans le domaine de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta=20^\circ$)

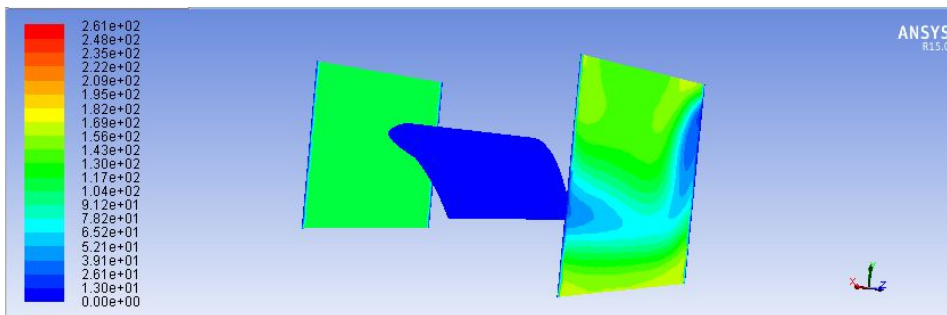


Fig V.38 Effet de la vitesse ($\Theta = 20^\circ$)

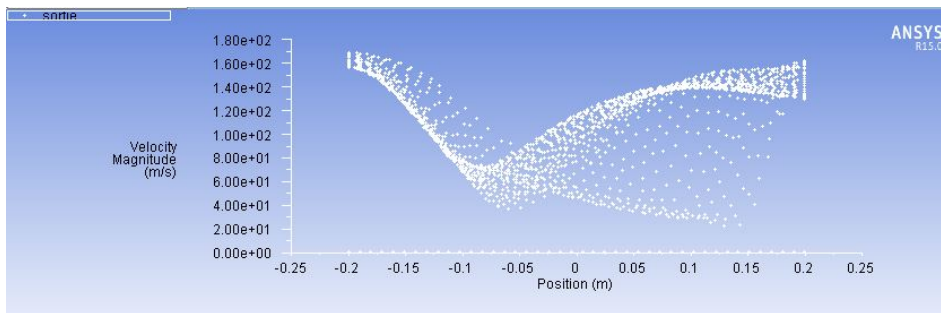


Fig V.39 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 20^\circ$)

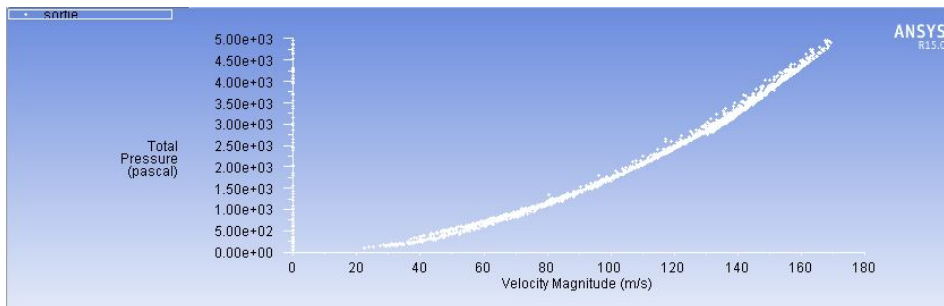


Fig V.40 Diagramme représente la relation pression-vitesse($\Theta = 20^\circ$)

V.3.3 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 30^\circ$

(a) Configuration de l'aube à $\Theta = 30^\circ$

La position de l'aube à $\Theta = 30^\circ$ est donnée par la figure V.41

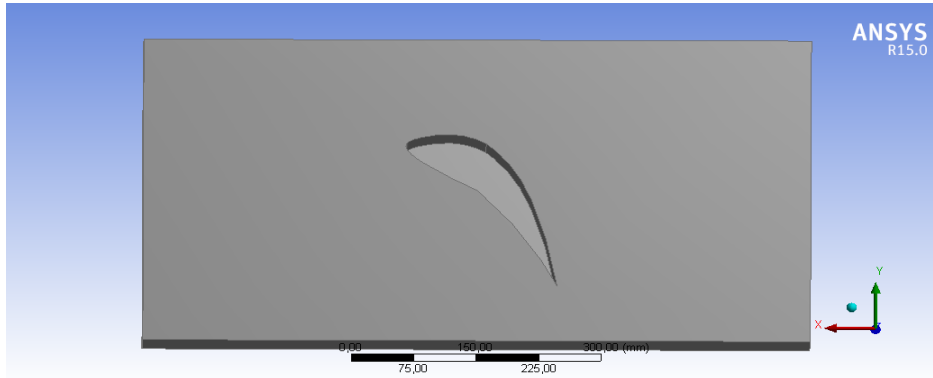
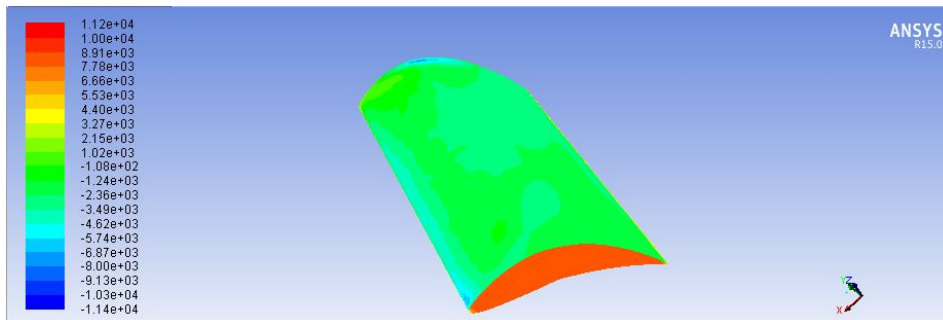
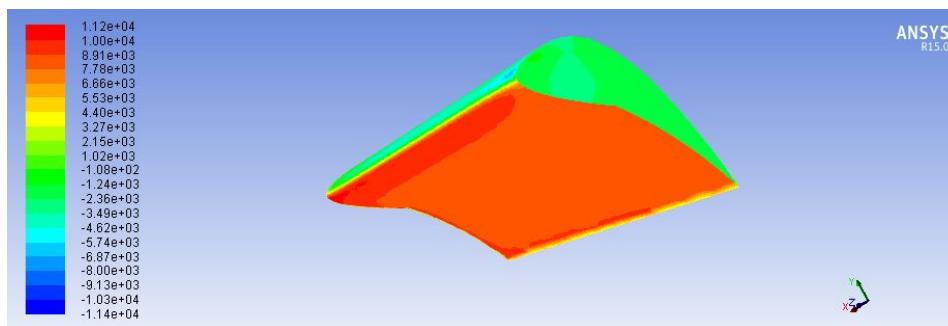


