



**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE BLIDA 1  
INSTITUT DE L'AERONAUTIQUE ET DES ETUDES  
SPATIALES**

**PROJET DE FIN D'ETUDE  
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME MASTER EN  
AÉRONAUTIQUE  
OPTION : PROPULSION**

**THÈME  
ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN MICRO TURBORÉACTEUR**

**Présentés par :  
El Mehdi Bencherchali**

**Encadrés par :  
Mr: Bentrads Hocine**

**Promotion : 2014 / 2015**

## *Dédicace*

*Je souhaite dédier ce modeste travail, synonyme de concrétisation de  
tous mes efforts fournis ces dernières années :*

*À mes très chers parents ma raison de vivre, symbole de courage.*

*Et de sacrifice, Que dieu les garde.*

*À mes chers frères et ses familles.*

*À mes chère Sœur.*

*À mes oncles et mes tantes.*

*À mes cousins et mes cousines.*

*À toutes ma famille BENCHERHALI*

*À tous mes collègues de l'institut d'aéronautique de Blida.*

*Aux gens que j'aime.*

*BENCHERHALI EL MEHDI*



## ***Remerciements***

*Nous tenons à remercier le bon Dieu (Allah) le tout puissant de nous avoir attribué la faveur de réussir nos études.*

*Nous tenons à remercier notre promoteur Mr Bentrads Hocine pour son constant suivi, son aide et ces précieux conseils.*

*Nous remercions également tous les enseignants de l'institut d'aéronautique et des études spatiales qui ont contribué à notre formation, tous nos amis et camarades de la promotion ainsi à tous qui ont collaboré de près ou de loin à la réalisation de ce projet.*

*Enfin, nous présentons tous nos vifs et sincères remerciements à monsieur le président et les membres du Jury qui ont accepté d'honorer par leur présence notre travail.*

## المخلص

الفكرة الاساسية لمشروعنا اجراء دراسة تكنولوجية عن فكرة محرك نفاث مصغر ذو دفع يقدر ب 600 نيوتن وانطلاقا من عجلة ضاغط مركزي المطبق على التيربو شارجر هذه الأخيرة كانت موضوع تحليل تكنولوجي وحركي حراري بهدف إمكانية القيام بدراسة لدورة المحرك.

انطلاقا من اختيار نقطة تشغيل من جهة وهندسة العجلة من جهة أخرى استطعنا تحجيم الموزع وتقدير هندسة غرفة الاحتراق ومقاييسها الخارجية لتحديد فيما بعد مقاييس التوربين

لقد سمح لنا تقدير مقاييس الجزء الدوراني ويتعلق الامر بالضاغط والتوربين باستنتاج هندسة العمود الذي يربط العناصر الثابتة في المحرك لننتقل فيما بعد الي تصميم المحرك ببرنامج تصميم ثلاثي الابعاد.

### Résumé :

L'idée de base de notre projet est de faire une étude technologique de conception d'un turboréacteur d'une poussée estimée à 600N et en partant d'une roue de compresseur centrifuge utilisé sur un turbochargers. Cette dernière a fait l'objet d'une analyse technologique et thermodynamique afin de pouvoir mener une étude du cycle moteur, pour la prédiction des paramètres et des performances en un point de fonctionnement où les organes moteurs seront conçus.

En effet à partir du choix du point de fonctionnement d'une part et de la géométrie de la roue d'autre part, on a pu dimensionner alors le diffuseur et estimé la géométrie de la chambre de combustion et ses paramètres de sortie pour déterminer par la suite celles de la turbine.

L'estimation des paramètres de la partie tournante, en l'occurrence le compresseur et la turbine nous ont permis de dédire la géométrie de l'arbre qui les relie et celles des éléments fixes de notre moteur et entamer par la suite l'étage de la conception du micro turboréacteur avec un logiciel de conception en 3D.

### **Summary:**

The basic idea of our project is to make a technological conceptual study of a turbojet of a push estimated at 600N and on the basis of a wheel of centrifugal compressor used on a turbochargers. The latter was the subject of a technological and thermodynamic analysis in order to be able to undertake a study of the driving cycle, for the prediction of the parameters and the performances in a point of operation where the driving bodies will be designed.

Indeed starting from the choice of the point of operation on the one hand and the geometry of the wheel on the other hand, one could then dimension the diffuser and estimated the geometry of the combustion chamber and his parameters of exit to determine those of the turbine thereafter.

The estimate of the parameters of the revolving part, in fact the compressor and the turbine enabled us to deny the geometry of the tree which connects them and those of the fixed elements of our engine and to start thereafter the stage of the conception of the micro turboreactor.

**Dédicace**

**Remerciements**

**Résumé**

**Table des matières**            **I**

**Liste des figures**            **III**

**Liste des tables**            **V**

**Principales notations**    **VI**

**Préambule**                    **x**

### **Chapitre I : Généralités**

I.1/Classification des propulseurs ..... 1

I.2/ Moteur à réaction (turboréacteur) ..... 1

    I.2.1) Différents types de turboréacteurs ..... 1

I.2) Moteurs A Propulsion Indirecte ..... 3

    I.2.1) Différents Types De Turbopropulseur ..... 3

    I.2.2) Eléments Composant Un réacteur ..... 4

### **Chapitre II : .Étude Thermodynamique**

II.1/ Etude du cycle moteur ..... 16

II.2/ Etude thermoénergétique des principaux organes d'un turboréacteur ..... 16

    II.2.1/ Entrée d'air (ou diffuseur  $0 \rightarrow 1$ ). ..... 17

    II.2.2/ Le Compresseur:  $1 \rightarrow 2$  ..... 18

    II.2.2/ La chambre de combustion :  $2 \rightarrow 3$  ..... 18

    II.2.3/ La turbine:  $3 \rightarrow 4$  ..... 19

    II.2.4/ La tuyère :  $4 \rightarrow 5$  ..... 19

### **Chapitre III : .Étude aérothermique**

II.3/ choix de point de fonctionnement ..... 23

## Table des matières

---

III.1) Etude et conception du compresseur centrifuge.....	30
III.1.1) Etude et conception de la roue du compresseur centrifuge.....	30
III.1.2) Paramètre à l'entrée de la roue (station 1).....	31
III.1.3) Paramètre à la sortie de la roue (station 2).....	32
III.1.4) Etude et conception du diffuseur : .....	35
III.2/ Etude et conception de la chambre de combustion .....	37
III.2.1/Géométrie basique d'une chambre de combustion.....	37
III.2.2/Structure de la chambre (les différentes zones) .....	38
III.2.3/ Analyse de la chambre de combustion.....	40
III.3/ Etude et conception de la turbine .....	42
 <b>Chapitre IV : Conception et interprétation des résultats</b>	
IV.1/ Le dimensionnement et la conception des différentes parties de notre micro turboréacteur.....	45
IV.1.1/ Le dimensionnement et la conception du compresseur. ....	47
IV.1.2/ Le dimensionnement et la conception de la chambre de combustion.....	49
IV.2.3/ Le dimensionnement et la conception de la turbine.....	52
IV.2.4/ Le dimensionnement et la conception de la Truyère d'éjection .....	55
IV.2.5/ Le dimensionnement et la conception de l'arbre .....	57
IV.3. /Circuit de carburant.....	63
IV.4. /Système d'allumage électrique.....	64
<b>Conclusion</b> .....	66
<b>Bibliographie</b> .....	67
<b>Annexes 1</b> .....	68
<b>Annexes 2</b> .....	70
<b>Annexes 3</b> .....	74

## LISTE DES FIGURES

---

- Figure (I.1) : Turbo réacteurs simple flux, sec, monocorps.
- Figure (I.2) : Turbo réacteurs simple flux, sec, doublecorps
- Figure (I.3) : Turbo réacteur simple flux, monocorps, avec PC.
- Figure (I.4) : Turbo réacteur simple flux, monocorps, avec PC.
- Figure (I.5) : Turbopropulseur turbine liée.
- Figure (I.6) : Turbopropulseur turbine libre.
- Figure (I.7) : Turbopropulseur turbine mixte
- Figure (I.8) : Entrées d'air Turbopropulseur.
- Figure (I.9) : Réducteur d'un Turbopropulseur.
- Figure (I.10) : L'étage d'une turbine axial
- Figure (I.11) : Roue d'un Compresseur centrifuge.
- Figure (I.12) : Les chambres de combustion individuelles ou tubulaires.
- Figure (I.13) : Chambres de combustion annulaire.
- Figure (I.14) : Chambres de combustion turbo-annulaire
- Figure (I.15) : chambre de combustion annulaire à flux inversé.
- Figure (I.16) : Paramètres limitatifs de la combustion.
- Figure (I.17) : Turbine axiale
- Figure (I.18) : Turbine radiale.
- Figure (I.19) : Différents types de tuyères d'éjection
- 
- Figure (II.1) : Différente station d'un turbo réacteur
- Figure (II.2) : cycle réel
- Figure (II.3) : Evolution de la pousse spécifique en fonction du rapport de compression pour différents températures entrée turbine
- Figure (II.4) : Evolution de la Consommation spécifique en fonction du rapport de compression pour différents température entrée Turbine
- Figure (II.5) : Consommation spécifique en fonction de La poussé spécifique pour les différentes températures entrée Turbine et différents taux de compression
- Figure (II.6) : diagramme des performances
- 
- Figure (III.1) : Schéma explicatif des différentes stations de compresseur.
- Figure (III.2) : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue compresseur centrifuge.
- Figure (III.3) : Triangle de vitesse à la sortie de la roue.
-

## LISTE DES FIGURES

---

Figure (III.4) Diagramme de vitesse dans le diffuseur.

Figure (III .5) : Géométrie de la chambre de combustion.

Figure (III.6) : répartition des orifices du modèle.

Figure (III .7) : Variation de Facteur de perte de pression (PLF)

Figure (III .8) : Efficacité de combustion en fonction du facteur de chargement de la chambre de combustion

Figure (III.9) : Triangle de vitesse dans la turbine.

Figure (III.10) : Diagramme température en fonction d'Entropie pour une Turbine centrifuge.

Figure (IV.1) : organigramme de programme n2

Figure (IV.2) : les différentes stations de compresseur.

Figure ((IV.3) : Roue compresseur

Figure ((IV.4) : diffuseur compresseur

Figure ((IV.5) : chambre de combustion

Figure (IV.6) : les différentes stations de la turbine.

Figure (IV.7) : diffuseur turbine

Figure (IV.8) : roue turbine

Figure (IV.9) : les différentes stations de la tuyère déjection.

Figure (IV.10) : Tuyère d'éjection

Figure (IV.11) : longueurs de chaque tronçon.

Figure (IV.12) : diagramme des efforts tranchant et le moment fléchissant.

Figure (IV.13) : longueurs de Compresseur.

Figure (IV.14) : longueurs de Turbine.

Figure (IV.15) : longueurs de l'arbre.

Figure (IV.16) : longueurs de l'arbre.

Figure (IV.17) : longueurs de l'arbre.

Figure (IV.18) : Schéma synoptique du circuit d'alimentation électrique

Figure (IV.19) : Schéma électronique de la plaque d'allumage.

Tableau (II.1): poussé spécifique pour différentes roue du compresseur Série GT.

Tableau (II.2) : Point de fonctionnement.

Tableau (IV.1) : Dimensions du compresseur et les conditions d'admission.

Tableau (IV.2) : Résultats de l'analyse thermique et aérodynamique.

Tableau (IV.3) : les paramètres de la chambre de combustion.

Tableau (IV.4) : Dimensions de la turbine et les conditions d'admission.

Tableau (IV.5) : Résultats de l'analyse thermique et aérodynamique.

Tableau (IV.6) : Résultats de l'analyse thermique et aérodynamique.

Tableau (IV.7) : les valeurs des moments.

Tableau (IV.8) : les valeurs de pulsation critique pour chaque élément.

## PRINCIPALES NOTATIONS

---

### NOMENCLATURE

HP	haute pression
BP	basse pression
PC	poste combustion
V	la vitesse absolue d sortie du distributeur
T	la température, efforts tranchants
TIT	température total sortie de la chambre de combustion
P	pression
S	l'entropie
H	l'enthalpie
Cp	chaleur spécifique
$m_c$	débit du carburant
$m_a$	débit d'air
W	le Travail
$r_r$	rapport de pression dans la tuyère
$r_c$	rapport de pression Pression critique
Q	Quantité de chaleur
F	la poussé
$F/m_o$ , $F_s$	poussé spécifique
Cs	consommation spécifique
N	nombre de tours
$r_{lr}$	le rayons à l'entrée de la roue compresseur dans la racine
$r_{ls}$	le rayons à l'entrée de la roue compresseur dans le sommet
n	le nombre d'aubes
$\dot{m}$	C'est le débit d'air entrant
C	la vitesse absolue du flux
U	la vitesse d'entraînement

## PRINCIPALES NOTATIONS

---

A	la section
d	diamètre
b	La largeur
PLF	Facteur de perte de pression
$A_m$	aire de section maximale de la chambre
CLP	Facteur de chargement de la chambre de combustion
$V_{Ch}$	le volume de la chemise
L	Longueur
CP	chaleur spécifique
PCI	pouvoir calorifique inférieure
f	dosage
d	diamètre
$R_A, R_B, P_T, P_C$	forces
M	moments fléchissant
I	moment d'inertie
$\frac{I_0}{V}$	Module de torsion.
$R_{pg}$	Résistance pratique au cisaillement
$M_{ti}$	Moment idéal de torsion
$M_t$	Moment de flexion
$M_{tt}$	Moment de torsion du turbin
E	module d'élasticité

---

## PRINCIPALES NOTATIONS

---

### SYMBOLES GRECS

$\eta_c$	Rendements adiabatique de compresseur
$\eta_{trb}$	Rendement thermique réel de la chambre de combustion
$\eta_{is.t}$	Rendement isentropique de détente
$\eta_n$	Rendement la tuyère d'éjection
$\eta_{th}$	Rendement thermique réel
$\eta_m$	Rendement mécanique
$\Pi_c$	le taux de compression
$\Pi_t$	le taux de la détente.
$\tau_t$	la rapport de température dans la turbin
Q23	Quantité de chaleur dépensée.
$\sigma$	Facteur de glissement
$\Psi$	Facteur de charge
$\omega$	La pulsation critique, la vitesse angulaire
$\lambda_R$	le coefficient de perte de rotor
$\lambda_N$	le coefficient de perte de diffuseur
$\rho$	la masse volumique
$\alpha$	angle d'écoulement
$\beta$	angle de l'aube
$\gamma$	Cp/Cv
$\Delta T$	variation de la température
$\Delta H$	la différence de l'enthalpie standard
$\Delta P$	variation de pression
$\Delta P_{0CC}$	la chute de pression totale dans la chambre de combustion
$\tau_{max}$	la contrainte maximale à la torsion.

### INDICE

th	thermique
T,t	turbine ,d'arrêt, torsion
C	compresseur, col, Critique
0	écoulement ambiant
1	entrée d'air moteur, entrée de la roue compresseur, entrée de diffuseur turbine
2	entrée compresseur, sortie de la roue compresseur, sortie de diffuseur turbine
2'	entrée de diffuseur compresseur, entrée de la roue turbine
3	entrée chambre de combustion, sortie de diffuseur compresseur, sortie de la roue turbine
4	entrée turbine
5	entrée tuyère
6	extérieur
R,r	réel, rayon
S	isentropique, stœchiométrique
f	fuel
P	polytropique
N	tuyères
e	échappement
u,w	tangentiel
r	radiale
<b>a</b>	axiale, admission
i	idéal
s,sp	poussée spécifique

## Préambule

---

L'essor fulgurant de l'aviation durant ces dernières années ne peut être dissocié de l'avènement, dans les années 50, des turboréacteurs dont le brevet fut déposé par l'élève officier Frank Whittle en 1928, qui a révolutionné l'aéronautique, il a souligné la possibilité de mettre au point des moteurs entièrement nouveaux afin de propulser les avions par réaction. Toutefois, l'hélice avait permis la naissance de l'aviation, celle du vol des plus lourds que l'air. Mais les turboréacteurs, ont permis d'atteindre des vitesses au-delà de 900 km/h, ainsi que des nouvelles perspectives dans le domaine militaire et civil.

Actuellement, les nouvelles exigences militaro-civiles mènent l'évolution de la recherche dans le domaine de l'aéronautique à développer les Drones, ces derniers sont un aéronef sans personne à bord, qui peut éventuellement emporter une charge utile, destinée à des missions (de surveillance, de renseignement, d'exploration, de combat, de transport, etc.)

On trouve deux catégories d'engins, les UAV et les RPV. La première « Unmanned Aerial Vehicles ». Sont dotés d'un système de navigation qui les rend totalement autonomes. Tandis que le second, « Remotely Piloted Vehicles », comme leur nom l'indique, sont pilotés à distance. La propulsion de ces engins est assurée par des petits moteurs à combustion interne ou à réaction. Du fait de l'importance de ce type d'engin, on s'intéresse à mettre au point un microturboréacteur permettant d'équiper un modèle de UAV à mission déterminée.

Dans ce contexte s'inscrit notre projet de fin d'étude qui est porté sur l'étude et conception d'un micro turboréacteur, en utilisant l'outil numérique (SolidWorks) pour faire la conception de notre moteur.

Afin de clarifier ce travail, nous avons réparti les chapitres comme suit :

Le premier chapitre, Généralité sur les turboréacteurs.

Dans le deuxième chapitre, une étude thermodynamique.

Dans le troisième chapitre, une étude aérothermique.

Dans le quatrième chapitre, comportera la Conception et interprétation des résultats.

Et enfin, ce travail s'achèvera par une conclusion générale.

# **Chapitre I**

## **Généralités**

## **I.1/Classification des propulseurs**

La propulsion, sur un aéronef, est obtenue en créant une force, appelée poussée, qui résulte de l'accélération d'une masse d'air, et pour cela il existe deux types de moteurs qui produisent cette poussée : les moteurs à propulsion indirecte. On trouve dans cette catégorie : les turbopropulseurs et moteurs à pistons et les moteurs à propulsion directe comme le réacteur.

## **I.2/ Moteur à réaction (turboréacteur)**

Un moteur à réaction est une machine thermique qui développe une puissance utile permettant de réaliser une propulsion directe ou indirecte selon le principe de l'action et de la réaction de "Newton".

Le turboréacteur prend part avec la catégorie des propulseurs directs, car en réalité la turbine à gaz qui le constitue génère du gaz en continu et l'expulse par une tuyère pour réaliser une détente. Cette expansion de gaz chaud réalise une différence de quantités de mouvement, c'est ce qui donne une force de propulsion appelée poussée, dirigée à l'opposé de l'éjection des gaz. [1]

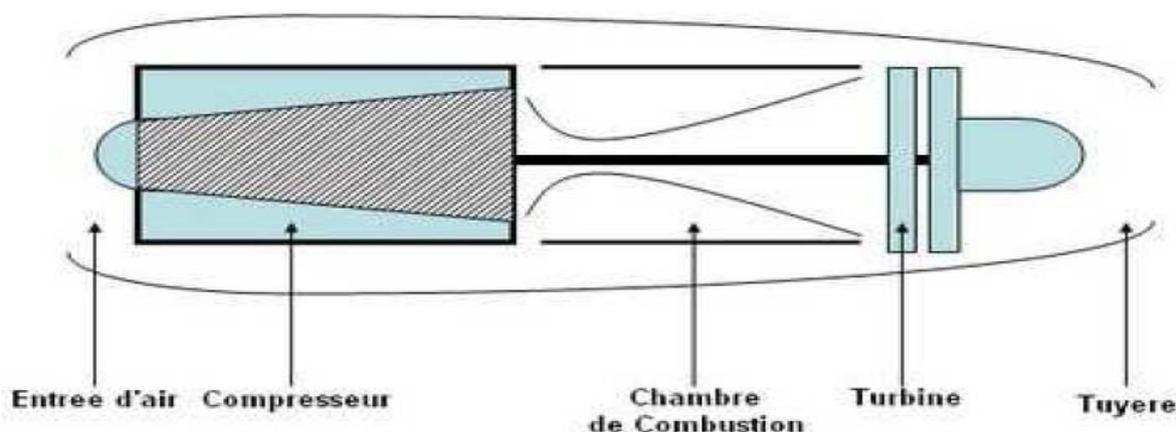
### **I.2.1) Différents types de turboréacteurs**

#### **a) Turboréacteurs simple flux, sec, monocorps**

Un Turbo est dit simple flux si un seul flux le traverse d'amont en aval.

Un Turbo est sec s'il n'est pas équipé de la post-combustion.

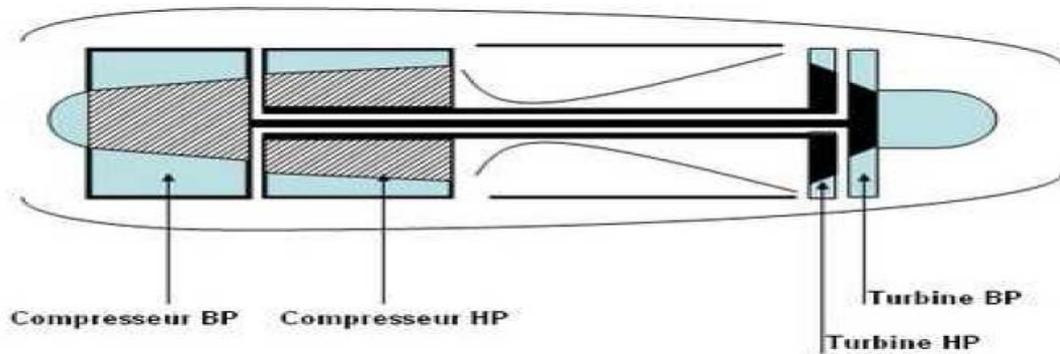
Un Turbo est monocorps si son compresseur est unique par opposition au double ou triple corps où l'ensemble compresseur est séparé en deux ou trois mobiles.