Fig V.41 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 30^\circ$

(b) Effet de l'écoulement sur la pression pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 30^\circ$

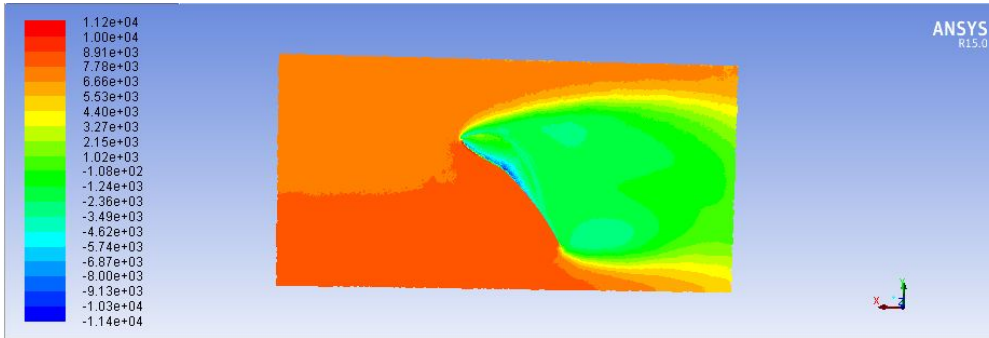


b.1 Vue extrados

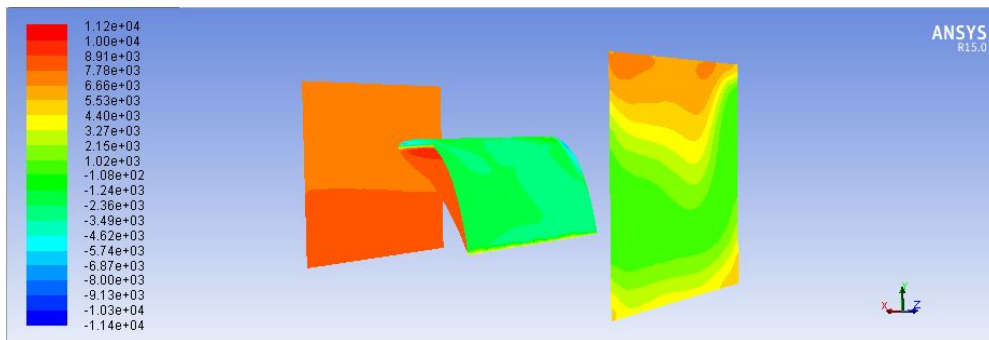


b.2 Vue intrados

(c) Effet sur la pression du volume de calcul (aube à $\Theta = 30^\circ$)



b.3 Dans le fluide du domaine de calcul



b.4 Aux frontières du domaine

FigV.42 Effet de la pression($\Theta = 30^\circ$)

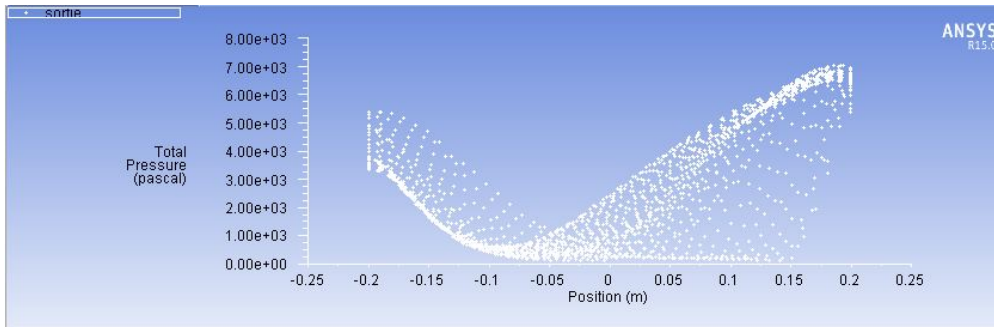


Fig V.43 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 30^\circ$)

(d) Effet de l'écoulement sur la température pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 30^\circ$

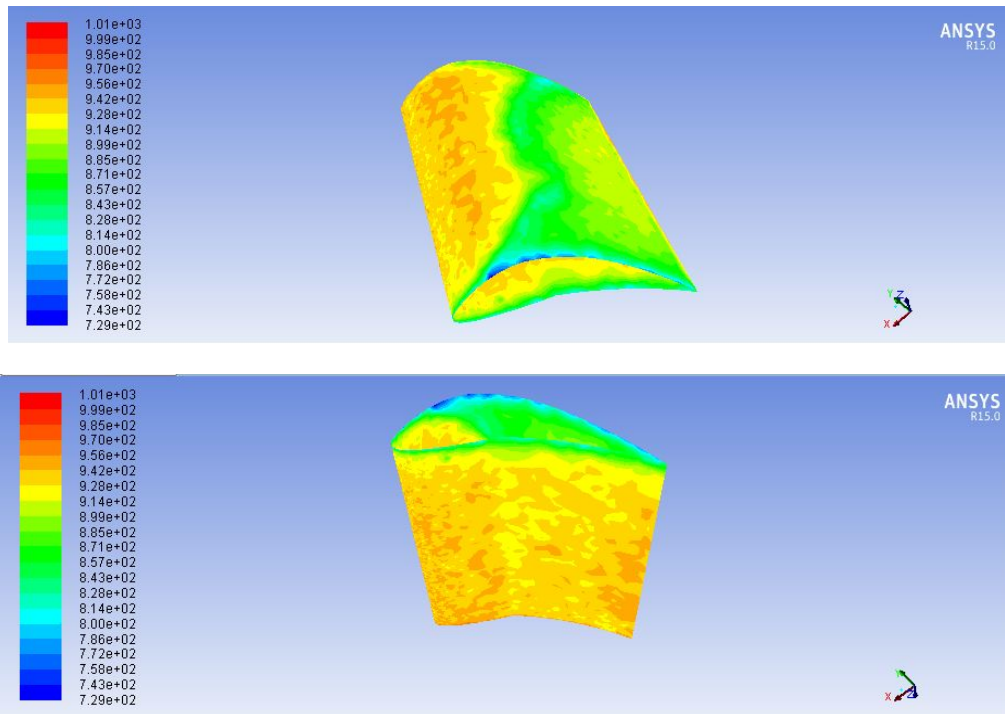


Fig V.44 Effet de la température($\Theta = 30^\circ$)

(e) Effet de l'écoulement sur la température dans le volume de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta = 30^\circ$)

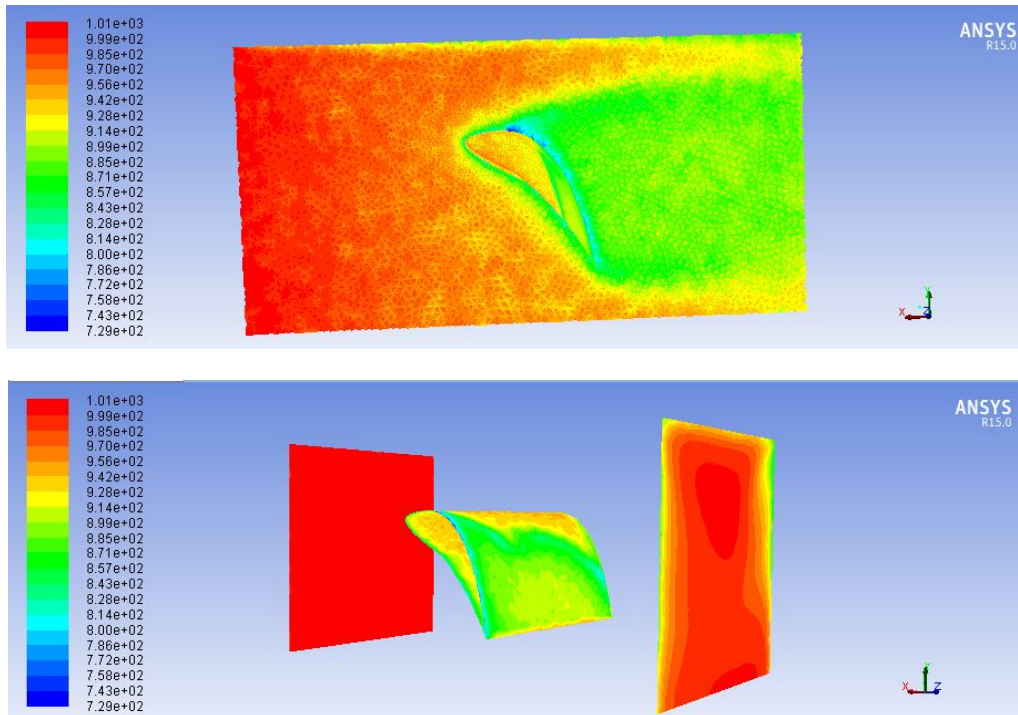


Fig V.44 Effet de la température($\Theta = 30^\circ$)(suit)

(f) Effet sur la vitesse d'écoulement dans le domaine de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta=30^\circ$)

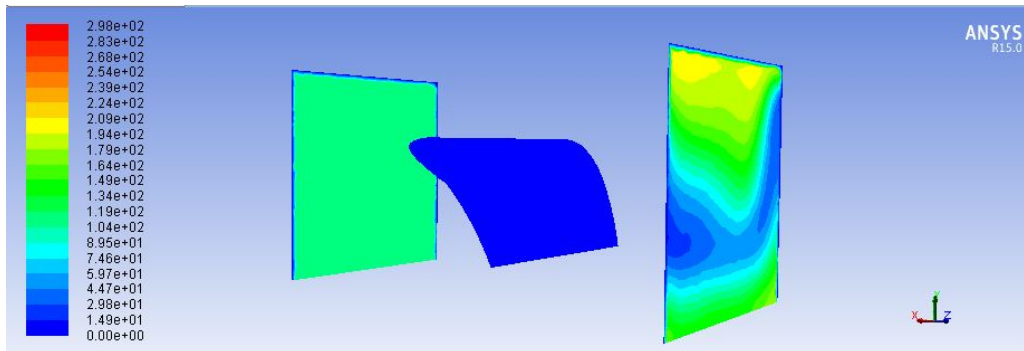


Fig V.45 Effet de la vitesse($\Theta = 30^\circ$)