**Figure (I.1) : Turboréacteurs simple flux, sec, monocorps.**

**b) Turboréacteurs simple flux, sec, double corps**

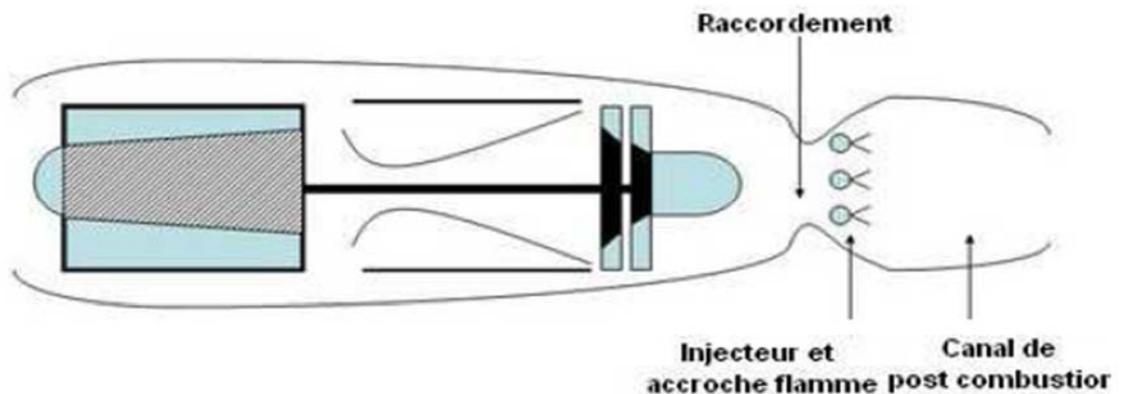
L'ensemble turbine HP, compresseur HP constitue l'attelage haut pression. L'ensemble turbine BP, compresseur BP constitue l'attelage base pression, les deux attelages ont leur arbre de liaison concentrique et tournent à des vitesses de rotation différentes.



**Figure (I.2) : Turboréacteurs simple flux, sec, doublecorps.**

**c) Turboréacteur simple flux, monocorps, avec PC**

Cette conception est utilisée surtout sur les moteurs militaires, elle permet d'obtenir des Poussées élevées au détriment du potentiel des mobiles tournants.



**Figure (I.3) : Turboréacteur simple flux, monocorps, avec PC.**

**d) Turboréacteur Double Flux, Doublecorps, Sec**

Ce moteur est dénommé ainsi car deux flux le traversent, un flux chaud ou interne et un Flux froid ou externe. Le fan ou soufflante fait partie intégrale du compresseur basse Pression et est entraîné par les turbines basse pression.

Certains constructeurs appellent les moteurs double flux : turbofan.

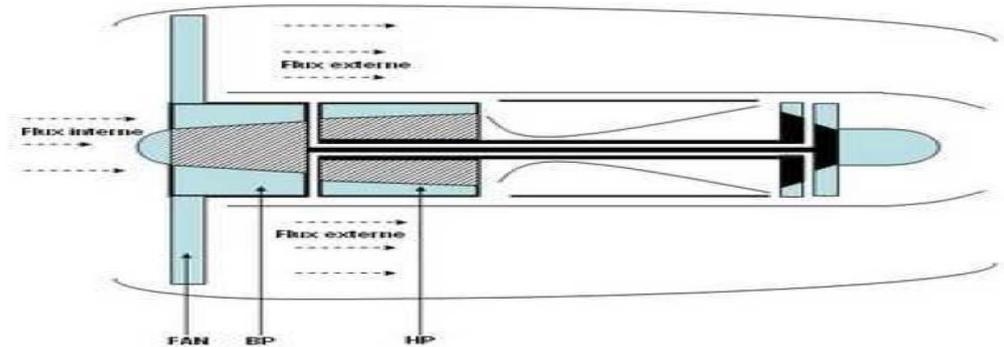


Figure (I.4) : Turboréacteur simple flux, monocorps, avec PC.

## I.2) Moteurs A Propulsion Indirecte

Un turbopropulseur est un système de propulsion dont l'énergie est fournie par une turbine à gaz ou bien un moteur à piston, et dont la poussée principale est obtenue par la rotation d'une hélice dont le but est de rejeter vers l'arrière une certaine masse d'air.

### I.2.1) Différents Types De Turbopropulseur

#### a) Turbopropulseur Turbine Liée.

Dans ce type de propulseur la turbine de travail est solidaire du générateur de gaz. Le régime de rotation de l'hélice est donc lié au régime général

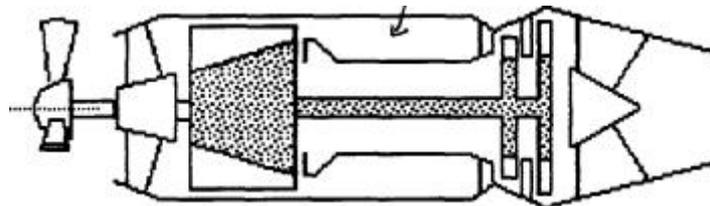


Figure (I.5) : Turbopropulseur turbine liée.

#### b) Turbopropulseur Turbine Libre.

La turbine de travail est indépendante du générateur de gaz. Le générateur de gaz fonctionne comme pour un turboréacteur indépendant, ainsi le régime de rotation de l'hélice est indépendant du régime générateur.

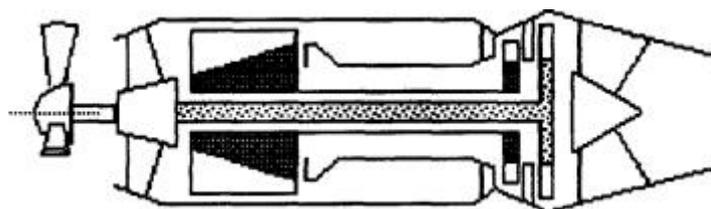
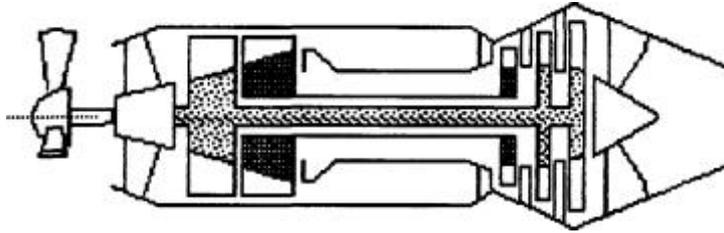


Figure (I.6) : Turbopropulseur turbine libre.

**c) Turbopropulseur Turbine Mixte.**

Il comprend 2 étages, un compresseur basse pression est accouplé à la turbine de travail et à l'hélice.



**Figure (I.7) : Turbopropulseur Turbine Mixte**

**I.2.2) Éléments Composant Un réacteur****a) Les Entrées D'air**

Appelée également manche à air son rôle est de capter l'air dans les meilleures conditions afin que l'écoulement avant la soufflante FAN ou le premier compresseur soit régulier. Ces entrées d'air axiales sont dégivrées par de l'air chaud provenant généralement du compresseur haute pression.



**Figure (I.8) : Entrées d'air Turbopropulseur.**

**b) La Soufflante Ou Fan**

Dans la plupart des turboréacteurs à double flux, une soufflante est placée à l'avant de la compresseur basse pression. Elle est constituée de pales de grandes dimensions dont l'incidence varie du pied de pale au bout de pale.

Son rôle est d'assurer la compression initiale de l'air entrant dans le réacteur, ce flux va être séparé en deux.

La majeure partie appelée flux secondaire ou flux froid contourne toute la partie chaude du réacteur. L'autre partie appelée flux primaire ou flux chaud traverse tout le réacteur en passant par le compresseur basse pression, le compresseur haute pression, les chambres de combustion et les turbines haute pression et basse pression.

### c) Le Compresseur

La poussée du turboréacteur dépend essentiellement du débit d'air entrant et de la vitesse d'éjection à la sortie de la tuyère, elle-même dépendant de la température des gaz en fin de combustion. Pour améliorer le rendement tout en diminuant la consommation de carburant et en chauffant à la limite de la métallurgie il a fallu augmenter le taux de compression à l'entrée de la chambre de combustion tout en assurant la combustion continue du carburant injecté. Cela a nécessité l'utilisation d'un compresseur.

Le compresseur a pour fonction d'élever la pression du fluide entre l'entrée et la sortie par transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression :

#### 1/ Compresseur Axial

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation<sup>1</sup>, et dont le fluide de sortie a un mouvement radial. Le compresseur axial génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des pressions élevées et des taux de compression équivalent à ceux d'un compresseur centrifuge.

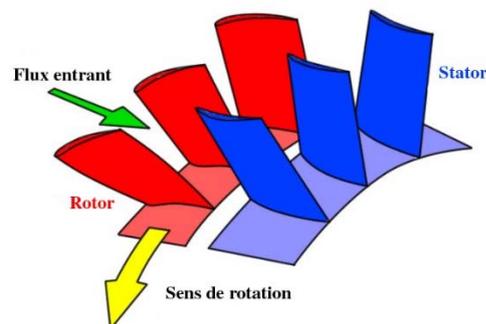


Figure (I.10): L'étage d'une turbine axiale

## 2/ Compresseur Centrifuge.

Le compresseur centrifuge se compose essentiellement d'un Rotor appelé roue et d'un diffuseur centrifuge. L'écoulement de l'air ne se fait pas parallèlement à l'axe de rotation mais radialement. L'air est d'abord comprimé par l'action centrifuge des ailettes puis une deuxième fois par son ralentissement dans le diffuseur.



**Figure (I.11) : Roue d'un Compresseur centrifuge.**

## D/ Chambre De Combustion.

La chambre de combustion est conçue dans le but d'assurer la combustion du mélange air /carburant (transformation de l'énergie chimique du mélange en énergie calorifique).

La température des gaz de combustion ne doit pas dépasser la température structurelle admissible des parois de la chambre de combustion.

Moins de 20% du volume total de l'air admissible à la chambre de combustion est mélangé au carburant puis brûlé, le reste de l'air (air secondaire) est simplement chauffé car il a pour rôle de refroidir et de protéger les parois de la chambre de combustion des températures trop élevées de la combustion. Le rapport carburant /air à l'intérieur de la chambre de combustion varie selon le type du moteur, il est de l'ordre de 1/30 à 1/60 en quantité de poids

Le rapport moyen (carburant/air) admissible pour les nouveaux moteurs est approximativement de 1/40(gr), mais seulement 1/15 sont utilisés pour une combustion complète.

### 1/Types De Chambres De Combustion

Parmi les types de chambres de combustion on peut citer :

### -Les Chambres De Combustion Individuelles Ou Tubulaires

Ce type de chambre de combustion fut le premier à être adopté, vu la facilité de sa mise en point ainsi que son interchangeabilité. Elle est constituée de deux tubes concentriques, l'enveloppe interne et le tube à flamme. Les chambres individuelles sont placées derrière le compresseur et réparties autour de l'axe longitudinal du réacteur. Elles sont reliées par une rampe d'intercommunication qui permet au démarrage la propagation de la flamme à toutes les chambres à partir des deux chambres disposant de bougies d'allumage.

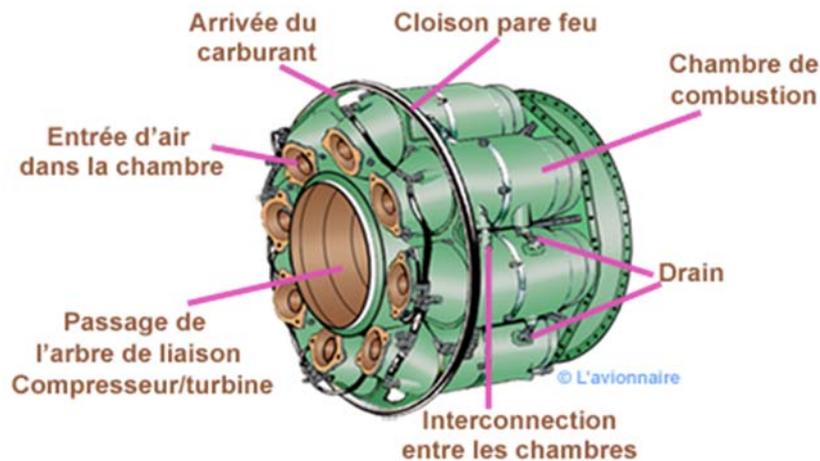


Figure (I.12): Les chambres de combustion individuelles ou tubulaires.

### -Chambres de combustion annulaire

Ce type de chambres de combustion comme la précédente, comporte deux enveloppes ; interne et externe, qui sont généralement des cylindres concentriques et leur axe longitudinal est confondue avec l'axe du réacteur. Les injecteurs, chacun avec son tourbillonnaire, sont disposés sur la base de tube à flamme du côté compresseur. Ce type de chambre a un meilleur rendement, mais d'une mise au point extrêmement délicate.

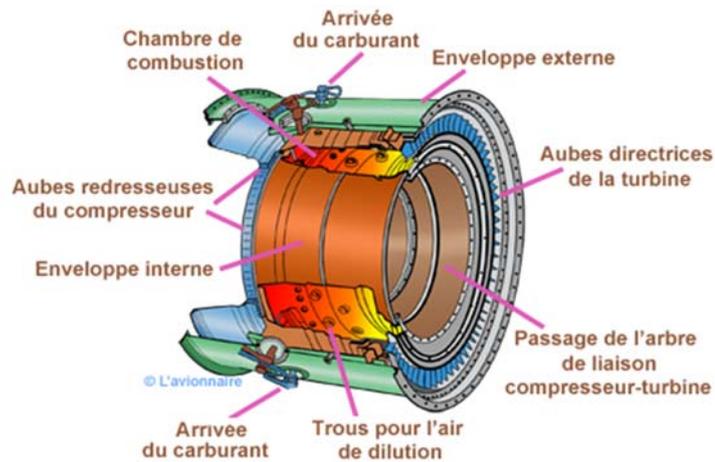


Figure (I.13): Chambres de combustion annulaire.

### -Chambres de combustion turbo-annulaire

Cette disposition présente les avantages des deux types précédents (mise au point plus facile, bonne utilisation du volume disponible)

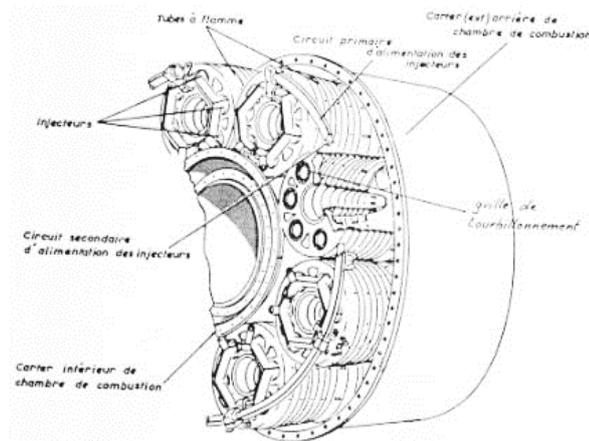


Figure (I.14): Chambres de combustion turbo-annulaire

### -Les chambres annulaires à flux inversé

S'adaptent bien au cas où le dernier étage de compression est centrifuge. L'écoulement au travers de ce type de chambre subit l'effet de deux coudes à 180°, mais une telle géométrie diminue notablement la longueur de la machine.

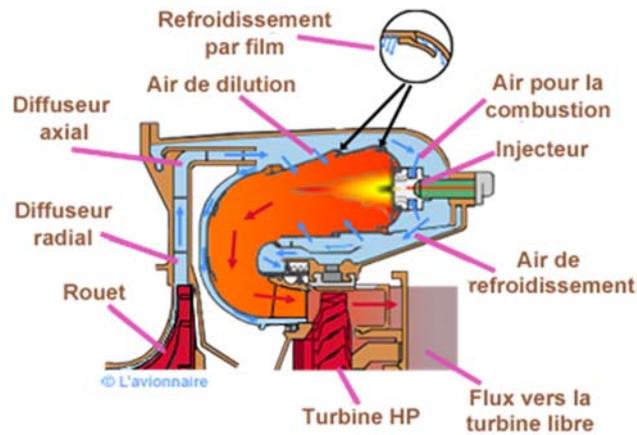


Figure (I.15): chambre de combustion annulaire à flux inversé.

## 2/ Conditions De Fonctionnement D'une Chambre De Combustion

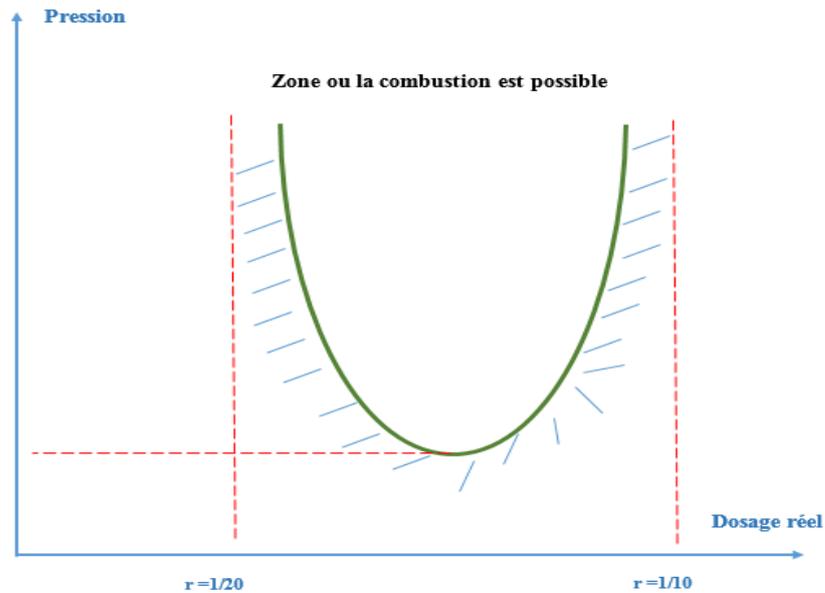
La richesse dépend de la température d'entrée et de la chambre, qui dépend elles-mêmes des conditions de vol. elle est maximale au décollage, et diminuée en croisière. La valeur minimale est atteinte en régime transitoire. C'est pourquoi la combustion doit rester stable pour des valeurs de richesse descendant jusqu'à 0.003.

D'autres parts, la chambre doit pouvoir se rallumer et avoir une plage de fonctionnement stable pour l'auto rotation après extinction en altitude.

Après réallumage la combustion doit permettre l'accélération du moteur pour des altitudes variables de 7 000 à 1200 mètres suivant le type d'avion. [2]

## 3/Paramètres Limitatifs De La Combustion

La stabilité de la flamme dépend de deux facteurs essentiels qui sont la pression (ou température) et la vitesse. La combustion n'étant possible que dans une gamme de dosages réels, ces trois paramètres soient donc liés et apportent des limitations. [2]



**Figure (I.16): Paramètres limitatifs de la combustion.**

Cette courbe montre qu'il n'est possible d'enflammer le mélange qu'au-dessus d'une certaine pression minimale (pression de sortie compresseur pour les turbomachines ou pression de sortie diffuseur pour les statoréacteurs) et à l'intérieur d'une gamme de dosage réel comprise approximativement entre 1/10 et 1/20.

#### **-Vitesse De L'écoulement**

Pour que la combustion soit possible il faut que la vitesse de l'écoulement du fluide ne soit pas supérieure à la vitesse de propagation de la flamme, afin qu'elle soit entretenue, dans le cas contraire nous assisterons au soufflage de la flamme ou l'extinction.

#### **- Le Temps**

Le facteur temps est lié à la vitesse, car il faut laisser suffisamment du temps à la réaction chimique pour s'effectuer afin de la rendre plus complète.

#### **- La Température**

Il est nécessaire d'avoir une température élevée afin d'obtenir le rayonnement le plus intense possible, qui est lié à la richesse du mélange.

En effet, plus la richesse du mélange est plus élevée, plus la présence d'imbrûlés est importante.

## -Les Turbulences

Afin d'avoir un bon mélange homogène (air/carburant) les constructeurs on recourt à des aubages de turbulences pour avoir un meilleur brassage du mouvement de l'air afin d'offrir le plus de contacts possibles avec les fines gouttelettes de carburant sans perturber le fonctionnement de la chambre de combustion. La combustion doit être maintenue pendant toute la gamme de vitesse aux différents régimes du moteur.

### 4/ Qualités Requises Par Une Chambre De Combustion

- ◆ Faible poids, faible volume et surtout faible longueur, des qualités primordiales en aéronautique.
- ◆ Répartition de la température à l'entrée de la turbine très homogène circonférentiellement et de forme donnée radialement.
- ◆ Pertes de charge la plus faible possible pour dégrader le moins possible l'énergie de l'écoulement.
- ◆ Facilité d'entretien (visite, démontage, réparations).
- ◆ Stabilité de combustion dans la gamme de richesse imposée.
- ◆ Température des parois du tube à flamme acceptable.
- ◆ Absence de fumée et réduction des oxydes d'azote au décollage.
- ◆ Rendement de combustion élevé, peu d'imbrûlés au ralenti (taxiage).
- ◆ Bonne endurance et fiabilité.
- ◆ Répondre aux normes du respect de l'environnement.
- ◆ Réallumage en altitude sûr et rapide.
- ◆ Prix acceptable.

Ces exigences étant visiblement contradictoires, la solution est un compromis adapté à la mission propre du moteur.

### e) La Turbine.

Les turbines des turbomachines sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique.

La turbine est reliée au compresseur. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappement qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de comprimer l'air. Il existe deux types : Les turbines axiales et les turbines centripètes ou radiales.

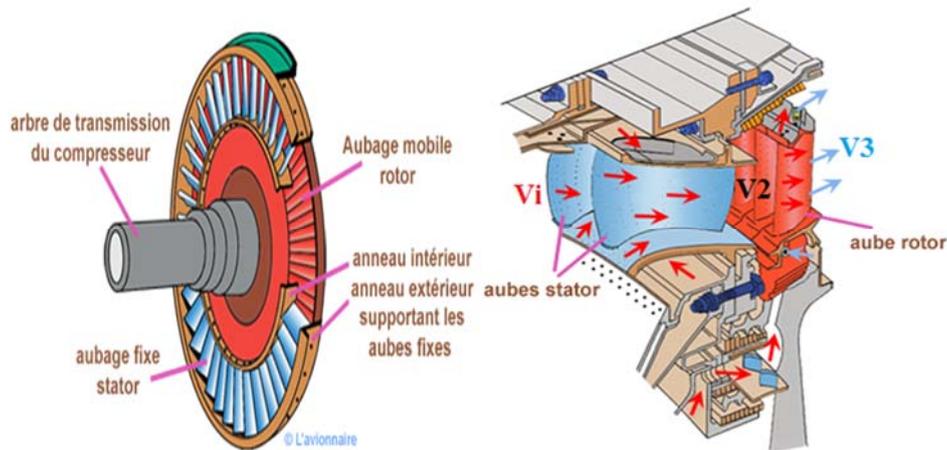
### 1/Turbine Axiale

Un étage de turbine axiale est composé d'une grille d'aubes fixes appelée distributeur et d'une grille d'aubes mobiles appelée roue. La figure (1-17) permet d'expliquer le fonctionnement d'une turbine axiale à partir du développement plan d'une coupe cylindrique.

Les aubages du distributeur dévient, dans le sens de rotation de la roue, la vitesse absolue d'entrée du distributeur  $V_i$  et augmente son module ( $V_2 > V_i$ ), Cette prise de vitesse s'accompagne d'une première diminution de la pression statique.

La cambrure du profil de la roue dévie ensuite la vitesse relative du filet fluide avec accroissement simultané de son module ( $V_3 > V_2$ ),

Il s'ensuit une nouvelle diminution de la pression statique et une baisse de la pression totale, due aux pertes dans la roue.



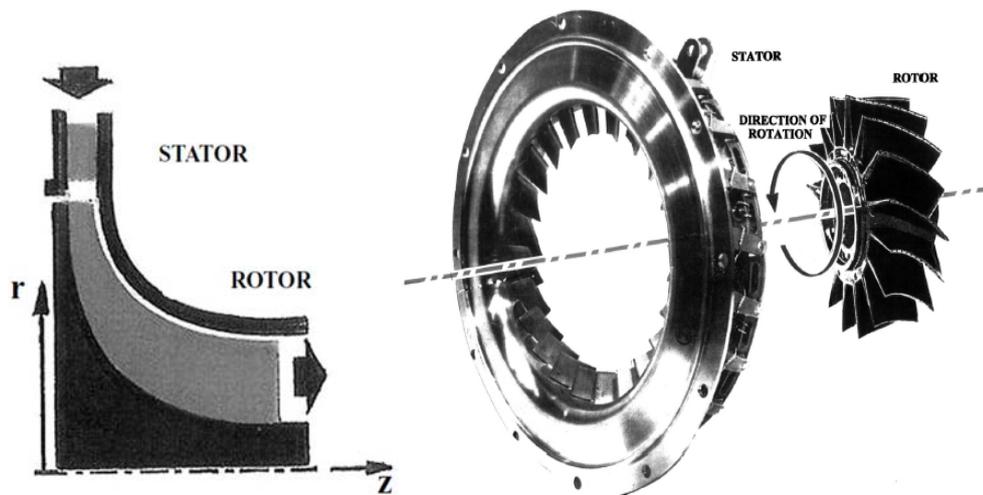
**Figure (I.17) Turbine axiale.**

Le filet fluide sort de la roue avec une vitesse absolue  $V_3$  : Qui peut être axiale ou présenter un angle de sortie Par ailleurs, les sections annulaires d'une turbine axiale sont croissante (veine divergente) au fur et à mesure de la détente. Afin de conserver un mach axial compris entre (0.4

et 0.6) en sortie de la roue. Pour des turbines moins chargées, les rendements peuvent atteindre et dépasser 0.90.

## 2/Turbine centripète ou radiale

Elle est également constituée de deux éléments : Le distributeur et la roue fonctionnement est illustré sur la (Figure (I.18)).Le distributeur est chargé d'accélérer l'écoulement par déviation angulaire dans le sens de la rotation de la roue, ce qui implique une première détente. Dans la roue, l'enthalpie diminue de même que la vitesse d'entraînement elle augmente, ce qui produit une seconde détente.



**Figure (I.18) Turbine radiale.**

Les taux de détente pour les turbines radiales varient de (2.5 à 7), ce type de turbine qui est souvent utilisé dans les applications industrielles, conserve un rendement de bon niveau (0.85 à 0.90) malgré son taux de détente élevé.

### **-Contraintes Sur Les Turbines**

Les turbines et en particulier les aubes, sont soumises à des contraintes mécaniques importantes du fait de la force centrifuge et à de très hautes températures.

Il est nécessaire de limiter ces contraintes afin d'éviter la détérioration des aubes. En effet, si les contraintes sont très fortes, il peut se produire un allongement des aubes. Ce phénomène s'appelle le fluage et il est important d'éviter son apparition en fonctionnement.

Le fluage a des conséquences très graves car l'allongement des aubes de la turbine implique leur touche dans le carter ou même un blocage et entraîne une chute de rendement turbine.

Pour éviter le fluage, il importe de limiter les contraintes et particulièrement la température. [2]

**f) Tuyère d'éjection**

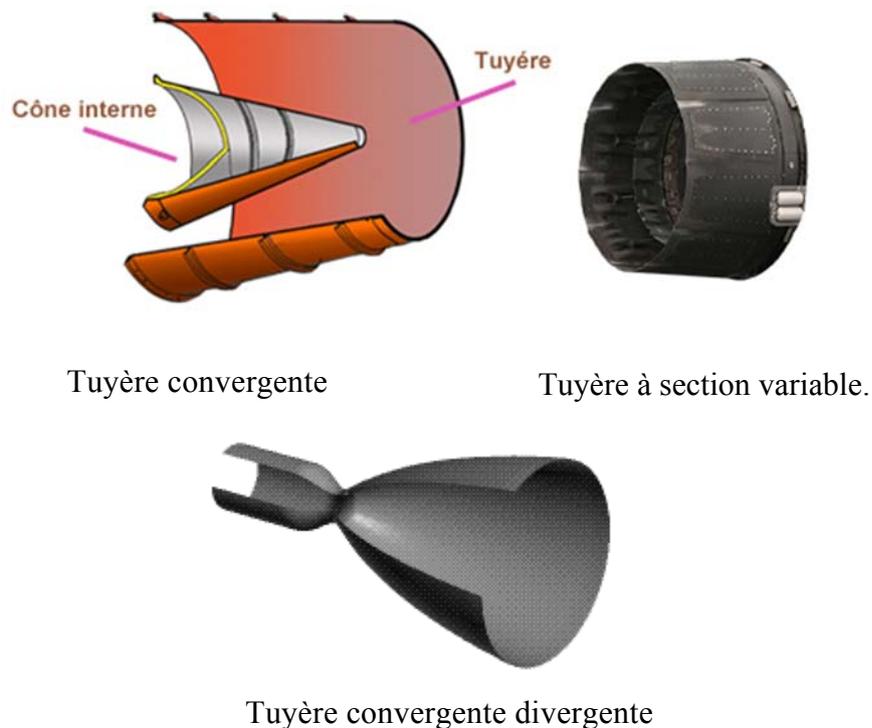
La tuyère d'éjection est le lieu où s'effectue la transformation de l'énergie de pression en énergie cinétique considérée comme la détente utile à la propulsion.

Elle a pour rôle d'accélérer les gaz de combustion issus de la chambre de combustion pour les mêmes aérobie (sans compresseur ni turbine) jusqu'à ce que la pression statique dans le jet soit égale à la pression atmosphérique.

Le type le plus simple consiste en un tronc de cône convergent, le paramètre régissant le fonctionnement de la tuyère est le rapport de compression des gaz entre rentrée et la sortie tuyère. Pour des valeurs de compression supérieure à deux,

Il devient nécessaire de remplacer la tuyère convergente par une tuyère convergente-divergente présentant un col ou la vitesse de l'écoulement est sonique.

Pour les moteurs supersoniques les tuyères sont souvent à géométrie variable.



**Figure (I.19) : Différents types de tuyères d'éjection.**

**-Fonctionnement d'une tuyère d'éjection**

La plupart des avions sont équipés d'une tuyère simple convergente, dont nous nous contenterons d'étudier.

La tuyère se propose de faire l'accord entre deux milieux, un milieu amont qui est la sortie de la chambre de combustion où règnent les conditions  $Tt_4$ ,  $Pt_4$  et un milieu aval qui est l'atmosphère où règnent les paramètres  $Tt_9$ ,  $Pt_9$ ,  $T_9$ ,  $P_9$ ,  $V_9$ .

Théoriquement, dans le canal d'éjection le travail est nul car nous ne disposons d'aucune machine, si on considère que l'évolution est isentropique et le gaz comme parfait, cela conduira à la conservation des paramètres d'impacts qui sont la température totale ( $Tt_4 = \text{cte}$ ) et la pression totale ( $P_{t9} = P_{t4} = \text{cte}$ )

## **Chapitre II**

# **Étude Thermodynamique**

## II.1/ Étude du cycle moteur

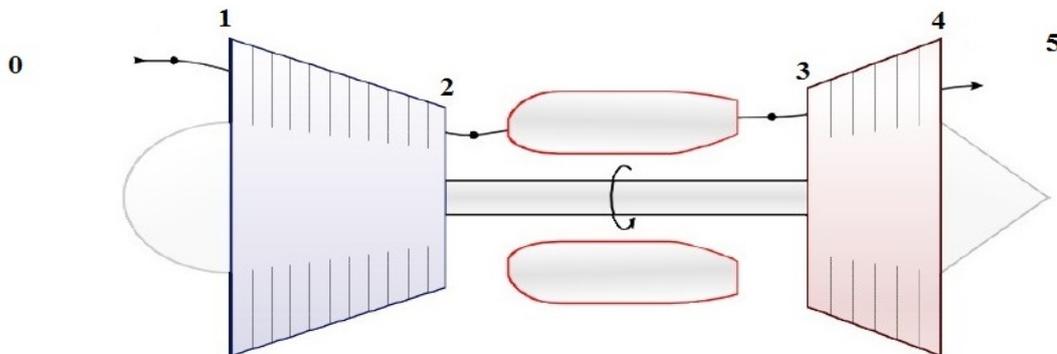
Un turboréacteur est dimensionné pour un point de fonctionnement stabilisé bien déterminé. Pour lequel le cycle de fonctionnement s'optimise en fonction de certains critères de performances (poussée, poussée spécifique, consommation spécifique et horaire ...).

Dans cette étape on va donc déterminer le cycle du moteur à réaction à concevoir, afin de pouvoir effectuer un choix sur un point de fonctionnement qui nous permettra de garantir les exigences à considérer.

La formulation utilisée dans ce qui suit est tirée essentiellement des lois de la conservation (quantité de mouvement, énergie et le débit) en plus des formules thermodynamiques ainsi que des relations empiriques élaborées sur la base de l'expérience par des spécialistes et amateurs de la construction aéronautique.

## II.2/ Étude thermoénergétique des principaux organes d'un turboréacteur

Le mode fonctionnel énergétique d'un turboréacteur est en relation étroite avec chacun de ces composants



**Figure (II.1): Différente station d'un turbo réacteur**

Station (0) entrée d'air

Station (1) entrée compresseur

Station (2) sortie compresseur entrée chambre combustion

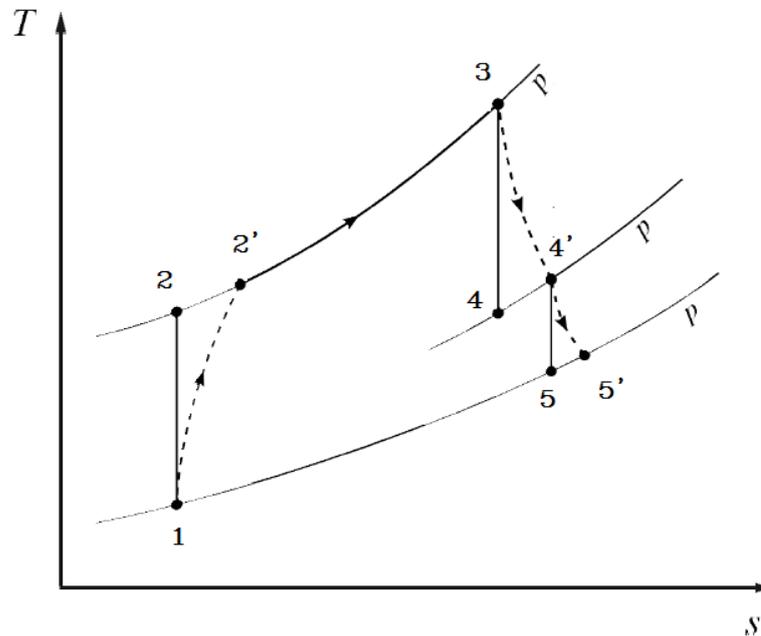
Station (3) sortie chambre combustion entrée turbine

Station (4) sortie turbine entrée tuyère

Station (5) éjection de l'air vers l'extérieur

- **Cycle réel (Ou Cycle Pratique)**

Le but de cette partie est de présenter rapidement les principes thermodynamique aux quels obéissent les différentes partie d'un moteur.



**Figure (II.2): cycle réel**

Le cycle réel ne s'éloigne pas trop du cycle théorique, par suite de l'irréversibilité des transformations réelles. La compression et la détente ne sont pas isentropiques et l'existence des forces de frottement internes se manifeste par un accroissement d'entropie. Le cycle réel est représenté dans la figure (II-2) [3]

### **II.2.1/ Entrée d'air (ou diffuseur 0 → 1).**

Grandeurs totales Entrée d'air parfaite (isentropique)

$$T_{t1} = T_{t0} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_0^2 \right). \quad (2-1)$$

$$P_{t1} = P_{t0} \left[ 1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_0^2 \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Grandeurs totales Entrée d'air avec pertes

$$T_{t1} = T_{t0} \left[ 1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_0^2 \right) \right]$$

$$P_{t1} = P_{t0} \left[ 1 + \eta_c \left( \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_0^2 \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2-2)$$

### II.2.2/ Le Compresseur : 1 → 2

Travail théorique ou isentropique.

$$W_{is} = \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} \cdot \frac{P_{t1}}{\rho_{t1}} \cdot (\Pi_c^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1) \quad (2-3)$$

Rendements d'un compresseur.

$$\eta_c = \frac{\Pi_c^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1}{\tau_c - 1} \quad (2-4)$$

On peut tirer le taux de compression en fonction du rendement isentropique de compression comme suit :

$$\begin{aligned} \Pi_c &= \frac{P_{t2}}{P_{t1}} = [1 + \eta_c (\tau_c - 1)]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \\ T_{t2} &= T_{t1} \left( 1 + \frac{\Pi_c^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1}{\eta_c} \right) \end{aligned} \quad (2-5)$$

### II.2.2/ La chambre de combustion : 2 → 3

1er principe de la thermodynamique système ouvert donne entre (2) et (3) :

$$(W + Q)_{2-3} = \Delta H_{2-3} + \Delta E c_{2-3} + \Delta E p_{2-3} \quad (2-6)$$

Combustion supposée adiabatique  $Q=0$

Pas de travail technique  $W=0$

$\Delta E p_{2-3} = 0$  (fluide non pesant)

$$\Delta H_{2-3} + \Delta E c_{2-3} = 0$$

Ici,  $\Delta H$  représente la différence de l'enthalpie standard entre les produits et les réactifs

$$\Delta H = H_3 - H_2 \quad \text{Avec : } H_2 = H_R (\text{réactifs})$$

$$H_3 = H_p (\text{produits})$$

$$H = (\Delta H_f^0)_{T=298^\circ\text{K}} + \Delta H_S = (\Delta H_f^0)_{T=298^\circ\text{K}} + \int_{298^\circ\text{K}}^T C_p dT \quad (\text{Enthalpie standard})$$

$$\text{Donnée : } \Delta H_{2-3} + \Delta E c_{2-3} = 0$$

$$H_3 - H_2 = Q_p \quad \text{Avec : } -(\Delta H_R^0)_{298^\circ\text{K}} = Q_p \quad \text{Enthalpie standard de réaction}$$

Gaz parfaits  $C_p(T_{t3} - T_{t2}) = Q_p$

- **Combustion avec pertes.**

En prenant en compte la perte de charge due aux frottements du fluide, la pression à la sortie de la chambre sera :

$$P_{t3} = P_{t2} - \Delta P = P_{t2} \left(1 - \frac{\Delta P}{P_{t2}}\right) \quad (2-7)$$

Rendement thermique réel de la chambre de combustion.

$$\eta_{trb} = \frac{\text{énergie réelle dégagée}}{\text{énergie calorifique}} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_{p_g} \cdot T_{i3} - \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot T_{i2}}{\dot{m}_c \cdot P_{ci}}$$

Dosage :

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = \frac{(C_{p_g} T_{t3} - C_{p_a} T_{t2})}{\eta_{trb} \cdot P_{ci} - C_{p_g} T_{t3}} = \frac{T_{t3} - \frac{C_{p_a}}{C_{p_g}} \cdot T_{t2}}{\frac{\eta_{trb} \cdot P_{ci}}{C_{p_g}} - T_{t3}} = f \quad (2-8)$$

Avec :  $\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = f$  (dosage) [kg fuel/kg air]

### II.2.3/ La turbine: 3 → 4

Travail de détente

$$(W_T)_{3-4} = \frac{P_{i3} \cdot \gamma}{\rho_{i3} (\gamma - 1)} \left[ \eta_{is.t} \left( \Pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (2-9)$$

Rendement isentropique de détente.

$$\eta_{is.t} = \frac{\tau_t - 1}{\frac{\gamma-1}{\gamma} \left( \Pi_t^\gamma - 1 \right)}$$

Avec :  $\Pi_t = \frac{P_4}{P_3}$  et  $\tau_t = \frac{T_4}{T_3}$

### II.2.4/ La tuyère : 4 → 5

Selon la pression établit à la sortie de la tuyère et l'air ambiant la tuyère type convergente ne peut dépasser la vitesse Mach=1. Selon la valeur du rapport de pression  $r_r$  a celui de la pression critique  $r_c$  il y a présence de choc a la sortie de la tuyère ou pas.

- **Tuyère non choquée**

$$r_r = \frac{P_{t4}}{P_a} > r_c = \frac{P_{t4}}{P_c} \quad (2-10)$$

On a dans ce cas :

- Débit masse n'est pas maximal.
- Tuyère n'est pas sonique.
- Ecoulement subsonique.
- Pression statique au col  $P_5$  égale à la pression atmosphérique  $P_0$

( $P_5 = P_0$ ) détente complète.

On dit que la tuyère est adaptée. Rencontré dans les faibles régimes (ralenti sol ralenti vol).

Donc on a

$$P_5 = P_a$$

La vitesse d'éjection

$$C_5 = \sqrt{2 \cdot C_{pg} \cdot (T_{t5} - T_5)}$$

La température d'éjection

$$T_{t5} - T_5 = \eta_n \cdot T_{t5} \left[ 1 - \left( \frac{1}{P_{t5}/P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

La pression d'éjection

$$P_c = P_{t4} = \left( \frac{T_c'}{T_{t4}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Avec :

$$T_c' = T_{t4} - \frac{1}{\eta_n} (T_{t4} - T_c)$$

- **Tuyère est choquée**

$$r_r = \frac{P_{t4}}{P_a} < r_c = \frac{P_{t4}}{P_c} \quad (2-11)$$

Ce n'est pas possible avec une tuyère convergente d'après la relation d'HUGONIOT. Nous aurons forcément en section de sortie tuyère :

$$M_5 = 1 \text{ avec : } \frac{P_{t5}}{P_5} = r_c$$

Tuyère sonique à l'intérieur de laquelle la détente est incomplète. ( $P_5 > P_0$ )

Dans ce cas, la détente n'est pas terminée en sortie tuyère et elle se poursuivra à l'extérieur par une succession d'ondes de détente et de chocs jusqu'à la pression atmosphérique.

Donc on a

$$P_5 = P_a$$

La vitesse d'éjection

$$C_5 = \sqrt{\gamma \cdot R T_c}$$

$$T_c = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right) T_{t4}$$

Avec :

Le rendement de la tuyère d'éjection

$$\eta_n = \frac{T_{t4} - T_{t5}}{T_{t4} - T'_{t5}}$$

Le rapport de pression

$$\frac{P_{t4}}{P_c} = \frac{1}{\left( 1 - \eta_n \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \right) \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}$$

### -Rendement thermique réel

$$\eta_{th} = \frac{W_R}{Q} \quad (2-13)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{ll} W_R = W_{TR} - W_{cR} & \text{travail utile.} \\ Q = Q_{23} & \text{Quantité de chaleur dépensée.} \end{array} \right.$$

### -Les pertes

Dans le cas du cycle réel, les pertes qui peuvent effectuer l'installation sont les suivantes :

Pertes pendant la compression caractérisées par  $\eta_c$  rendement adiabatique de compression.

$$\eta_c = \frac{W_{cR}}{W_c} \quad (2-14)$$

Pertes pendant la détente caractérisée par  $\eta_t$  rendement adiabatique de la turbine.

$$\eta_t = \frac{W_t}{W_{tR}} \quad (2-15)$$

Autres pertes (pertes de charge, pertes mécaniques, pertes par imbrûlés (pertes par rayonnement) peu influentes.