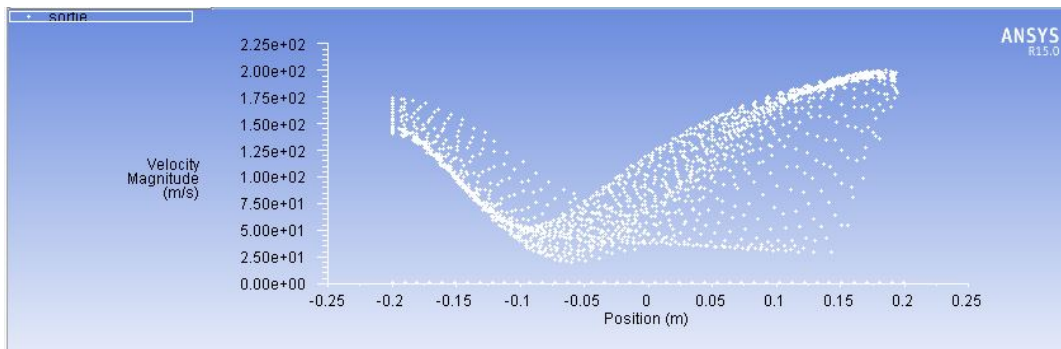


Fig V.46 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 30^\circ$)

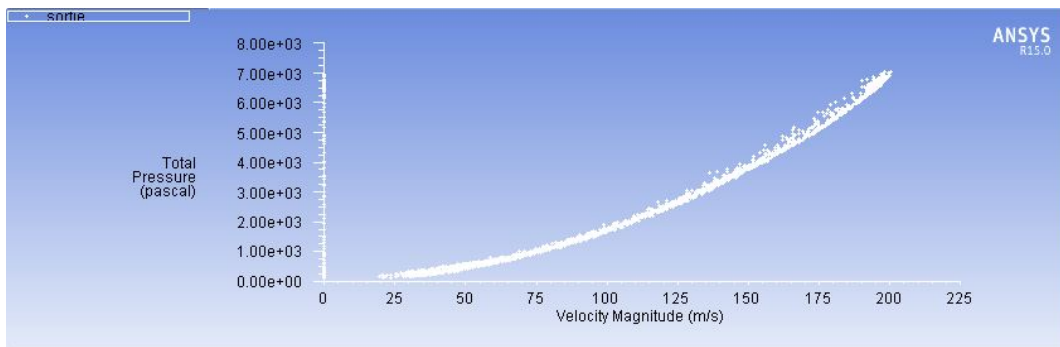


Fig V.47 Diagramme représentant la relation pression-vitesse($\Theta = 30^\circ$)

V.3.4 Effet de l'angle d'incidence $\Theta = 40^\circ$

(a) Configuration de l'aube à $\Theta = 40^\circ$

La position de l'aube à $\Theta = 40^\circ$ est donnée par la figure V.48

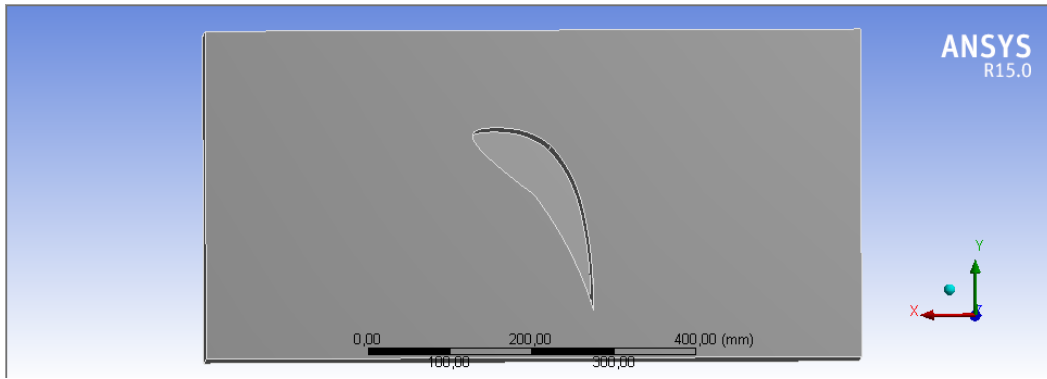
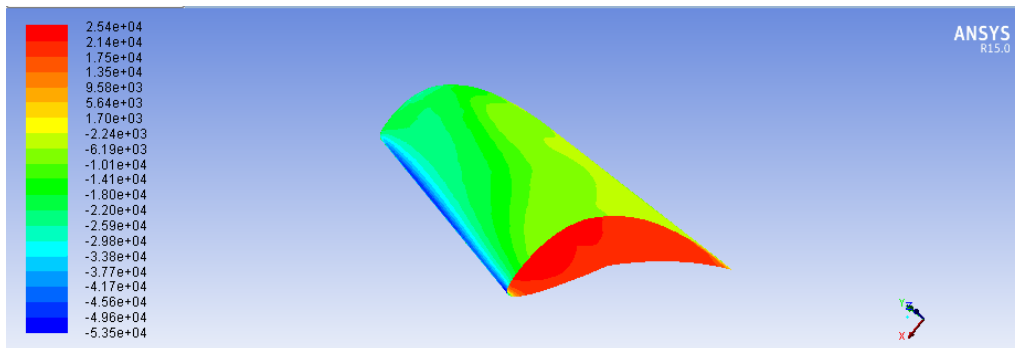
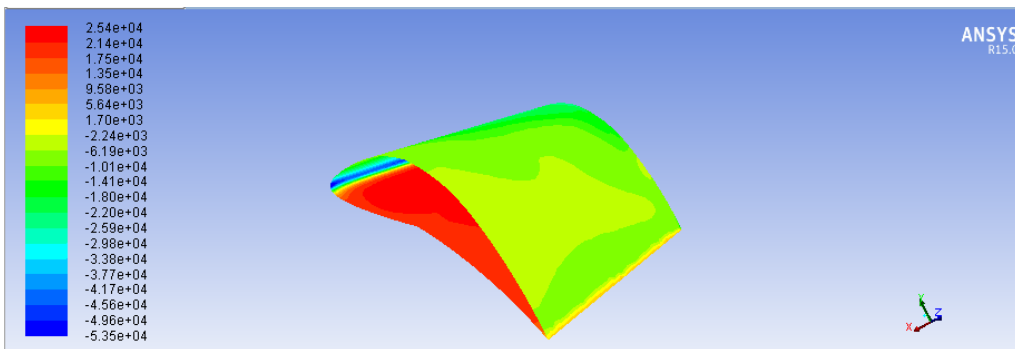