**-Le travail utile du cycle réel avant pour expression :**

$$W_u = \eta_T W_T - \frac{W_c}{\eta_c} \quad (2-16)$$

Avec :

$$\begin{cases} W_T = w_3 - w_4 \\ W_C = w_2 - w_1 \end{cases} \quad \text{Du cycle théorique}$$

$$W_u = W_{Tr} - W_{Cr} = \eta_T W_T - \frac{W_C}{\eta_c} = \eta_T (H_3 - H_4) = \frac{1}{\eta_c} (H_2 - H_1)$$

Pour un gaz parfait  $\Delta H = C_p \cdot \Delta T$  on peut écrire :

$$\begin{aligned} W_U &= \eta_T C_P (T_3 - T_4) - \frac{C_p}{\eta_c} (T_{t2} - T_{t1}) \\ &= \eta_T C_P T_3 \left( 1 - \frac{T_{t4}}{T_{t3}} \right) - \frac{C_p T_{t1}}{\eta_c} \left( \frac{T_{t2}}{T_{t1}} - 1 \right) \end{aligned} \quad (2-17)$$

Ou bien

$$\frac{T_2}{T_1} = \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\text{Avec : } \pi = \frac{P_{t2}}{P_{t1}}$$

$$W_U = \eta_T C_P T_3 \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{C_p T_{t1}}{\eta_c} \left( \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2-18)$$

**-La quantité de chaleur**

La quantité de chaleur dépensée dans ce cycle est :

$$Q_{2'3} = C_p (T_{t3} - T_{t2'}) = C_p T_{t3} \left( 1 - \frac{T_{t2'}}{T_{t3}} \right)$$

Ou

$$\eta_c = \frac{(T_{t2} - T_{t1})}{(T_{t2'} - T_{t1})} \Rightarrow T_{t2'} - T_{t1} = \frac{T_{t2} - T_{t1}}{\eta_c}$$

$$T_{t2'} = T_{t1} \left( 1 + \frac{T_{t2} - T_{t1}}{\eta_c} \right) \Rightarrow T_{t2'} = T_{t1} \left( 1 + \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right)$$

$$Q_{2'3} = C_P T_{t3} \left\{ 1 - \frac{T_{t1}}{T_{t3}} \left[ 1 + \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right] \right\} \quad (2-19)$$

D'où le rendement du cycle réel de la turbine à combustion :

$$\eta_r = \frac{\eta_t T_{t3} \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \eta_c^{-1} T_{t1} \left( \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_{t3} \left[ 1 - \frac{T_{t1}}{T_{t3}} \left( 1 + \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right) \right]} \quad (2-20)$$

### II.3/ choix de point de fonctionnement

À partir des formules utilisées précédemment dans ce chapitre un programme Matlab qu'on a appelé (programme n1) a été développé et qui est représenté schématiquement avec un organigramme1 (Annexe 1).

Pour déterminer les performances de notre moteur en fonction des différents taux de compression, débits et températures totales maximales  $T_{t4}$ . Etant donné que le rapport de compression de la roue compresseur équipant les turbochargers, ne dépasse pas la valeur de 4, et que le débit aspiré par ces derniers n'atteint rarement les **1,4 kg/s** pour les roue qui ne dépasse pas **15mm** de diamètre,

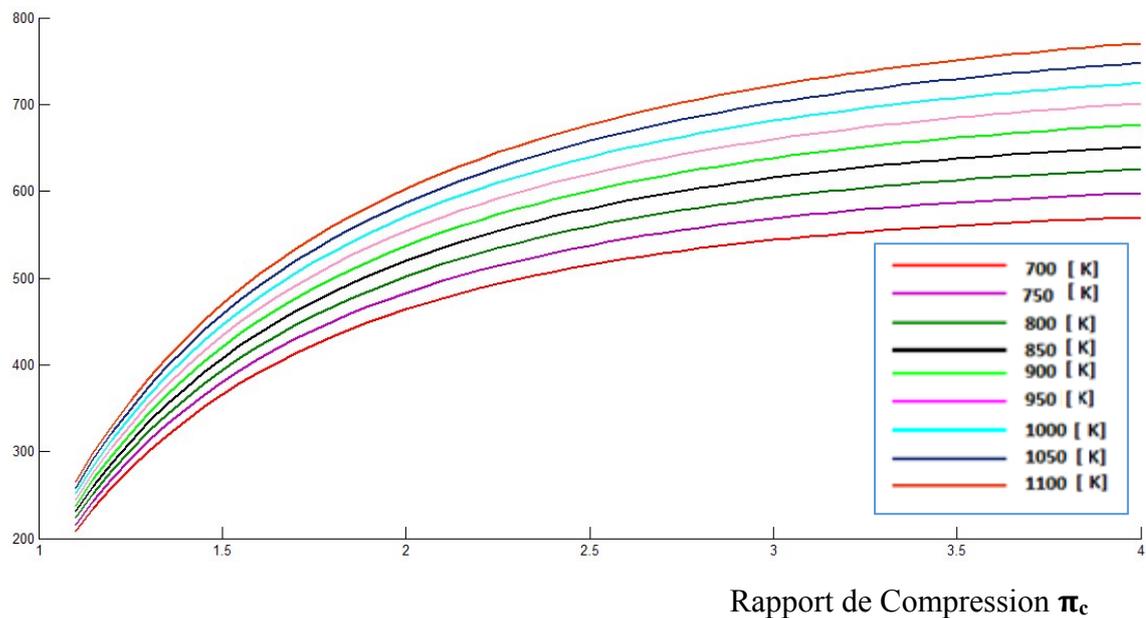
Nous allons calculer les paramètres du cycle moteur en fonction d'un rapport de pression allons de [1 à 4], et des températures qui varient de [700°K à 1100°K] conformément à la tenue mécanique des matériaux usuels, on a abouti aux courbes ci-dessous.

### a) La pousse spécifique en fonction du rapport de compression

Notre programme a été déroulé pour une valeur de température entrée turbine **TIT** varie de **700 [K]** jusqu'à **1100 [K]** avec un pat de **50 [K]** et une boucle de rapport de compression  $\pi_c$  de **1 à 4** avec un pat de **0.1**

Les résultats représenté dans **La Figure (II.3)** représente l'évolution de la pousse spécifique en fonction du rapport de compression pour différents températures entrée turbine.

La Pousse Spécifique (N/ (Kg/s))



**Figure (II.3) Evolution de la pousse spécifique en fonction du rapport de compression pour différents températures entrée turbine**

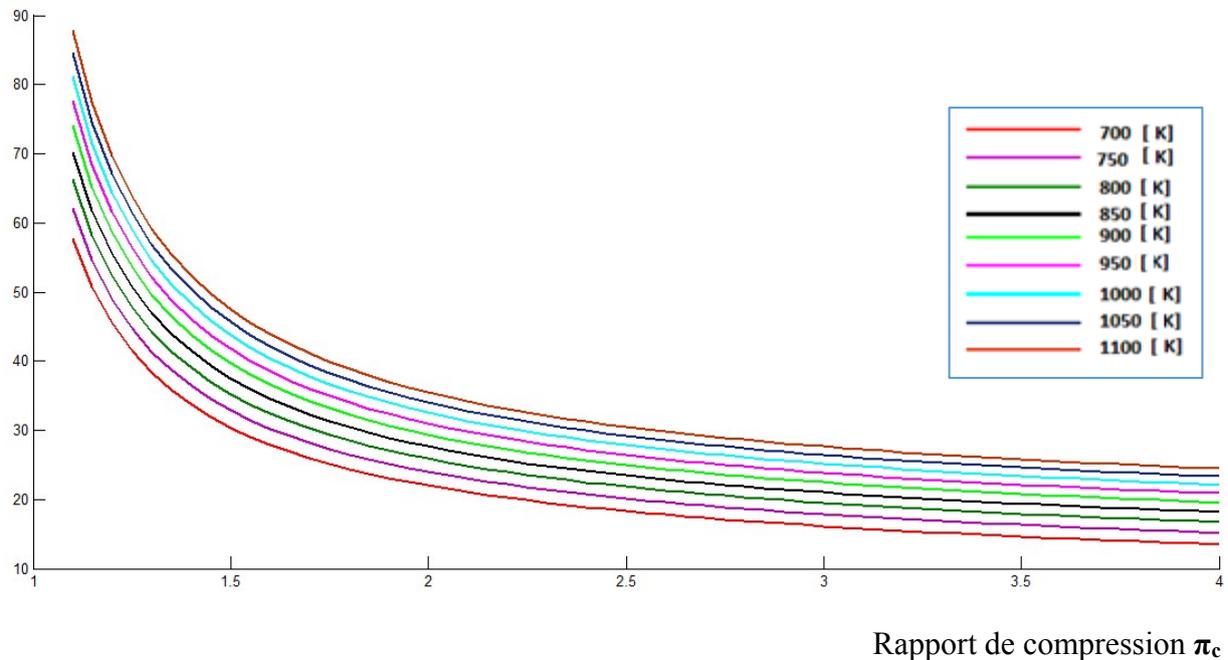
Dans ce graphe on remarque une augmentation de La poussé spécifique en fonction du Rapport de compression  $\pi_c$  pour différents température entrée Turbine **TIT** qui il varie de 700 [K] jusqu'à 1100 [K] avec un pas de 50 [K]

### b) la Consommation spécifique en fonction du rapport de compression

Notre programme a été déroulé pour une valeur de température entrée turbine **TIT** varie de 700 k jusqu'à 1100 k avec un pat de 50 k et une boucle de rapport de compression  $\pi_c$  de 1 à 4 avec un pat de 0.1, les résultats représenté dans **La Figure (II.4)** représente l'évolution de

la Consommation spécifique en fonction du rapport de compression pour différents température entrée Turbine.

Consommation spécifique [(mg/s)/N]



**Figure (II.4) : Evolution de la Consommation spécifique en fonction du rapport de compression pour différents température entrée Turbine**

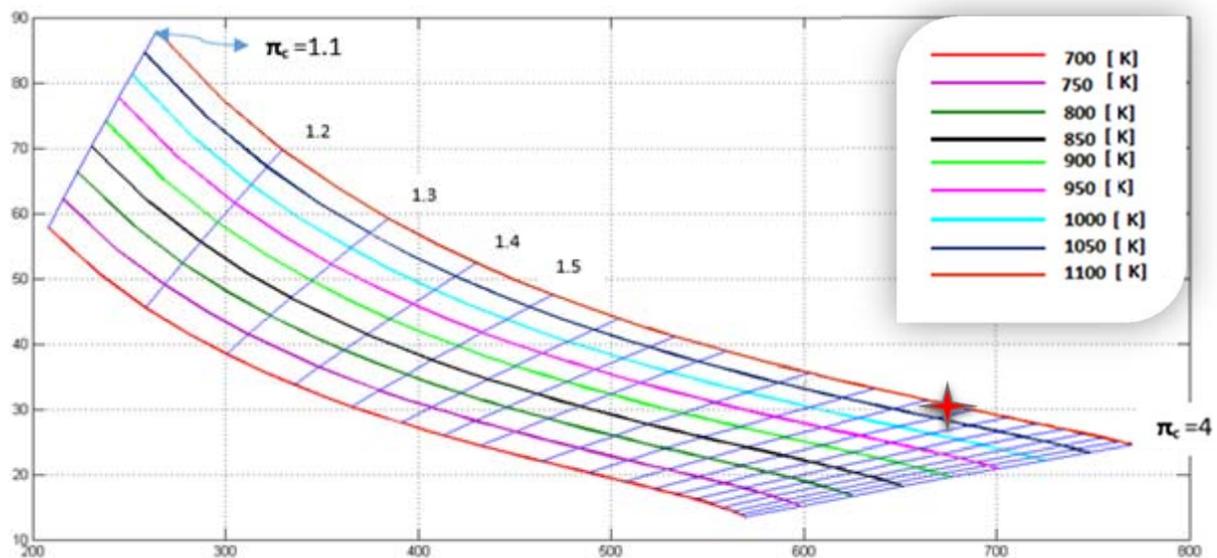
Dans ce graphe on remarque la diminution de la consommation spécifique en fonction du Rapport de compression  $\pi_c$  pour différents température entrée Turbine **TIT** qui il varie de 700 [K] jusqu'à 1100 [K] avec un pas de 50 [K]

### c) La Consommation spécifique en fonction de la poussée spécifique

Notre programme a été déroulé pour une valeur de température entrée turbine **TIT** varie de 700 k jusqu'à 1100 k avec un pat de 50 k et une boucle de rapport de compression  $\pi_c$  de 1.1 à 4 avec un pat de 0.1

Les résultats représenté dans **La Figure (II.5)** représente l'évolution de la Consommation spécifique en fonction de La poussé spécifique pour les différentes températures entrée Turbine et différents taux de compression

Consommation spécifique ((mg/s)/N)



La poussée spécifique (N/ (Kg/s))

**Figure (II.5) : Consommation spécifique en fonction de La poussée spécifique pour les différentes températures entrée Turbine et différents taux de compression**

Les résultats du (**programme N 1**) , nous permettent de tracer les courbes **Figure (II.5)** spécifiant la variation de la poussée spécifique en fonction de la consommation spécifique pour différents taux de compression et différentes températures de fin de combustion, ces tracés nous permettent de suivre le comportement du cycle moteur dans une large plage de données et de connaître les limites de son fonctionnement, pour pouvoir effectuer un choix permettant de définir un point de conception préliminaire pour notre moteur selon le but à atteindre, point de vue poussée et consommation.

La courbe des caractéristiques de la roue compresseur **Figure (II.6)**, nous ramène à estimer pour un rendement maximum du compresseur, un débit max et min ainsi que les rapports de pression correspondants.

En rapportant ces valeurs sur la courbe de performance du cycle **Figure (II.5)** a un rapport de compression, on pourra alors estimer la poussée pour un choix de la température **Tt4**, ou vis versa.

A partir de l'étude de la mission de l'avion à concevoir (cahier de charge), on cherche à dimensionner un micro turboréacteur dont la capacité de délivrer une poussée est de l'ordre de 60kg (600 Newton).

L'idée de base est de dimensionner un moteur à partir des dimensions de la roue du compresseur .Pour cela il faut tout d'abord choisir une roue capable de délivrer un débit qui correspond à cette poussée, ensuite on opte aux roues de **GARETT**, série **GT**, adéquates à ce genre d'opération la série **GT** couvre une large gamme de séries (voir **ANNEXE 2**).

La phase d'après consiste en le calcul de la poussée spécifique de chaque roue de GARETT, série GT (Voir tableaux **Tab (II.1)**)

	Débit max		F [N]			
	lb/min	Kg/s	550 [N/ (Kg/s)]	600 [N/ (Kg/s)]	650 [N/ (Kg/s)]	700 [N/ (Kg/s)]
<b>GT 22</b>	28,52	0,21560757	118,5841652	129,3645439	140,1449225	150,9253012
<b>GT 32</b>	45,7	0,34548619	190,0174036	207,291713	224,5660224	241,8403318
<b>GT 35</b>	40,8	0,30844281	169,6435463	185,0656869	200,4878275	215,909968
<b>GT 35</b>	51,53	0,38956025	214,2581358	233,7361482	253,2141605	272,6921729
<b>GT 37-76mm</b>	49,25	0,37232374	204,7780553	223,3942421	242,010429	260,6266158
<b>GT 37 -82mm</b>	56,08	0,42395767	233,1767176	254,374601	275,5724844	296,7703678
<b>T04</b>	50,15	0,37912762	208,5201923	227,4765735	246,4329546	265,3893357
<b>GT 40-88mm</b>	64,85	0,49025775	269,6417642	294,1546518	318,6675395	343,1804271
<b>GT 40-82mm</b>	57,4	0,4339367	238,6651852	260,3620203	282,0588553	303,7556903
<b>GT 42-94mm</b>	83	0,62746944	345,1081947	376,4816669	407,8551392	439,2286114
<b>GT42-102mm</b>	95,7	0,72347983	397,9139064	434,0878979	470,2618894	506,4358809
<b>GT 47-122mm</b>	138	1,04326245	573,7943478	625,9574703	678,1205929	730,2837154
<b>GT 55-133mm</b>	153	1,15666054	636,1632986	693,9963258	751,8293529	809,6623801
<b>GT 61</b>	150	1,13398092	623,6895085	680,3885547	737,0876009	793,7866472
<b>GT 60</b>	174,5	1,31919781	725,5587949	791,5186853	857,4785757	923,4384662

**Tab (II.1): poussé spécifique pour différentes roue du compresseur Série GT**

On a opté à choisir **GT 47**

Étant donné qu'on connaît la courbe caractéristique de la roue type GARETT série GT 47 (**Figure (II.6)**), de dimension 122 mm

Alors on choisit sur la courbe d'isorendement relatifs aux débits ou rapports de compressions.

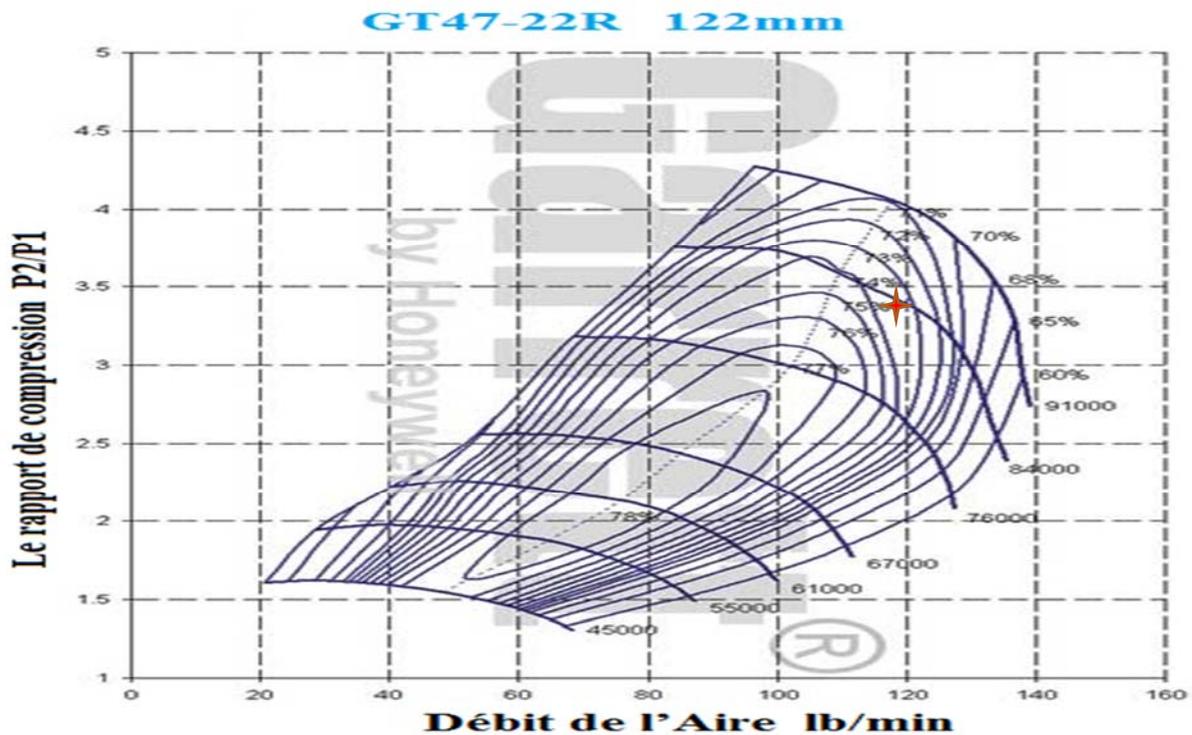


Figure (II.6) : diagramme des performances.

La lecture sur la courbe (Figure (II.6)), nous définit sur un rendement de 74% un couple de débit [0.3- 0.9 kg/s], équivalent à un taux de compression [1.75 - 3.6].

Revenant maintenant sur la courbe de performances du cycle thermodynamique. La poussée spécifique pour un  $\pi_c=3.4$  de [560- 700] N.S/Kg correspondant à une consommation spécifique donnée.

Un choix optimal sera réalisé correspondant à  $\pi_c = 3.4$  qui nous permet d'obtenir une consommation minimale de l'ordre de  $C_s = 34 \text{ mg/s/N}$  et une température de fin de combustion  $TIT_4 = 1100 \text{ k}$ . Ce point sur le cycle aura pour pousser spécifique  $F/m_o = 691 \text{ N.s/Kg}$

Toutefois, ce choix nous rapporte à un débit max sur la courbe caractéristique de la roue  $m_o = 0.89 \text{ kg/s}$  un nombre de tours estimé à  $N = 79500 \text{ tr/min}$ .

En finalité, le point de fonctionnement sera déterminé par les valeurs suivantes résumées dans le **Tableau (II.2)** et qui nous sera utile pour la conception du compresseur, et de la turbine.

$\pi_c$	$T_{t4}(^{\circ}k)$	$(\dot{m} \text{ (kg/s)})$	$F_s \text{ (N)}$	$C_s(\text{mg/s/N})$	$N \text{ (tr/mn)}$	$\eta_c \text{ (\%)}$	$F \text{ (N)}$
3.4	1100	0.8996	691,10427	34	79500	75	625.9

**Tab (II.2) : Point de fonctionnement.**

## **Chapitre III**

# **Étude aérothermique**

### III.1) Etude et conception du compresseur centrifuge.

#### III.1.1) Etude et conception de la roue du compresseur centrifuge.

Dans le compresseur centrifuge le flux passe à travers la roue entre les deux rayons  $r_{1r}$  et  $r_{1s}$ , à la station (1), et entre dans la haute section du rotor, pour le quitter à la station (2), à travers la section cylindrique du rayon  $r_2$  et largeur  $b$ . le flux passe ensuite à travers le diffuseur, ou il est ralenti et entre au collecteur marqué à la station (3).pour dimensionner la roue du compresseur centrifuge et le diffuseur en suit le processus suivant : [4-6]

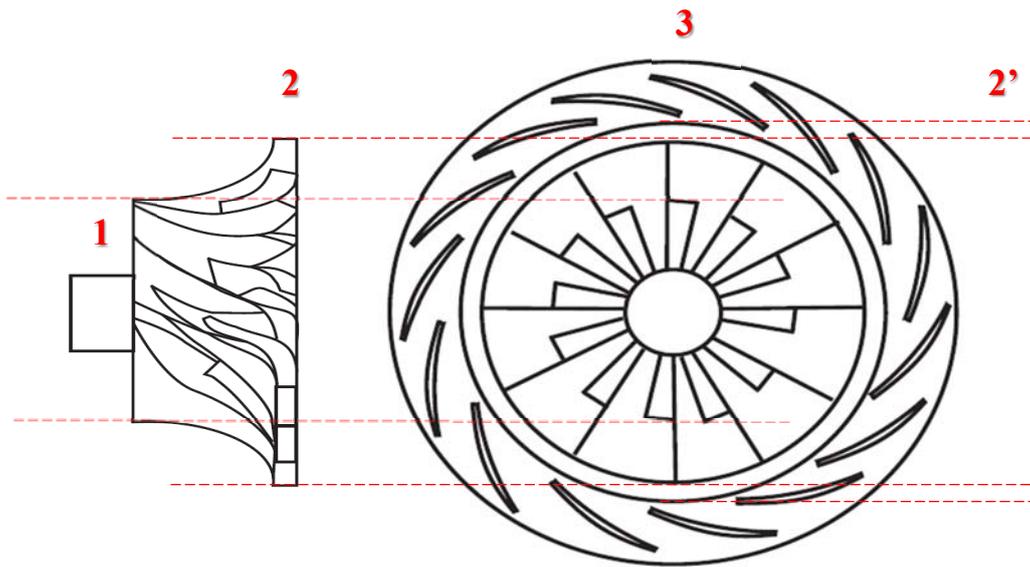


Figure (III.1) : Schéma explicatif des différentes stations de compresseur.

#### Equations généralisées

L'application de l'équation d'Euler au flux pour un gaz calorifique parfait à travers l'étage centrifuge du compresseur de l'entrée à la sortie donne :

$$T_{t3} - T_{t1} = \frac{\sigma \cdot \psi U_t^2}{C_p} \quad (3-1)$$

Et on a aussi :

$$\Delta h_t = \eta_c \cdot \psi \cdot \sigma \cdot U^2$$

Donc :

$$U_t = \sqrt{\frac{c_p}{\Pi_c} \cdot \frac{T_{t1}}{\psi \cdot \sigma} \cdot (\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)} \quad (3-2)$$

Avec :

$$\sigma = \left(1 - \frac{0.63\pi}{n}\right) \quad [4] \quad (3-3)$$

**σ** : Facteur de glissement, tel que  $0.9 \leq \sigma \leq 0.98$  [4]

**Ψ** : Facteur de charge tel que  $0.85 \leq \Psi \leq 1.04$  [4]

**n** : représente le nombre d'aubes de la roue du compresseur.

Pour calculer la puissance du compresseur on utilise la formule suivante :

$$\dot{w} = \dot{m} c_p (T_{t3} - T_{t1}) \quad (3-4)$$

Tel que  $\dot{m}$  : C'est le débit d'air entrant (kg/s).

$$T_{t3} = T_{t1} + \frac{\sigma \cdot \psi \cdot U_t^2}{C_p} \quad (3-5)$$

### III.1.2) Paramètre à l'entrée de la roue (station 1)

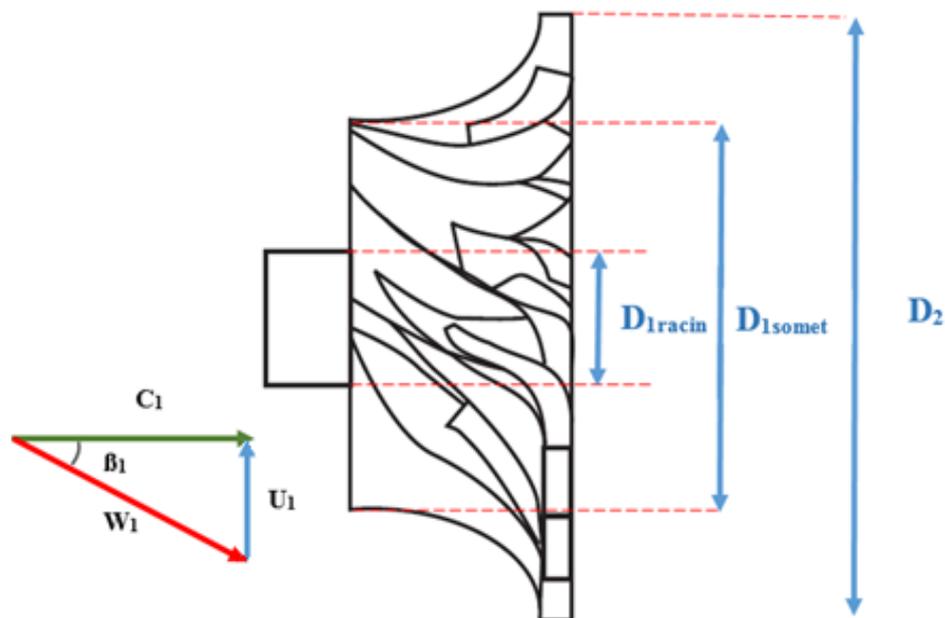


Figure (III.2) : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue compresseur centrifuge.

Le débit capté par la prise d'air :

$$\dot{m}_a = \rho_1 \cdot A_1 \cdot C_{a1} \quad (3-6)$$

L'aire de la section de passage à l'entrée de la roue :

$$A_1 = \pi(r_{1\text{sommet}}^2 - r_{1\text{racine}}^2) \quad (3-7)$$

La masse volumique :

$$\rho_1 = \frac{P_{t1}}{rT_{t1}}$$

La vitesse absolue :

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \quad (3-8)$$

La vitesse d'entraînement :

$$U = \omega \cdot r_{1t}$$

Avec :

$$r_m = \frac{(r_{1\text{sommet}} - r_{1\text{racine}})}{2} \quad (3-9)$$

Calcul des angles à l'entrée du compresseur On a :

$$\tan \alpha_{1t} = \frac{C_{a1}}{U} \quad (3-10)$$

La température statique à l'entrée du moteur est :

$$T_1 = T_{t1} - \frac{C_1^2}{2C_p} \quad (3-11)$$

### **III.1.3) Paramètre à la sortie de la roue (station 2)**

Pour déterminer les paramètres de sortie de la roue on suit le même processus qui est similaire à celui de station (1), la vitesse et la direction de l'écoulement sortant seront déterminés directement à partir du triangle de vitesse établi à un point à la périphérie de la roue.

En réalité l'écoulement quitte la roue radialement avec une vitesse absolue  $C_2$  et un angle  $\alpha_2$  ; Tandis que l'écoulement relatif correspondant sera tangent à la périphérie de l'aube d'un angle  $\beta_2$ , soulignant que la valeur de  $\beta_2$  détermine la nature de la roue du point de vue inclinaison de ses aubes (arrière, avant ou radiale). [4-6]

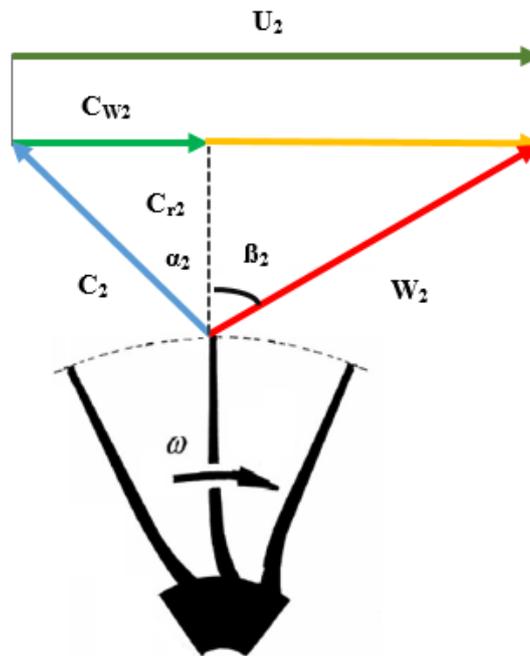


Figure (III.3) : Triangle de vitesse à la sortie de la roue.

$C_{r2}$ , étant la vitesse radiale qui sera équivalente à la vitesse axiale  $C_{a1}$  en grandeur par référence, donc :

$$C_{r2} = C_{a1} \quad (3-12)$$

On tire la composante tangentielle  $C_{w2}$  telle que :

$$C_{w2} = \sigma \cdot U$$

Tandis que  $C_2$ , la vitesse absolue du flux, elle est égale à la somme vectorielle des grandeurs des vitesses radiale et tangentielle :

$$C_2^2 = C_{w2}^2 + C_{r2}^2$$

Donc :

$$C_2 = \sqrt{C_{w2}^2 + C_{r2}^2} \quad (3-13)$$

Ainsi on peut déduire la direction de l'écoulement absolue par la valeur de l'angle  $\alpha_2$  tel que :

$$\alpha_2 = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{C_{r2}}{C_{w2}}\right) \quad (3-14)$$

Et la direction relative correspondante à la vitesse  $V_2$  tel que :

$$\beta_2 = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{C_{r2}}{C_{u2}}\right) \quad (3-15)$$

Connaissant la vitesse absolue de l'écoulement  $C_2$  et la température à la sortie de la roue (station 2), on peut en déduire alors le nombre de mach  $M_2$  en utilisant l'expression suivante :

$$M_2 = \frac{2}{\alpha - 1} \left[ \frac{T_{t2}}{T_{t2} - \frac{C_2^2}{2C_p}} - 1 \right] \quad (3-16)$$

Le rapport de pression isentropique de l'étage du compresseur peut être déduit en introduisant l'augmentation de la température totale dans l'expression suivante :

$$\frac{P_{t2}}{P_{t1}} = \left(1 + \eta_{cs} \cdot \frac{\Delta T}{T_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Et :

$$\frac{P_{t2}}{P_{t1}} = \left(\frac{T_{t1}}{T_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3-17)$$

Avec :  $T_{t2} = T_{t3}$

$$T_2 = T_{t2} - \frac{C_2^2}{2C_p} \quad (3-18)$$

Pour déterminer la pression statique on a :

$$\frac{P_2}{P_{t1}} = \left(\frac{P_2}{P_{t2}}\right) \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right)$$

Donc :

$$P_2 = \left(\frac{P_2}{P_{t2}}\right) \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right) \cdot P_{t1}$$

La densité du flux à la station (2) est :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

#### - Détermination de la section de sortie de la roue

Ayant trouvé tous les paramètres dans la roue compresseur, il nous reste à déterminer la section de sortie du rotor **A2**, sachant que le débit se conserve de l'entrée à la sortie, donc d'après l'équation (3-8) on a :

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot C_{r2}} \quad (3-19)$$

$$A_2 = 2\pi b \frac{d_2}{2} \quad (3-20)$$

$$A_2 = d_2 \pi b$$

La largeur

$$b = \frac{A_2}{\pi \cdot d_2} \quad (3-21)$$

#### **III.1.4) Étude et conception du diffuseur :**

A partir des paramètres thermodynamique et géométrique retrouvés dans l'étude de la roue, nous allons pouvoir adapter au rotor un stator dit diffuseur, qui nous permettra d'avoir le rapport de compression voulu, avant tout calcul il nous a fallu effectuer un choix sur le type du diffuseur qu'on veut dimensionner.

Pour notre cas, on a choisi le type « diffuseur à flasque lisse ». [4-6]

On utilise les conditions suivantes :

Free vortex: 
$$C_{r2}r_2 = C_{r2'}r_{2'} \quad (3-22)$$

Conservation de la masse : 
$$\rho_2 C_{r2}r_2 = \rho_{2'} C_{r2'}r_{2'} \quad (3-23)$$

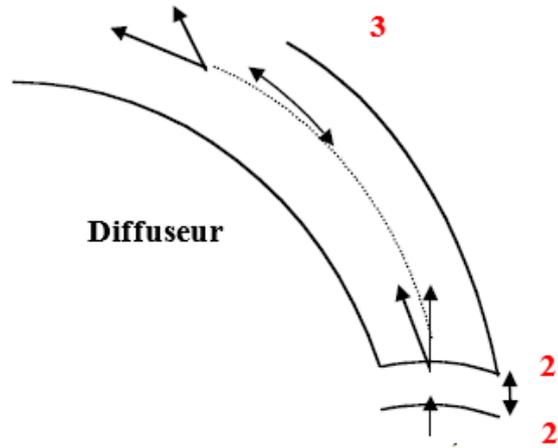


Figure (III.4) Diagramme de vitesse dans le diffuseur.

L'aire de la section de passage à la sortie du diffuseur

$$A_3 = 2\pi r_3 b_3 \quad (3-24)$$

$b_3$  : La largeur de la sortie diffuseur sans aubes

On a :

$$C_{3w} = C_{2w} \cdot \frac{r_2}{r_3}$$

Et :

$$C_{3r} = \frac{\dot{m}}{\rho_3 A_3}$$

Alors la vitesse :

$$C_3 = \sqrt{C_{3w}^2 + C_{3r}^2} \quad (3-25)$$

Pour déterminer la température :

$$T_3 = T_{t2} - \frac{C_3^2}{2C_p} \quad (3-26)$$

Nombre de mach :

$$M_3 = \frac{C_3}{\sqrt{\gamma RT_3}} \quad (3-27)$$

Pour déterminer la pression statique :

$$P_3 = \left\{ \left( \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \right) \left( \frac{T_3}{T_{t3}} \right) \right\}^{\gamma/\gamma-1} \cdot P_{t1} \quad (3-28)$$

Le flux quitte du diffuseur avec un angle  $\alpha_3$

$$\alpha_3 = \text{tg}^{-1} \left( \frac{C_{r3}}{C_{w3}} \right) \quad (3-29)$$

### III.2/ Étude et conception de la chambre de combustion

#### III.2.1/ Géométrie basique d'une chambre de combustion

Il est instructif d'examiner brièvement les paramètres qui déterminent la forme de base de la chambre, et qui sont liés à sa fonction principale. La Figure (III.5) montre la forme la plus simple possible pour une chambre de combustion : un tube cylindrique qui relie le compresseur et la turbine. [4-6]

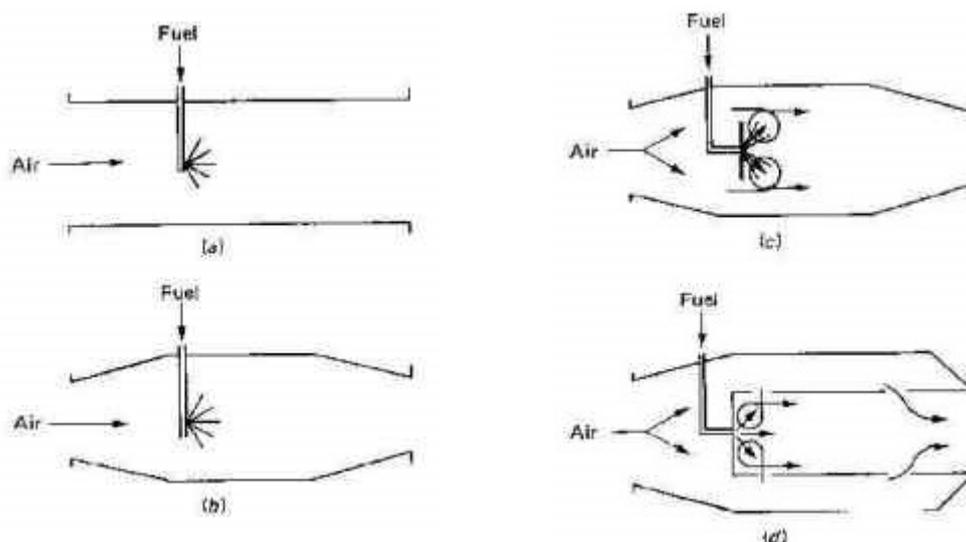


Figure (III .5) : Géométrie de la chambre de combustion.

Cette configuration simpliste ne convient pas, à cause de la perte de charge (perte en pression) trop importante. En effet la perte de charge due à la combustion est proportionnelle au carré de la vitesse de l'air (de l'ordre de 150 m.s<sup>-1</sup>) : on voit que la vitesse de l'air au niveau de la chambre est un paramètre crucial, et qu'il faut minimiser.

A cet effet, on modifie le profil de la chambre, comme le montre la figure (b), en utilisant un diffuseur : ainsi la vitesse de l'air est déjà divisée d'un facteur 5. Mais cela ne suffit pas, il faut créer une zone de reflux (tourbillons) où la vitesse moyenne de l'air est suffisamment faible pour que la flamme puisse être maintenue, d'où la configuration (c).

Enfin, pour obtenir la hausse de température désirée, il faut atteindre un ratio global air/fuel d'environ 50. Pour cela, on place derrière les injecteurs un "liner" (2ème tube, figure (d)) perforé de plusieurs séries de trous : La vitesse de l'air reste faible à l'intérieur du liner, la combustion peut se poursuivre et l'air est finalement refroidi.

### **III.2.2/Structure de la chambre (les différentes zones)**

Comme nous le voyons sur la figure (III.6), le flux d'air est donc séparé en deux : une partie du flux est menée au centre avec le fuel injecté, l'autre passe à l'extérieur du liner et y repénètre par l'intermédiaire des trous primaires, puis des trous secondaires.

#### **-Zone primaire**

C'est au début de la zone primaire que sont injectés l'air et le fuel. Sa fonction est d'ancrer la flamme et de lui offrir assez de temps, de température et de turbulences (air entrant par les trous primaires) pour assurer sa stabilité et éviter qu'elle soit soufflée par le déplacement des gaz.

#### **-Zone dite "intermédiaire"**

Cette zone a deux fonctions principales. La première qui intervient à basse altitude, est de rattraper les pertes de dissociation, qui sont le résultat de l'instabilité chimique du monoxyde et dioxyde de carbone et de l'eau à hautes températures : La présence de cette zone évite en effet de bloquer la composition des gaz par refroidissement brutal à la sortie de la zone primaire.

A haute altitude, la concentration d'air et de fuel est moins importante, ce qui fait chuter le taux de réaction et rend donc la combustion incomplète. Ainsi, dans ces conditions, la zone

intermédiaire sert principalement d'extension à la zone primaire et la combustion peut se poursuivre.

La longueur de la zone intermédiaire doit être un compromis entre la taille de la chambre (que l'on veut minimiser) et son efficacité (que l'on veut maximiser). Dans notre cas, donc pour un avion de croisière, la valeur typique pour cette longueur est d'environ un diamètre de liner (0.5d à 0.7d pour les avions plus petits).

#### **-Zone de dilution**

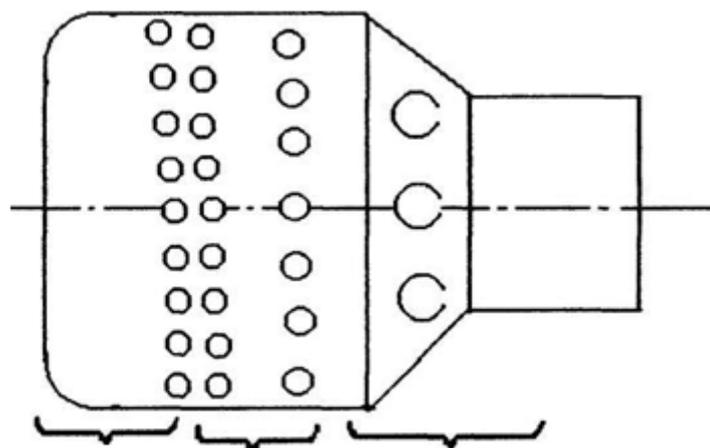
Le rôle de la zone de dilution est de préserver la turbine qui ne résisterait pas au flux d'air chaud sortant de la zone intermédiaire. Dans cette zone, les gaz de combustion refroidi et diluer jusqu'à une température acceptable pour la turbine et surtout de telle manière que sa distribution en température soit homogène (pas de points chauds).

L'air de refroidissement entre par les trous secondaires. Le diamètre et le placement de cette dernière zone doivent être choisis afin d'optimiser le mélange des gaz.

- **Estimation de la dimension de la chambre de combustion**

Le dimensionnement de notre chambre de combustion s'est basée sur des approches théoriques et des essais expérimentaux qui ont permis d'évaluer la longueur et la distribution des orifices. Pour réaliser ceci, nous nous sommes basés sur un modèle déjà existant sur lequel on a estimé la longueur de départ en utilisant l'approche suivante :

En prenant comme référence un modèle d'une chambre de combustion annulaire qui fonctionne à une température  $710^{\circ}\text{K}$  sous une pression de 1.2bar, et qui a la répartition des orifices suivant la figure si dessous :



**Zone primaire Zone secondaire Zone de dilution**

**Figure (III.6) : répartition des orifices du modèle.**

On évalue la longueur de notre chambre en utilisant l'approche de la formule suivante :

$$L \approx \frac{P_{t3}^{-r}}{\sqrt{T_{t4}}} \quad (3-30)$$

On doit concevoir une chambre de combustion pouvant opérer à une température jusqu'à 1075°K et sous pression pouvant atteindre 1.6 bar, pour ceci on utilise la relation suivante :

$$\frac{L_{ref}}{L} = \left[ \left( \frac{P_{t3ref}}{P_{t3}} \right)^{-r} * \sqrt{\frac{T_{t4}}{T_{t4ref}}} \right] \quad (3-31)$$

### III.2.3/ Analyse de la chambre de combustion

#### a) Facteur de perte de pression (PLF)

La perte de pression dans la chambre de combustion est engendrée par la montée de température.