Fig V.48 Position de l'aube à l'angle $\Theta = 40^\circ$

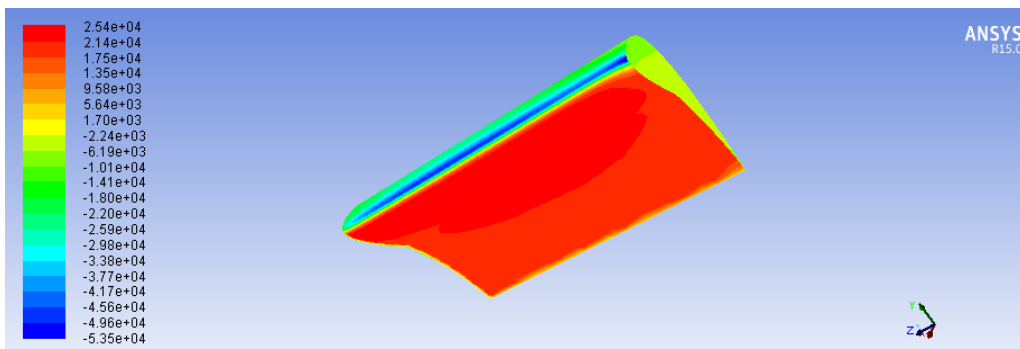
(b) Effet de l'écoulement sur la pression pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 30^\circ$



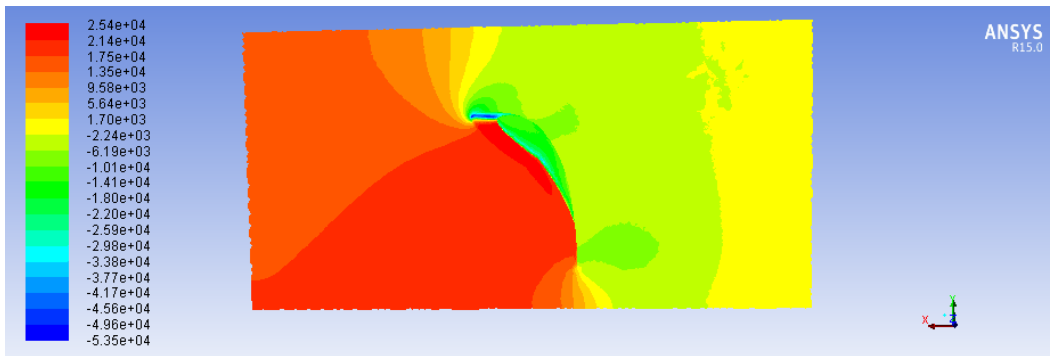
b.1 Vue extrados



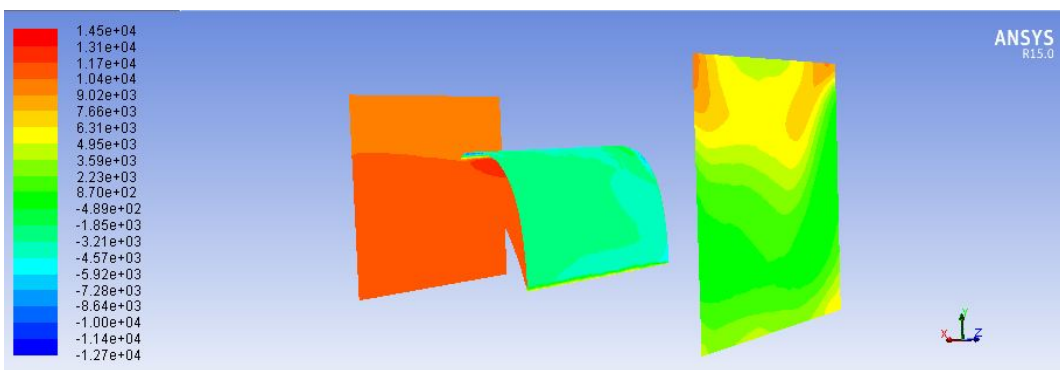
b.2 Vue intrados



(c) Effet sur la pression du volume de calcul (aube à $\Theta = 40^\circ$)



b.3 Dans le fluide du domaine de calcul



b.4 Aux frontières du domaine

Fig V.49 Effet de la pression($\Theta = 40^\circ$)