La stagnation associée à l'élévation de température due à la combustion. En raison de la montée en température, la densité diminue et par conséquent la vitesse et le dynamisme des flux augmentent. [5]

$$PLF = \frac{\Delta P_0}{\frac{\dot{m}^2}{2\rho_1 A_m^2}} = K_1 + K_2 \left( \frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) \quad (3-32)$$

$A_m$  :aire de section maximale de la chambre

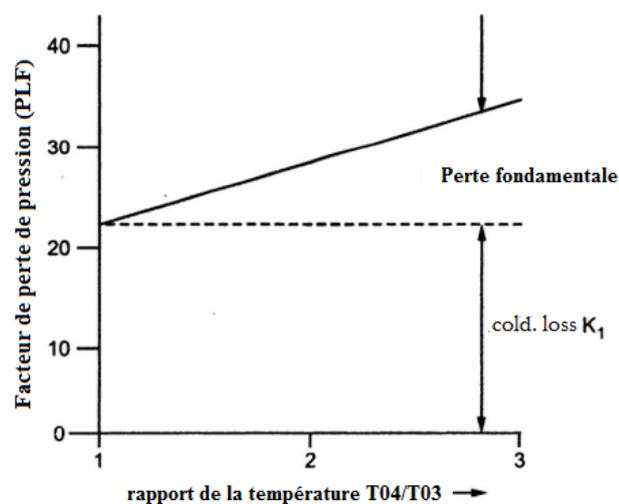


Figure (III .7) Variation de Facteur de perte de pression (PLF) [5]

le **PLF** exprimée en pourcentage de la pression de refoulement du compresseur. Il est estimé de 2 à 5%.

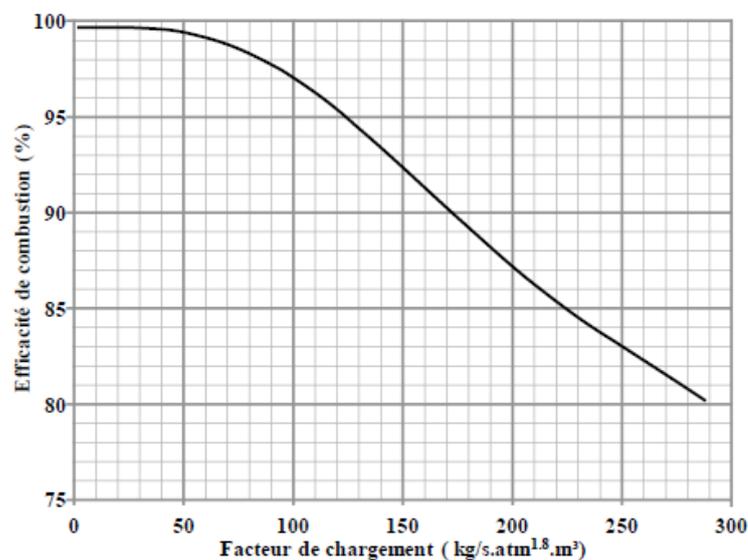
### b) Efficacité de combustion

Facteur de chargement de la chambre de combustion **CLP**. La Figure (III.8) montre la relation entre l'efficacité et le facteur de chargement. Il faut minimiser au maximum le facteur de chargement pour obtenir une haute efficacité de combustion.

Le facteur de chargement est une mesure de la difficulté d'opération de la chambre de combustion. Il est calculé à l'aide de l'équation empirique (3.33) où **P<sub>3</sub>** est la pression à l'entrée de la chambre de combustion en atmosphère,  **$\dot{m}$**  est le débit massique d'air entrant en kg/s, **T<sub>3</sub>** est la température à l'entrée de la chambre de combustion en Kelvin et **V<sub>Ch</sub>** est le volume de la chemise en m<sup>3</sup>.

Lors de la conception de la chambre de combustion, la relation entre l'efficacité et le facteur de chargement est utilisée pour une première estimation du volume de la chemise de la chambre de combustion.

$$CLP = \frac{\dot{m}}{V_{Ch} P_3^{1.8} 10^{0.00145(T_3 - 400)}} \quad (3-33)$$



**Figure (III .8) : Efficacité de combustion en fonction du facteur de chargement de la chambre de combustion**

### III.3/ Étude et conception de la turbine

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a affaire à une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible solide, liquide ou gazeux.

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

Donc la conception de la turbine a fait l'objet de plusieurs études et recherches théoriques de la part des constructeurs, afin de parvenir à une méthode de conception généralisée permettant d'assurer les meilleures performances et rendement

Cependant de nos jours l'utilisation des calculateurs a permis d'améliorer les modèles théoriques décrits par EULER et BERNOLLI pour faire une extrapolation aux modèles tridimensionnels qui est proche de la réalité des choses, ce qui nous facilite ainsi de réaliser des tracés d'aubes de turbine répondant à des critères aérodynamiques optimales. [4-6]

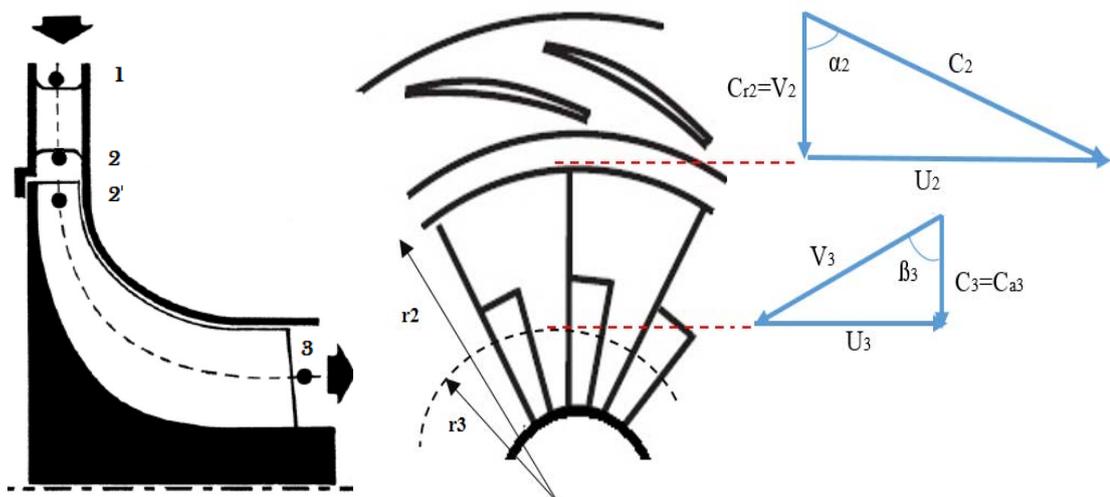


Figure (III.9) : Triangle de vitesse dans la turbine.

La vitesse relative à la station 2 est radiale (c'est-à-dire que l'incidence est zéro) et la vitesse absolue à la sortie est axiale. Parce que  $C_{w3}$  est nul, le travail  $w$  à la sortie devient

$$W = C_p(T_{01} - T_{03}) = C_{w2}U_2 = U_2^2 \quad (3-34)$$

Le travail à la sortie de la turbine diffuseur parfait serait :

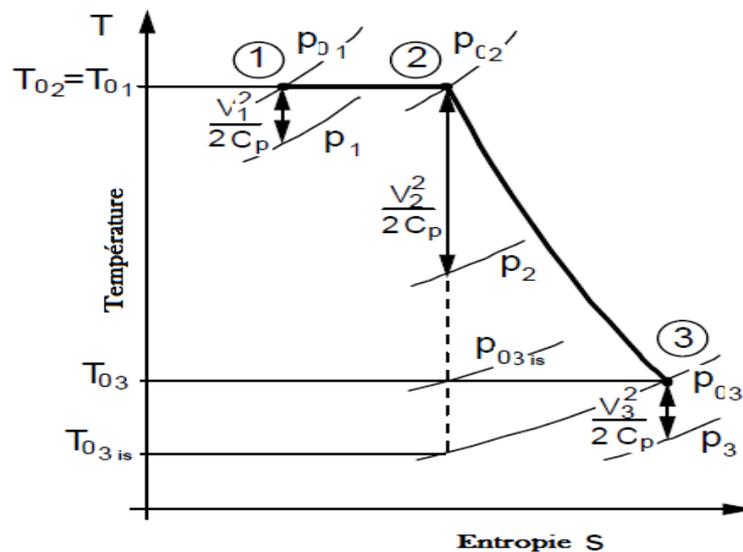
$$W' = C_p(T_{01} - T'_4) = \frac{C_0^2}{2}$$

Avec :

$$U_2^2 = \frac{C_0^2}{2} \quad (3-35)$$

A constaté qu'une bonne efficacité globale est obtenue si ce rapport de vitesse se situe entre 0.68 et 0.71. En ce qui concerne le rapport de pression de la turbine, Co est donnée par

$$\frac{C_0^2}{2} = C_p T_{01} [1 - (\frac{P_{01}}{P_0})^{(\gamma-1)/\gamma}] \quad (3-36)$$



**Figure (III.10) : Diagramme température en fonction d'Entropie pour une Turbine centrifuge.**

La Figure (III.10) illustre les processus dans la turbine sur le diagramme T-s.

Le rendement isentropique global de la turbine et diffuseur peut être exprimé par

$$\eta_0 = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T'_4}$$

Parce que  $(T_{01} - T'_4)$  est l'équivalent de la température qui pourrait être produite ou travail maximale par une expansion isentropique de l'état d'entrée  $(P_{01}, T_{01})$  à  $P_a$ . Compte tenu de la turbine seul, cependant, le rendement est plus convenablement exprimée par

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T'_3}$$

Le coefficient de perte de diffuseur peut être définie par :

$$\lambda_N = \frac{T_2 - T'_2}{C_2^2/2C_P} \quad (3-37)$$

De même, le coefficient de perte de rotor est donnée par :

$$\lambda_R = \frac{T_3 - T''_3}{V_3^2/2C_P}$$

$$\lambda_N = \frac{T''_3 - T'_3}{C_2^2/2C_P} * \frac{T'_2}{T'_3} \quad (3-38)$$

Une expression utile pour  $\eta_t$ , le coefficient de perte dans le diffuseur et le rotor peut être trouvée comme suit :

$$\begin{aligned} T_{01} - T'_3 &= (T_{01} - T_{03}) + (T_{03} - T_3) + (T_3 - T''_3) + (T''_3 - T'_3) \\ &= (T_{01} - T_{03}) + C_3^2/2C_P + \lambda_R V_3^2/2C_P + \lambda_N C_2^2/2C_P * \frac{T'_3}{T'_2} \end{aligned}$$

Par conséquent  $\eta_t$  devient

$$\eta_t = \left[ 1 + \frac{1}{2C_P(T_{01} - T_{03})} (C_3^2 + \lambda_R V_3^2 + \lambda_N C_2^2 \frac{T'_3}{T'_2}) \right]^{-1} \quad (3-39)$$

A partir des triangles des vitesses

$$C_2 = U_2 \cos \alpha_2 \quad (3-40)$$

$$V_3 = U_3 \cos \beta_3 \quad (3-41)$$

$$C_3 = U_3 \cot \beta_3 \quad (3-42)$$

$\alpha_2$  Est l'angle de gaz à l'entrée de la turbine et donc l'angle de sortie effective des aubes de distributeur, alors que  $\beta_3$  est l'angle de sortie des aubes de la roue.

En outre,  $U_3 = U_2 r_3/r_2$  et  $C_p (T_{01} - T_{03}) = U_2^2$ , de sorte que l'expression de rendement devient enfin

$$\eta_t = \left[ 1 + \frac{1}{2} \left\{ \left( \frac{r_3}{r_2} \right)^2 (\cot^2 \beta_3 + \lambda_R \cos^2 \beta_3) + \lambda_N \frac{T'_3}{T'_2} \cos^2 \alpha_2 \right\} \right]^{-1}$$

## **Chapitre IV**

# **Conception et interprétation des résultats**

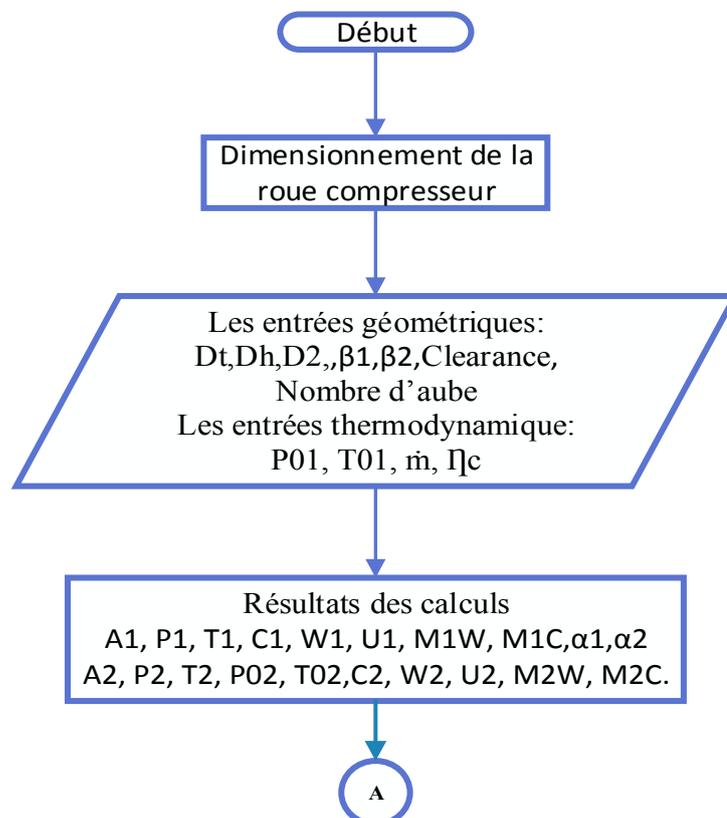
### IV.1/ Le dimensionnement et la conception des différentes parties de notre micro turboréacteur.

A partir des équations développées précédemment (dans le chapitre III ) on a élaboré un programme (**programme N2**) sous **MATLAB** , représenté schématiquement sous forme d'un organigramme (Figure (IV.1)) ce dernier calcule les différents paramètres (pression , vitesse , aire, les angles , diamètres..... ) pour chaque partie de notre moteur, et affiche les résultats sous formes de tableaux.

Pour le dimensionnement de l'arbre de notre micro jet on a utilisé le logiciel **Rdm6** pour l'étude statique et pour l'étude dynamique on a utilisé les équations développées (dans le chapitre III)

Après le dimensionnement de notre moteur, on passe à la conception, et la solution qu'on a choisie pour cela, c'est le logiciel **solidworks 2013** qui nous a permis d'avoir une image en **3D** concrète du système et de définir toutes les cotes des pièces de notre moteur.

On a fait la conception de notre moteur pièce par pièce avec solidworks qui ils ont représenté en 3D dans des figures ci-dessous et la mise en plan détaillé dans l'annexe 3, après on a fait l'assemblage.



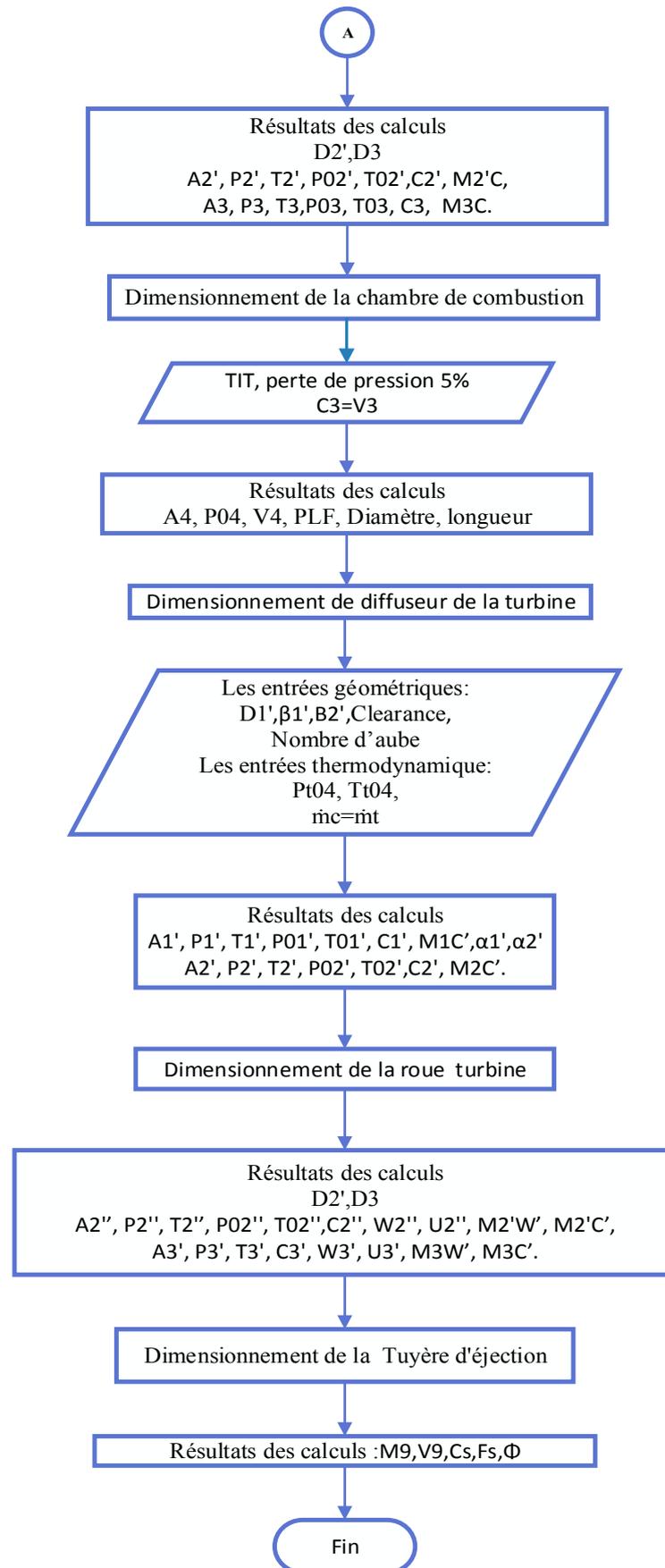
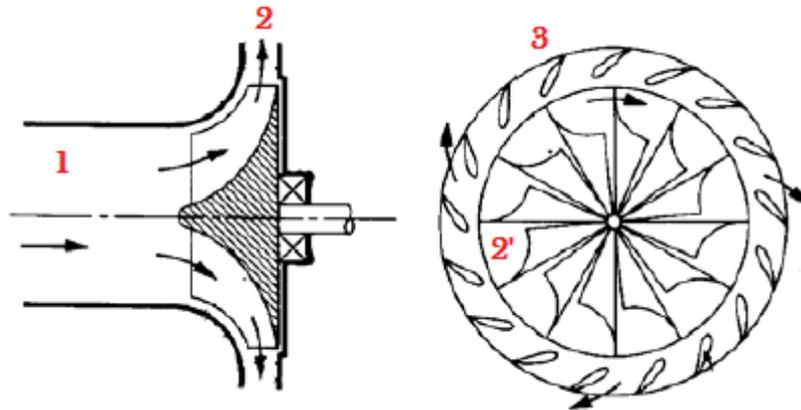


Figure (IV.1) : organigramme de programme n2

**IV.1.1/ Le dimensionnement et la conception du compresseur.**

**A) Le dimensionnement du compresseur.**

Les dimensions du compresseur et les conditions initiales de l'écoulement entrant sont donnés dans le Tab (IV.1).



**Figure (IV.2) : les différentes stations de compresseur.**

Les différents paramètres géométriques donnés par le constructeur sont présentés par le tableau (IV.1), ils sont les entrées de notre programme n2.

	Parametre	Compresseur	Unité
1	Diamètre intérieur dentree de la roue [D1h]	28	[ mm]
2	Diamètre extérieur dentree de la roue[D1s]	81	[ mm]
3	Diamètre sortie de la roue [D2]	122	[ mm]
4	Diamètre dentree du diffuseur [D2']	122.5200	[ mm]
5	Diamètre sortie du diffuseur [D3]	156	[mm]
6	Béta[B1]	53	[degré]
7	Béta[B2]	17	[degré]
8	alpha[1]	19.1735	[degré]
9	alpha[2]	78.7440	[degré]
10	distance entre carénage rotatif et stationnaire[c]	0.5000	[mm]
11	Nombre des aubes dans la roue[n2]	14	[ ]
12	Nombre des aubes dans le Diffuseur [n1]	17	[ ]

**Tab (IV.1) : Dimensions du compresseur et les conditions d'admission.**

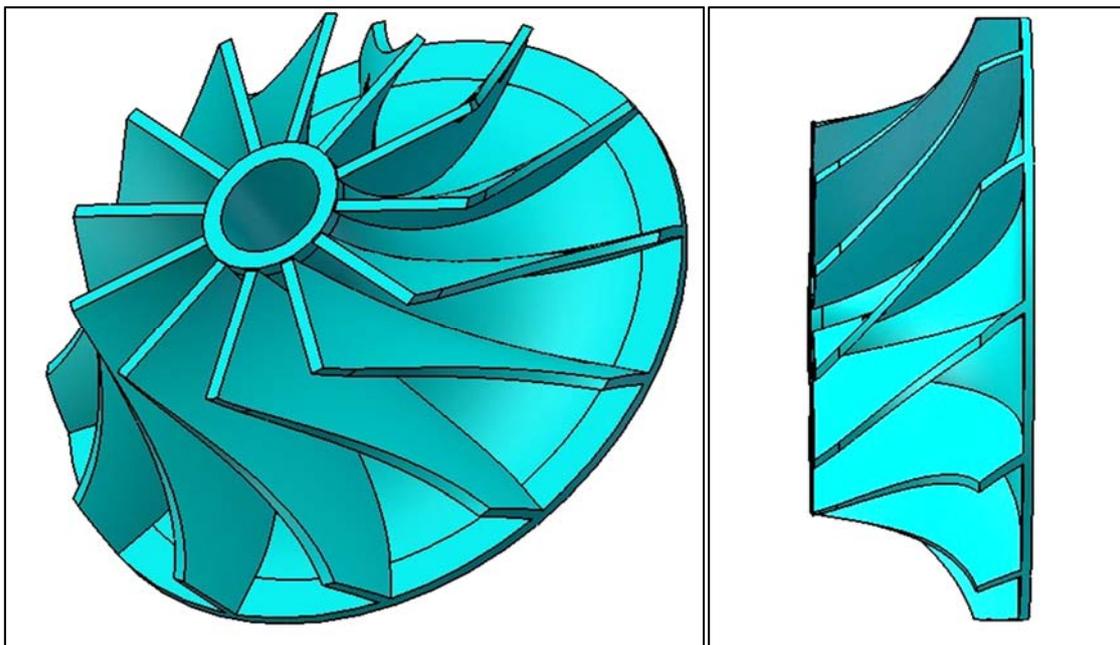
Les caractéristiques et les performances telles que les pressions, vitesse, Température, nombre de mach sont donnés dans le tableau (IV.2), pour les différentes stations de compresseur.