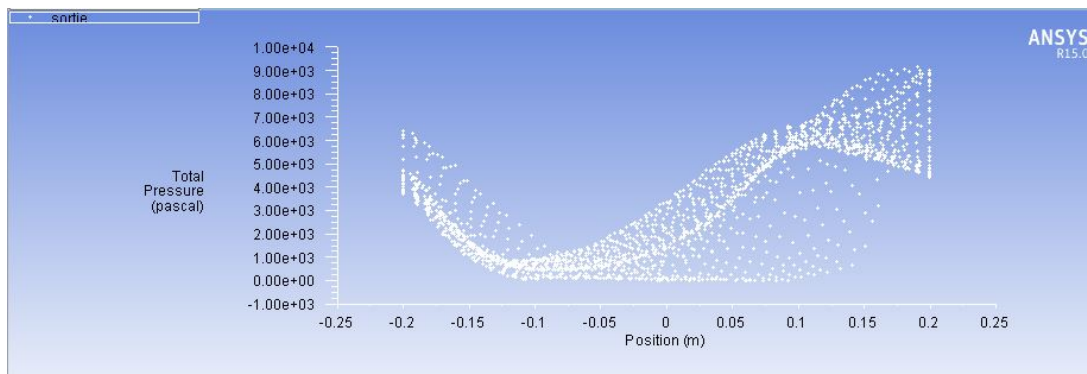


Fig V.50 Diagramme représentant la pression à la sortie($\Theta = 40^\circ$)

(d) Effet de l'écoulement sur la température pariétale de l'aube à angle d'incidence $\Theta = 40^\circ$

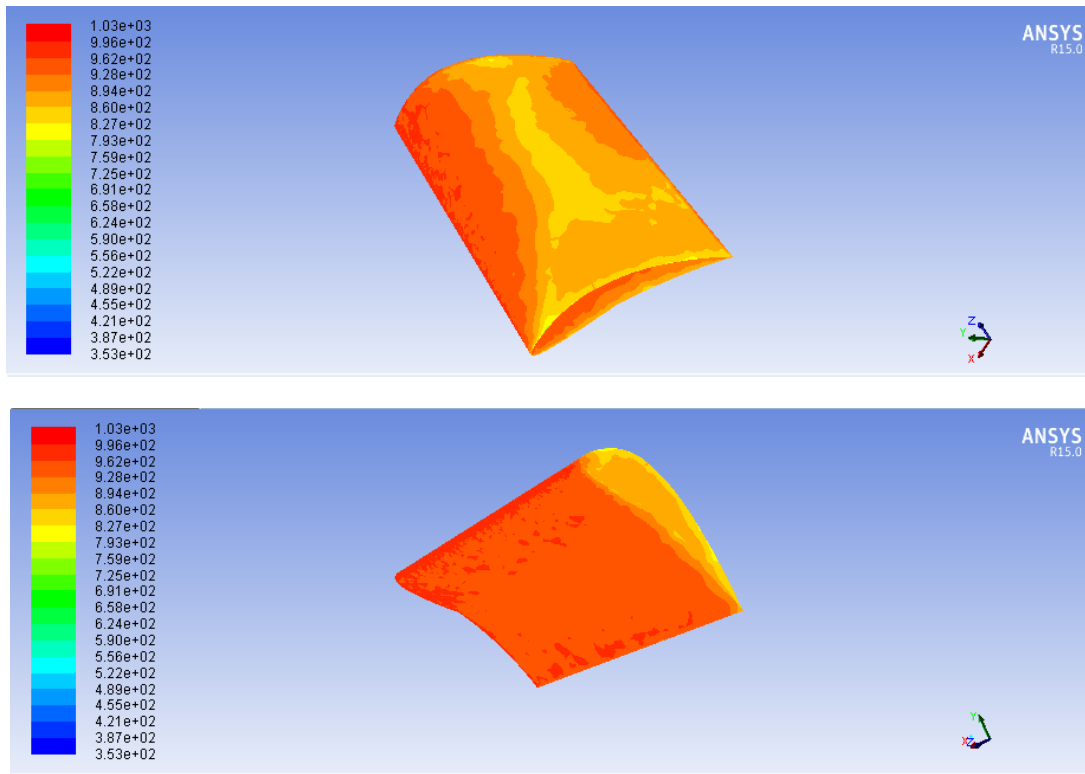


Fig V.51 Effet de la température($\Theta = 40^\circ$)

(e) Effet de l'écoulement sur la température dans le volume de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta = 30^\circ$)

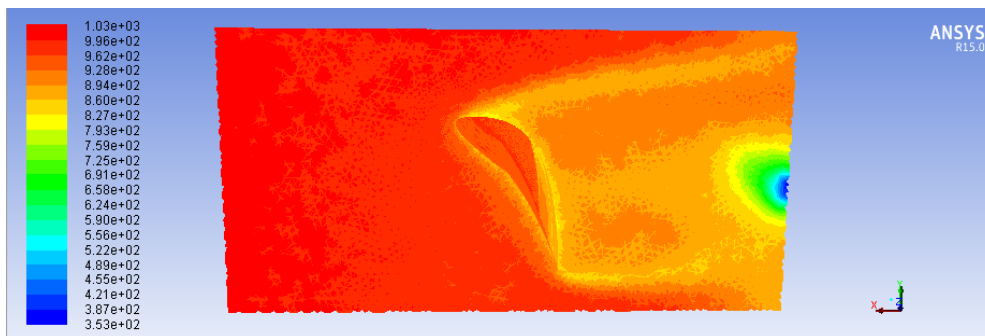


Fig V.51 Effet de la température($\Theta = 40^\circ$)(suit)

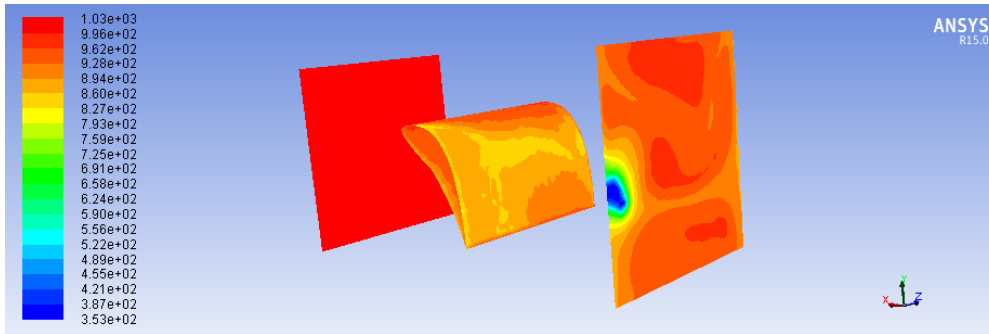


Fig V.51 Effet de la température($\Theta = 40^\circ$)(suit)

(f) Effet sur la vitesse d'écoulement dans le domaine de calcul

(aube à angle d'incidence $\Theta=40^\circ$)

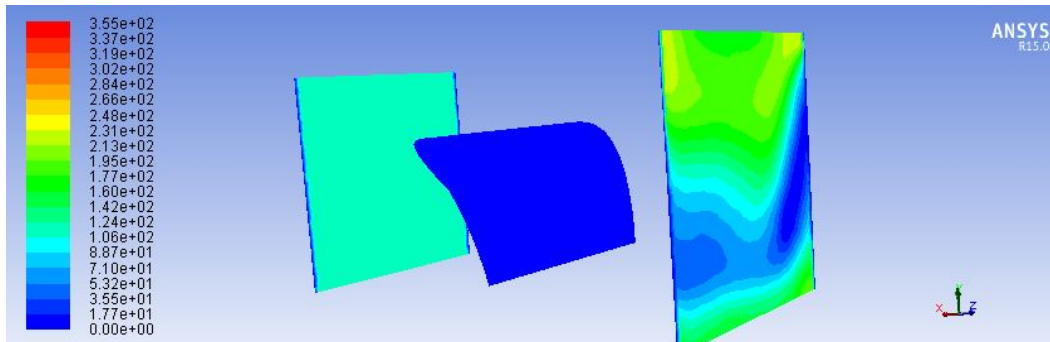


Fig V.52 Effet de la vitesse ($\Theta = 40^\circ$)

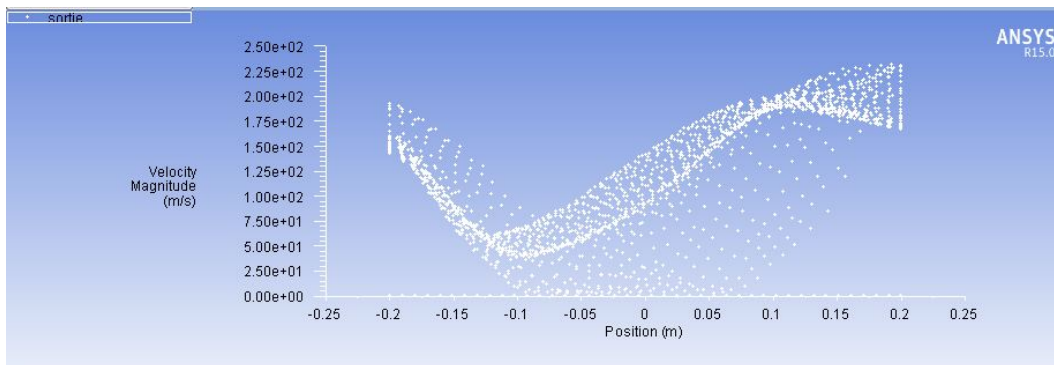


Fig V.53 Diagramme représentant la vitesse à la sortie($\Theta = 40^\circ$)

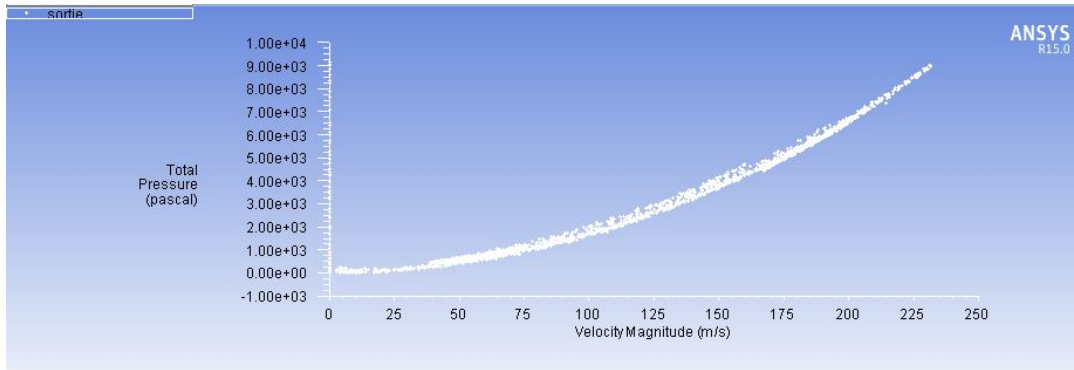


Fig V.54 Diagramme représentant la relation pression-vitesse($\Theta = 40^\circ$)

V.4 Discussion les résultats

Le tableau V.3 donne les résultats globaux de simulation par FLUENT qui concerne la vitesse et la pression du angles d'inclinaison d'aubage. L'effet sur la vitesse et la pression est comme suit:

V.4.1 L'effet de la vitesse et la pression

Les figures donnant les vitesses pour différents valeurs de θ qu' à l'entrée la vitesse est uniforme dans les cinq position angulaires , sa valeur à l'entrée est imposée mais à la sortie nous remarquons clairement les variations des valeurs des vitesses à chaque position angulaire .

On observe que la vitesse est maximale à ($\Theta = 10^\circ$) et minimale à ($\Theta = 0^\circ$) (tableau V.3) .

La même conclusion est faite pour la pression qui est maximale à ($\Theta = 10^\circ$) et minimale à ($\Theta = 0^\circ$) .