	Entrée de Roue	Sortie de Roue	Entrée Diffuseur	Sortie Diffuseur
Station	1	2	2	3
Area[m <sup>2</sup> ]	0.0045	0.0021	0.0020	0.0026
P0 [KPa]	100	506.7228	506.7228	506.7228
T0[K]	300	508.1912	508.1912	508.1912
P [KPa]	78.5775	293.6832	383.0186	429.5058
T [K]	280.0312	434.8544	440.3069	454.9562
C,Vitess Abs [m/s]	200.3430	383.9361	360.2939	267.1121
M,Abs	0.5973	0.9185	0.8566	0.6247
W,Vitess relative [m/s]	302.5750	54.1970	0	0
M,rel	0.5020	0.1297	0	0
U, vitesse dentrainement [m/s]	226.7473	507.8385	0	0

**Tab (IV.2) : Résultats de l'analyse thermique et aérodynamique.**

Ce tableau représente les différents résultats de programme n2 pour chaque station de compresseur roue et diffuseur de notre moteur, ces résultats telles que la section [area] la pression totale [P0] et statique [P], la température totale [T0] et statique [T], les vitesses absolue [C], relative[W], et la vitesse d'entraînement de la roue [U].

### B) la conception du compresseur



**Figure (IV.3) : Roue compresseur**

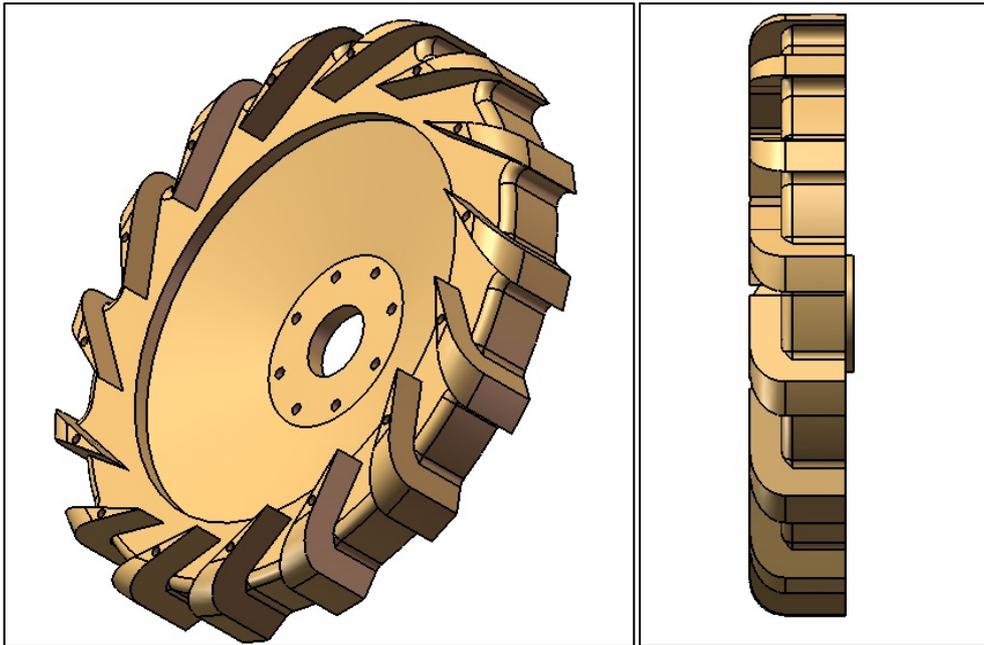


Figure (IV.4) : diffuseur compresseur

#### **IV.1.2/ Le dimensionnement et la conception de la chambre de combustion**

##### **A) Le dimensionnement de la chambre de combustion**

Pour le dimensionnement de la chambre de combustion il faut bien déterminer les sections d'entrée et de sortie de la chambre pour avoir une bonne combustion

Et pour cela il faut avant d'entrée dans la chambre de combustion, le nombre de Mach doit être de l'ordre de **0.15**, d'où la nécessité de passer à travers un diffuseur (un divergeant) afin de convertir une partie de l'énergie cinétique en pression.

L'écoulement à travers ce diffuseur est supposé isentropique, le rapport des deux sections est donné par :

$$\frac{A}{A_3} = \frac{M_3}{M} \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad [8] \quad (4-1)$$

##### **Bilan énergétique**

Le bilan énergétique de la combustion est :

$$(1 + f)[\Delta h_g]_{T_R}^{T_{04}} = [\Delta h_a]_{T_R}^{T_{033}} + \eta_b f PCI \quad (4-2)$$

Ou  $T_R$  désigne la température de référence, supposée égale à 298.2 K.  $\eta_b$  est le rendement de combustion, prenons le égale à 98 %. PCI est le pouvoir calorifique inférieur du combustible, il est de **41400** kJ/kg.

Le point 33 caractérise l'entrée à la chambre.

Le point 4 est la sortie de la chambre, on impose un nombre de Mach de **0.50**.

Faisons un calcul préliminaire, en supposant que les chaleurs spécifiques massiques à pression constante sont constantes.

$$\gamma_{g=\frac{3}{4}}$$

$$\text{Et } C p_g = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} = 1.1484 \frac{KJ}{Kg K}$$

(4-2) implique

$$(1 + f) C p_g (T_{04} - T_R) = C p_a (T_{033} - T_R) + \eta_b f PCI$$

$$T_{04} = T_R + \frac{C p_a (T_{033} - T_R) + \eta_b f PCI}{(1 + f) C p_g} \quad (4-3)$$

$$T_{04} = 298.2 + \frac{1.0048(411 - 298.2) + 0.98 \cdot 0.0182 \cdot 43100}{(1 + 0.0182) \cdot 1.1484} = 1052.55 K$$

Cherchons une valeur plus exacte en effectuant une intégration numérique à l'aide du logiciel de calcul formel **MATLAB**. (4.2) devient

$$(1 + f) \int_{T_R}^{T_{04}} C p_g(T) dT = \int_{T_R}^{T_{033}} C p_a(T) dT + \eta_b f PCI$$

Le terme de gauche vaut  $7.4415 \cdot 10^5$  kJ/kg. Après essais successifs on trouve que :

$$T_{04} = \mathbf{1077.753 K}$$

D'où l'erreur relative est de **2.3** %. Nous adoptons par la suite du calcul la première valeur calculée

Calcul la section  $A_{33}$  (4.1) donne

$$A_{33} = A_3 \frac{M_3}{M_{33}} \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{33}^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} = 2060 \frac{0.7651}{0.15} \left( \frac{1 + \frac{\frac{4}{3}-1}{2} 0.15^2}{1 + \frac{\frac{4}{3}-1}{2} 0.7651^2} \right)^{\frac{\frac{4}{3}+1}{2(\frac{4}{3}-1)}}$$

$$= 9609.25 \text{ mm}^2$$

Calcul de la section  $A_4$

Ecrivons l'équation de conservation du débit massique entre  $A_3$  et  $A_4$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho_3 V_3 V_3 = \frac{1}{1+f} \rho_4 V_4 V_4 = \frac{1}{1+f} \rho_4 V_4 \sqrt{\gamma_g r T_4} \\ &= \frac{1}{1+f} \frac{P_4}{r T_4} A_4 M_4 \sqrt{\gamma_g r T_4} \end{aligned} \quad (4-4)$$

$$T_4 = \frac{T_{04}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4^2} \quad (4-5)$$

$$P_4 = P_{03} \frac{P_4}{P_{04}} \frac{P_{04}}{P_{03}} = P_{03} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot \left( 1 - \frac{\Delta P_{0CC}}{P_{03}} \right) \quad (4-6)$$

Ou  $\Delta P_{0CC}$  représente la chute de pression totale dans la chambre de combustion, prenons  $\frac{\Delta P_{0CC}}{P_{03}} = 5\%$

Substituons (4-5) et (4-6) dans (4-4), on trouve

$$\begin{aligned} A_4 &= \frac{\dot{m}(1+f) \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{M_4 P_{03} \left( 1 - \frac{\Delta P_{0CC}}{P_{03}} \right)} \sqrt{\frac{r T_{04}}{\gamma}} \\ &= 0.009168 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Toutes les paramètres telles que, vitesse, la richesse, consommation spécifique, facteur de perte de pression, calculé par le programme n2 sont présenté dans le tableau (IV.3).

	Parametre	chambre de combustion	Unité
1	vitesse à l entrée de la chambre combustion	267.1121	[ m/s]
2	vitesse à la sortie de la chambre combustion	576.2245	[ m/s]
3	la richesse [f]	0.0182	[Kgfeul/Kgair]
4	La Consommation spécifique[Cs]	24.5989	[(mg/s)/N ]
5	Facteur de perte de pression (PLF)	28.7159	[ son unité]

Tab (IV.3) : les paramètres de la chambre de combustion.

### B) la conception de la chambre de combustion

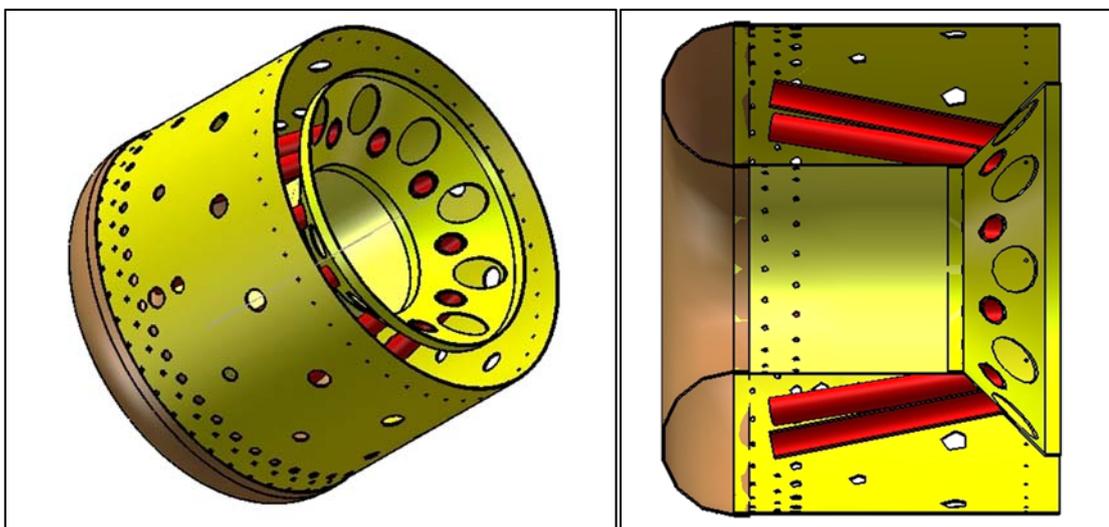


Figure (IV.5) : chambre de combustion

## IV.2.3/ Le dimensionnement et la conception de la turbine.

### A) Le dimensionnement de la turbine

Le débit des gaz de la turbine qui est limité par le nombre de Mach maximum admissible entrant dans le compresseur, est généralement assez large pour couvrir la demande de la turbine en matière du débit.

Les gaz entre dans le diffuseur à la pression et température statique  $P_1 = 280,9 \text{ Kpa}$  et  $T_1 = 999,6^\circ\text{K}$ , et une vitesse  $C_1 = 449 \text{ m/s}$  ;

Se détend à  $P_2 = 361$  et  $T_2 = 979,7^\circ\text{K}$  et la vitesse croit à  $C_2 = 539 \text{ m/s}$  à l'angle  $\alpha_2 = 31,7^\circ$ .

L'angle d'entrée de la roue turbine est choisi de telle façon pour suivre la direction  $\beta_2 = 57,8^\circ$  de la vitesse relative  $w_2' = 428 \text{ m/s}$  à l'entrée de la roue.

$\beta_2$  et  $\alpha_2$  sont déterminé par une soustraction vectorielle de la vitesse tangentielle  $U_2'$  et de la vitesse absolue  $C_2'$ .

Les gaz quittent la roue turbine à une pression  $P_3=293Kpa$ , et une température  $T_3 =935^\circ K$  et une vitesse relative  $W_3 =287m/s$  et à un angle  $\beta_2=11,4^\circ$  L'angle  $\alpha_2=31.7^\circ$ .

On a représenté les différentes stations de la turbine et les différentes caractéristiques de l'entrée et de sortie de ces derniers dans les deux Tableaux suivantes :

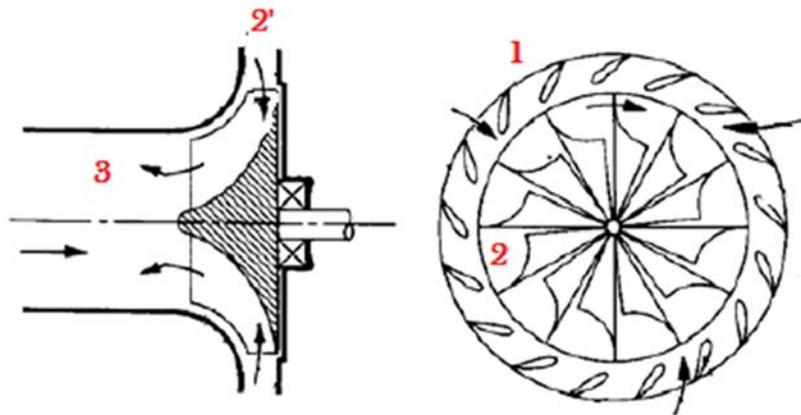


Figure (IV.6) : les différentes stations de la turbine.

	Parametre	Turbine	Unité
1	Diamètre d'entree du diffuseur [D1]	162	[ mm]
2	Diamètre sortie du diffuseur [D2]	105.3000	[mm]
3	Diamètre dentree de la roue [D2']	101.5000	[ mm]
4	Diamètre intérieur sortie de la roue ...	29.5000	[ mm]
5	Diamètre extérieur sortie de la roue...	88.3000	[ mm]
6	Béta[B1]	53.7000	[degré]
7	Béta[B2]	11.4000	[degré]
8	alpha[1]	51.2000	[degré]
9	alpha[2]	31.7000	[degré]
10	distance entre carénage rotatif et ...	0.5000	[mm]
11	Nombre des aubes dans la roue[n2]	12	[ ]
12	Nombre des aubes dans le Diffuse...	17	[ ]

Tab (IV.4) : Dimensions de la turbine et les conditions d'admission.

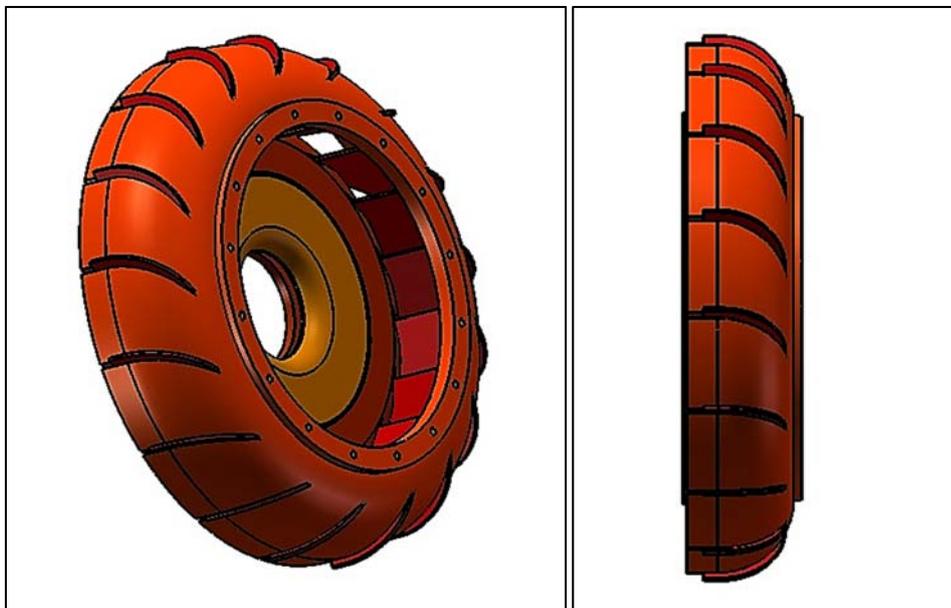
Les caractéristiques et les performances telles que les pressions, vitesse, Température, nombre de mach sont donnés dans le tableau (IV.4), pour les différentes stations de compresseur.

Station	Entrée Diffuseur	Sortie Diffuseur	Entrée de Roue	Sortie de Roue
	1	2	2'	3
Area[m <sup>2</sup> ]	0.0092	0.0060	0.0050	0.0054
P0 [KPa]	481.3867	481.3867	481.3867	305.5886
T0[K]	1100	1050	1039	945.7405
P [KPa]	280.9062	361.7565	287.3849	293.8724
T [K]	999.6681	979.7037	949.2576	935.2356
C,Vitess Abs [m/s]	449.0737	539.2926	550.4472	145.3096
M,Abs	0.7086	0.8596	0.8913	0.2370
W,Vitess relative [m/s]	0	0	428.2131	285.0035
M,rel	0	0	0.6934	0.4649
U, vitesse dentrainement [m/s]	0	0	422.5049	245.1777

**Tab (IV.5) : Résultats de l'analyse thermique et aérodynamique.**

Ce tableau représente les différents résultats de programme n2 pour chaque station de la turbine roue et diffuseur de notre moteur, ces résultats telles que la section [**area**] la pression totale [**P0**] et statique [**P**], la température totale [**T0**] et statique [**T**], les vitesses absolue [**C**], relative [**W**], et la vitesse d'entraînement de la roue [**U**].

### B) la conception de la turbine



**Figure (IV.7) : diffuseur turbine**

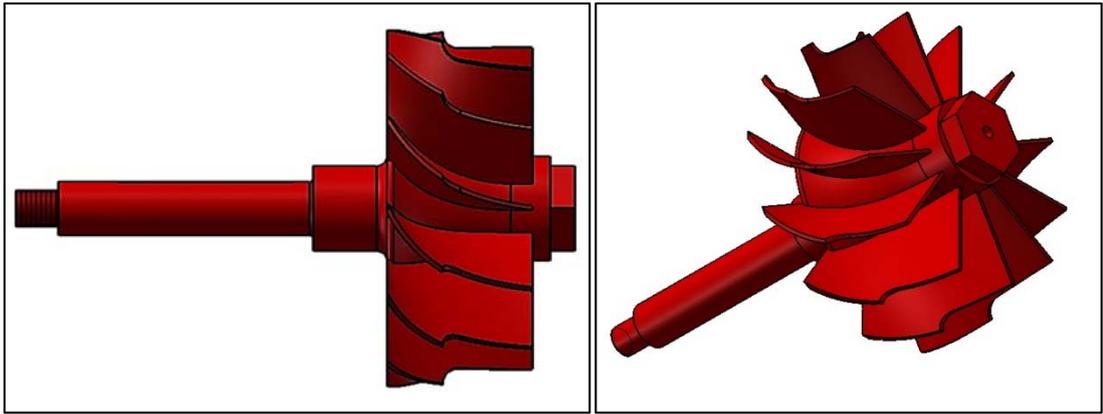


Figure (IV.8) : roue turbine

#### IV.2.4/ Le dimensionnement et la conception de la Tuyère d'éjection

##### A) Le dimensionnement de la Tuyère d'éjection

Les caractéristiques et les performances telles que les diamètres, la vitesse d'éjection, nombre de mach à la sortie, La poussée spécifique, La consommations spécifique, sont présenté dans le Tableau (IV.5), pour la Tuyère d'éjection.

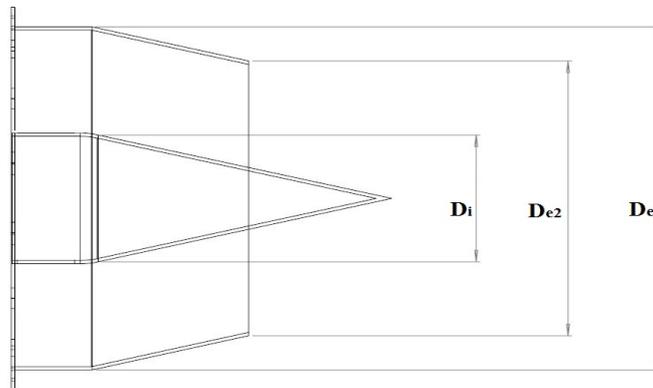


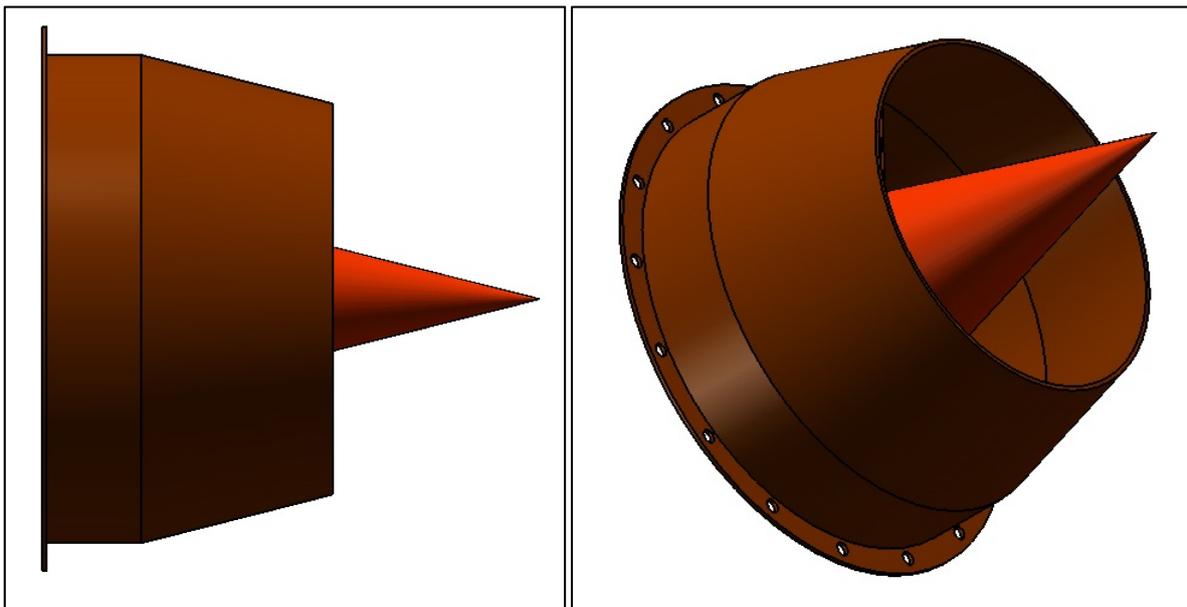
Figure (IV.9) : les différentes stations de la tuyère d'éjection.

	Parametre	Tuyère d'éjection	Unité
1	Diamètre extérieur [De]	105	[ mm]
2	Diamètre extérieur2 [De2]	84	[ mm]
3	Diamètre intérieur [Di]	39	[ mm]
4	vitesse à la sortie de la Tuyère d'éjection	577.3408	[ m/s]
5	Nombre de Mach	0.9030	[son unité ]
6	La poussée spécifique [Fs]	562.5482	[Newton ]
7	La Consommation spécifique [Cs]	36.4457	[(mg/s)/N ]

**Tab (IV.6) : Résultats de l'analyse thermique et aérodynamique.**

Ce tableau représente les différents résultats de **programme n2** pour la tuyère d'éjection de notre moteur, ces résultats telles que les diamètres, nombre de mach d'éjection, la vitesse d'éjection, la poussée spécifique [Fs], et la consommation spécifique [Cs].

### B) la conception de la Tuyère d'éjection



**Figure (IV.10) : Tuyère d'éjection**

### IV.2.5/ Le dimensionnement et la conception de l'arbre

Chaque étude de conception, quel que soit son domaine d'utilisation, une étude R.D.M s'impose, et cela pour vérifier la fiabilité des éléments à construire et celle de leur assemblage

En ce qui concerne la construction mécanique, cette étude est plus rigoureuse et plus approfondie quand il s'agit d'un ensemble tournant va que les risques de déformation ou de rupture de l'élément en statique s'amplifient considérablement en dynamique.

Dans ce cas nous allons vérifier la fiabilité de notre ensemble : arbre de transmission, roue compresseur et roue turbine.

Pour bien spécifier les différentes longueurs et les différents diamètres de notre arbre, une esquisse est représentée ci-dessous :

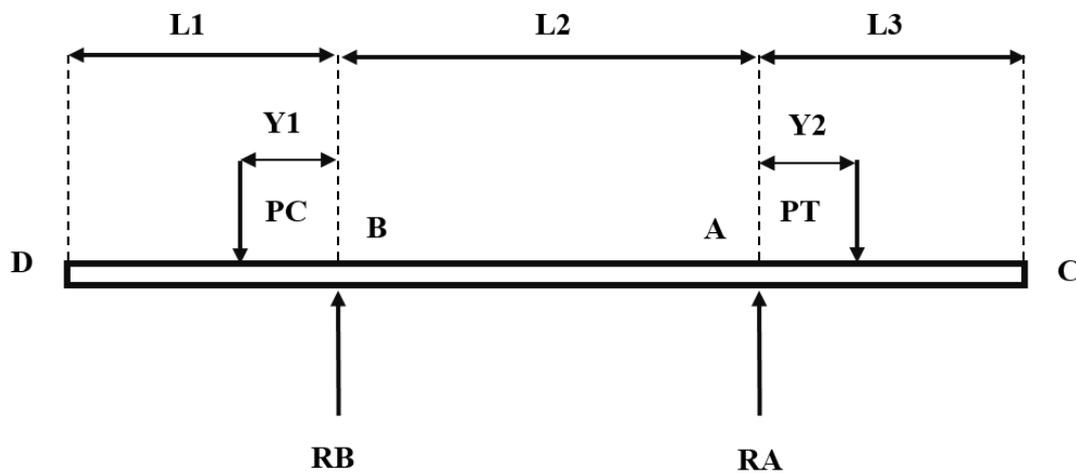


Figure (IV.11) : longueurs de chaque tronçon.

Notre arbre se divise en six zones différenciées par leurs longueurs et leurs diamètres. Les trois zones représentant des cylindres de diamètre  $d$  et longueur  $L$

#### a) Etude Statique

Pour l'étude statique on suppose que les poids de la roue compresseur et celle de la roue turbine sont appliqués aux centres de gravité de celles-ci, et que le poids de l'arbre est considéré comme une charge répartie tel que :

**-Calcul des réactions aux appuis**

A l'équilibre des forces on a :

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \quad (4-7)$$

Donc on a :

$$R_A + R_B = P_C + P_T \quad (4-8)$$

$$\sum \vec{M}_A = \vec{0}$$

$$P_C \cdot Y_2 - P_T(Y_1 + I_2) + R_A \cdot I_2 = 0$$

De (4-8) on a

$$R_A = \frac{P_T(Y_1 + I_2) - P_C \cdot Y_2}{I_2} \quad (4-9)$$

Et de (4-7) on a

$$R_B = P_T + P_C - R_A \quad (4-10)$$

A partir de l'équation (4-9) et (4-10) on trouve  $R_A$  et  $R_B$

$$R_A = 9.352 \text{ N}$$

$$R_B = 1.73 \text{ N}$$

### -Calcul de l'effort tranchant et du moment fléchissant

On a utilisé le logiciel **RDM6** pour déterminer les efforts tranchants et les moments fléchissants appliqués le long de l'arbre, les résultats sont présentés dans la Figure (IV- 10).

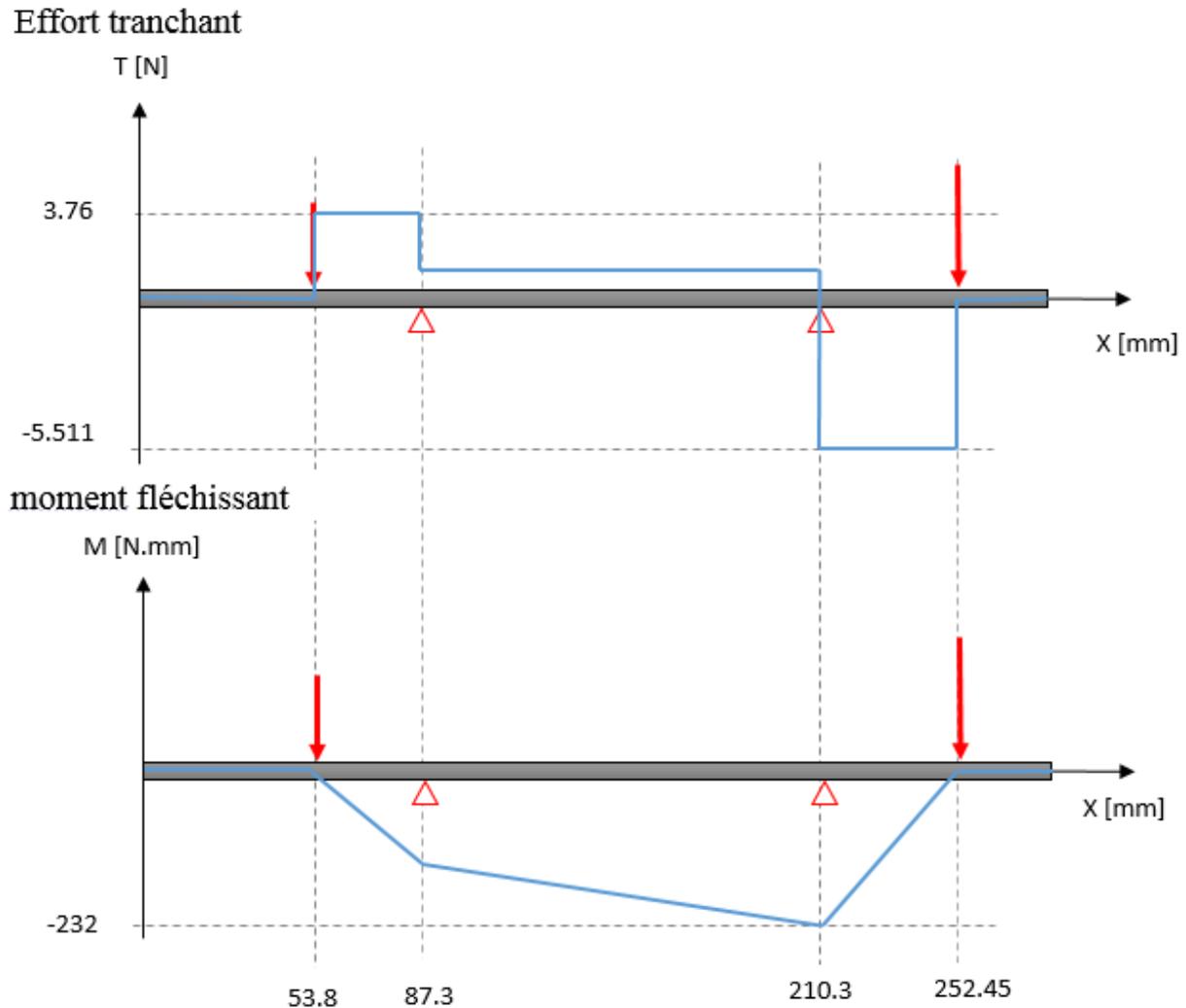


Figure (IV.12) diagramme des efforts tranchants et le moment fléchissant.

Et pour déterminer l'effort max et le moment max, cela pour estimer la contrainte de cisaillement de notre arbre et vérifier qu'elle est bien inférieure à la contrainte max relative à la nuance du matériau de notre arbre en utilisant l'expression suivante :

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\left(\frac{I_0}{V}\right)} \leq R_{pg} \quad (4-11)$$

Sachant que  $I_0$  est le moment d'inertie polaire de l'arbre tel que :

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$$

$M_t$ : Moment de torsion.

$\tau_{max}$  : La contrainte maximale à la torsion.

$\frac{I_0}{V}$  : Module de torsion.

$V = \frac{d}{2}$  : (Avec d le diamètre de l'arbre).

$R_{pg}$  : Résistance pratique au cisaillement

Donc :

$$\frac{I_0}{V} = \frac{\pi d^3}{16} \tag{4-12}$$

Cela implique

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{t \text{ idéal}}}{\pi R_{pg}}} \tag{4-13}$$

Le moment idéal de torsion est :

$$M_{ti} = \sqrt{M_{tt}^2 + M_{f \text{ max}}^2}$$

D'après le diagramme des moments en tire la valeur de moment. Et pour calculer le moment de torsion de turbine est calculé d'après la relation suivante.

$$M_{tt} = \frac{P_c}{\omega \cdot \eta_m} \tag{4-14}$$

♦  $\eta_m$  : Le rendement mécanique est estimé à 0.98

D'après les calculs on trouve les valeurs des moments illustré dans le tableau suivant:

Moment de flexion <b>Mt</b>	232 N.mm
Moment de torsion du turbin <b>Mtt</b>	55384.41 N.mm
Moment de torsion idéal <b>Mti</b>	55384.89 N.mm

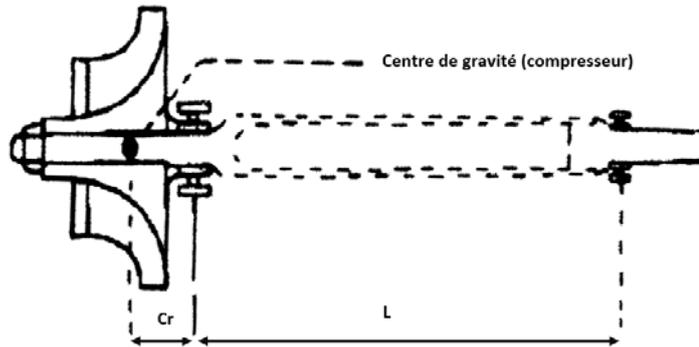
**Tableau (IV.7) : les valeurs des moments.**

**b) Etude dynamique**

Dans ce qui suit, on va estimer la pulsation critique de notre ensemble tournant, pour cela on va devoir calculer le régime critique de chaque élément indépendamment et déterminer par la suite de l'assemblage.

**-Compresseur :**

La pulsation critique de la roue compresseur est donnée par l'expression suivante :

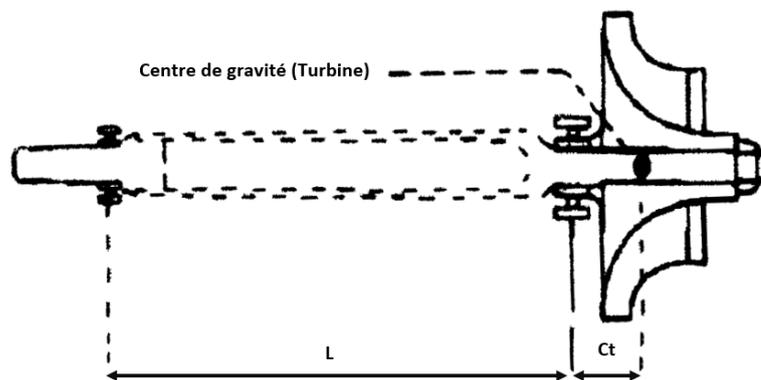


**Figure (IV.13) : longueurs de Compresseur.**

$$\omega_r = \sqrt{\frac{3E_r I_c}{m(L + C_c). C_c^2}} \tag{4-15}$$

**-Turbine**

D'une manière identique à la roue compresseur on a :

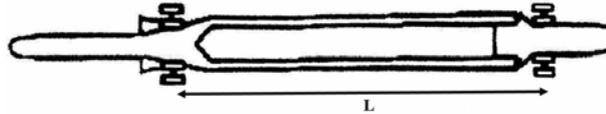


**Figure (IV.14) : longueurs de Turbine.**

$$\omega_t = \sqrt{\frac{3E_t I_t}{m(L + C_t). C_t^2}} \tag{4-16}$$

**-Arbre**

La pulsation critique de l'arbre est estimée par la formule suivante



**Figure (IV.15) : longueurs de l'arbre.**

$$\omega_a = \frac{2.47}{I_a^2} d_a \sqrt{\frac{E_t}{\rho}} \tag{4-17}$$

**-Ensemble**

On estime la pulsation critique de l'ensemble en utilisant une formulation similaire à celle de l'assemblage des capacités électrique en d'autres termes :

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_t^2} + \frac{1}{\omega_r^2} + \frac{1}{\omega_a^2}$$

Cela implique que :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{\omega_t^2 \cdot \omega_r^2 \cdot \omega_a^2}{\omega_r^2 \cdot \omega_a^2 + \omega_t^2 \cdot \omega_a^2 + \omega_t^2 \cdot \omega_r^2}} \tag{4-18}$$

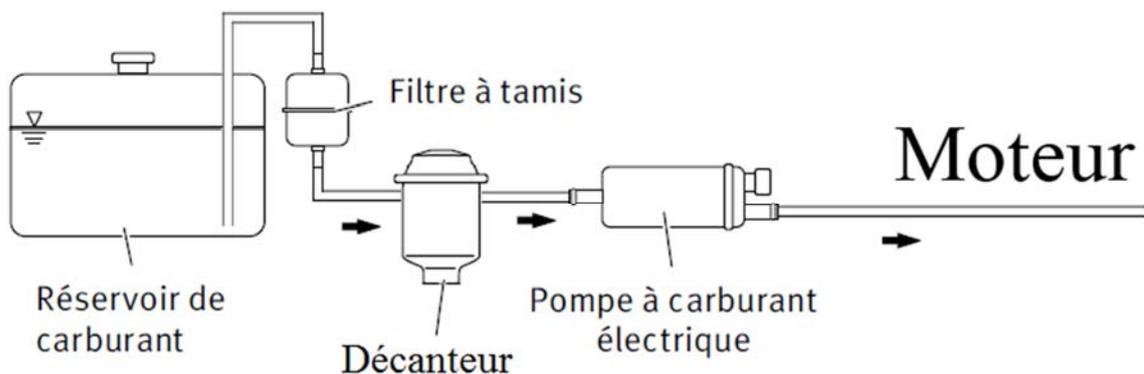
	C, L(m)	I (kg.m <sup>2</sup> )	E (n/m <sup>2</sup> )	D (m)	masse (kg)	ω (rd/s)	ω (tr/min)
<b>Arbre</b>	0,123	3,67E-05	2,00E+11	0,0169	0,613	1,54363E+11	1,47417E+12
<b>Turbine</b>	0,16515	3,32E+00	2,00E+11	0,1015	0,5693	109193795	1042800742
<b>compresseur</b>	0,1565	3,16E-04	6,90E+10	0,122	0,384	985016,6447	9406908,956
<b>Ensemble arbre turbine compresseur</b>						984976,5692	9406526,236

**Tableau (IV.8) : les valeurs de pulsation critique pour chaque élément.**

Le régime de fonctionnement de notre moteur et au voisinage de **79500 tr/mn**, qui est très loin de la valeur critique de notre ensemble, qui est **9406526,236 tr/mn**, donc notre machine peut fonctionner en toute sécurité, car le risque de détérioration des pièces tournantes par la vitesse élevée est pratiquement nul.

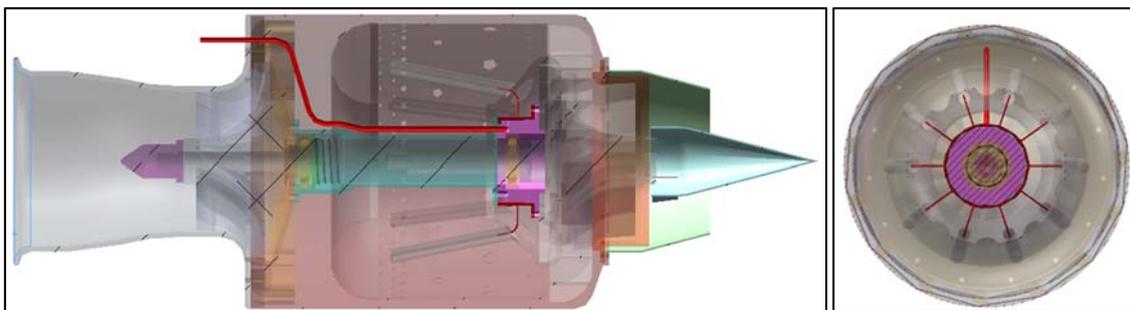
### IV.3. /Circuit de carburant

Dans un moteur le circuit de carburant est un facteur important pour assurer le bon fonctionnement de notre moteur, et pour assurer la bonne alimentation de notre moteur en kérosène, il faut qu'il soit propre et ne soit pas mélanger avec l'eau et les impuretés, et pour cela il faut équiper notre circuit d'alimentation avec des éléments qui assurant ces critère, comme le montre la **figure(IV.13)**.



**Figure (IV.16) : Circuit de carburant.**

La pompe électrique qui va pressuriser le carburant liquide stocké dans le réservoir, avant que le kérosène arrivé à la pompe, il passe par un filtre à tamis et après un décanteur son rôle est de débarrasser le carburant de la présence éventuelle d'eau, a fin d'arrivé à la pompe en état propre pour alimenter le moteur en toute sécurité.



**Figure (IV.17) : Circuit carburant interne.**

Le kérosène arrive à l'entrée du moteur avec un débit **0.0163kg/s** entre dans le canal principal son diamètre est **2,2mm** qui va le acheminée vers la rampe d'injection qui va le distribué ver les dix injecteurs qui équipe notre chambre de combustion, comme le montre la Figure (IV.14), le débit est valorisé de **0.00163kg/s** pour chaque injecteur.

Le kérosène va se vaporise a conséquence de la haute température provient de chambre de combustion par conduction et convection.

#### IV.4. /Système d'allumage électrique

L'allumage a pour rôle de provoquer la combustion du mélange gazeux dans l'allumeur de la chambre de combustion. Dans un système d'allumage classique un faible courant est délivré par la batterie à la bobine, lorsque l'interrupteur d'allumage est enclenché La bobine convertit ensuite ce courant en un courant à haute tension (de l'ordre de 10 000 volts), qui est envoyer ver la bougie de l'allumeur. La bougie produit alors une étincelle qui enflamme le mélange d'air et de carburant.

Le circuit d'alimentation électrique est le même pour les moteurs, il comporte les éléments suivant :

- Alimentation électrique (12 V DC).
- Une bobine électrique 12 v.
- Une bougie d'allumage.
- Une plaque électronique d'allumage commandée.

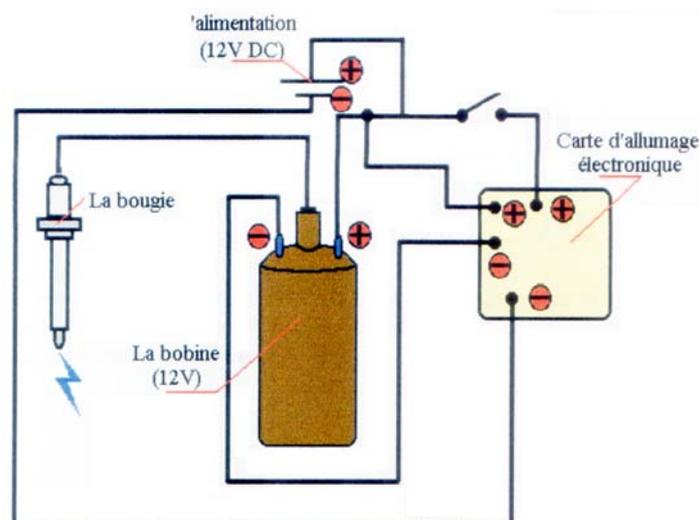


Figure (IV.18) : Schéma synoptique du circuit d'alimentation électrique



## CONCLUSION GENERALE