Paramètres de l'écoulement Angles d'incidence	Vitesse moyenne de sortie du fluide (m/s)	Pression de sortie (Pa)
$\Theta = 0^\circ$	140	3.5×10^3
$\Theta = 10^\circ$	170	5×10^3
$\Theta = 20^\circ$	160	4.25×10^3
$\Theta = 30^\circ$	148	3.7×10^3
$\Theta = 40^\circ$	152	3.9×10^3

Tableau V.3 Résultats des paramètres de l'écoulement pour différents angles

V.4.1 La relation pression-vitesse

A partir des diagrammes (La relation pression-vitesse) on remarque que lorsque la pression augmente , la vitesse augmente automatiquement , dans notre cas l'angle ($\Theta = 10^\circ$) est le

meilleur qui donne une pression et une vitesse les plus élevées. Alors cet angle est le meilleur pour un bon rendement parce que le mélange méthane-air a la sortie du domaine entraîne une turbine basse pression qui elle-même entraîne un compresseur centrifuge dont le rôle est de comprimer le gaz naturel pour le transporter vers HASSI R'MEL .

V.5 Conclusion

La simulation de l'écoulement de gaz dans un aubage de turbine à gaz par Fluent a permis de déterminer l'angle d'incidence d'aube qui donne le bon rendement est l'angle, $\Theta = 10^\circ$

Cet angle a été déterminé en analysant les principales caractéristiques de l'écoulement qui sont la vitesse et la pression du fluide et qui ont des valeurs les plus élevée à la sortie du domaine de simulation de notre aube .

CONCLUSION GENERALE

On a étudié dans ce PFE une turbine motrice à gaz type SGT-400 située à Gassi Touil, Hassi Messaoud au Sahara (Algérie). La turbine SGT-400 utilisée aux CPF (Centrale Production Facilité) de GASSI TOUIL, est une turbine à deux arbres et à deux étages de détente des gaz. Le système de carburant est le gaz naturel. On a décrit dans ce PFE l'installation de compression de gaz naturel de Gassi Touil avec comme élément principal la turbine.

Le calcul thermodynamique de l'installation a permis de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine SGT-400 aux points : entrée et sortie dans principalement le compresseur, la chambre de combustion, la turbine haute pression (THP) et la turbine basse pression (TBP). A partir de ce calcul thermodynamique, on a pu voir l'influence très importante de la température de l'air à l'entrée du compresseur axial, cela provoque en premier lieu la variation des rapports de compression de l'air de combustion . Cela a naturellement aussi son influence sur la diminution de rendement thermique de la turbine à gaz de 36,2% à 32%, ce qui influe négativement sur l'exploitation de la turbine, pour cela il faut faire une récupération des calories des gaz d'échappement, et un refroidissement de l'air aspiré par le compresseur.

Dans le dernier chapitre on a analysé l'étude numérique sur l'écoulement du gaz dans un aubage de la turbine SGT-400 à différents angles d'incidence ($\Theta=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$) pour déterminer leurs effets sur les paramètres de l'écoulement du gaz principalement la pression et la vitesse en vue de savoir quel est l'angle d'incidence qui donne à la turbine le meilleur rendement en sortie c'est-à-dire avoir les meilleurs performances d'entraînement du compresseur. L'utilisation du code de calcul FLUENT d'analyse numérique de l'écoulement des fluides a permis de déterminer l'angle d'incidence d'aube qui donne le bon rendement est l'angle, $\Theta = 10^\circ$. Cet angle a été déterminé en analysant les principales caractéristiques de l'écoulement qui sont la vitesse et la pression du fluide et qui ont des valeurs les plus élevée à la sortie du domaine de simulation de notre aube.

Références bibliographiques

- [1] HERZALLAH, A. , "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur , Université de Boumerdes , 2006.
- [2] BENNARA, I., "Etude et calcul de vérification d'un turbo -alternateur" Mémoire d'ingénieur, U niversité M'hamed Bouguara Boumerde s , 2009.
- [3] Turbines à gaz aéronautiques et terrestres (par Max GIRAUD et Joël SILET)
- [4] BENDJEDIDI , S. , " Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [5] http://hmf.enseeiht.fr/travaux/CD0102/travaux/optemf/bei_mot/0102/pages/turbine/partiea/fct.htm#Eléments
- [6] Etude thermodynamique et amélioration des performances de la turbine à gaz MS7001(TOUATI Messaoud & SID Amor) , Université de OUARGLA 2014
- [7] Benoit Fourneyron: inventeur de la turbine [archive] le Monde - 03/10/2011
wikipedia [https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_hydraulique]
https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_à_gaz
- [8] E50001-G430-A100-V2-7700_Gas Turbines_Broschuere_FR_LR
- [9] 06 HANDOUT Generic Gas Turbine Components v2.9_FR
- [10] SGT 400 Operation V-2158-201-A-804_0_001
- [11] Brochure Gas Turbine SGT-400 for Power Generation
- [12] DLE Combustion SC mod v1.4

[13] 38 HANDOUT SGT400 Core change v1.2_FR

[14] 15 Start System Generic v1.2_FR

[15] Mast.GM.Benikhlef+Mohammedi " Etude et renovation de la turbine a gaz MS5002 C de HASSI R'MEL"

[16] Cycles thermodynamiques des machines thermiques " Eric Goncalvès et Jean-Paul Thibault" ; Octobre 2008

[17] Manuel d'exploitation de turbine à gaz type (Taurus 60) par « solar turbine » (sonatrach SP3 lotaya W. Biskra).

[18] Pier Marzocca, « The NACA airfoil series » Clarkson University (consulté le 07-03-2009).

[19] E.N. Jacobs, K.E. Ward, & R.M. Pinkerton. NACA Report No. 460, "The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel".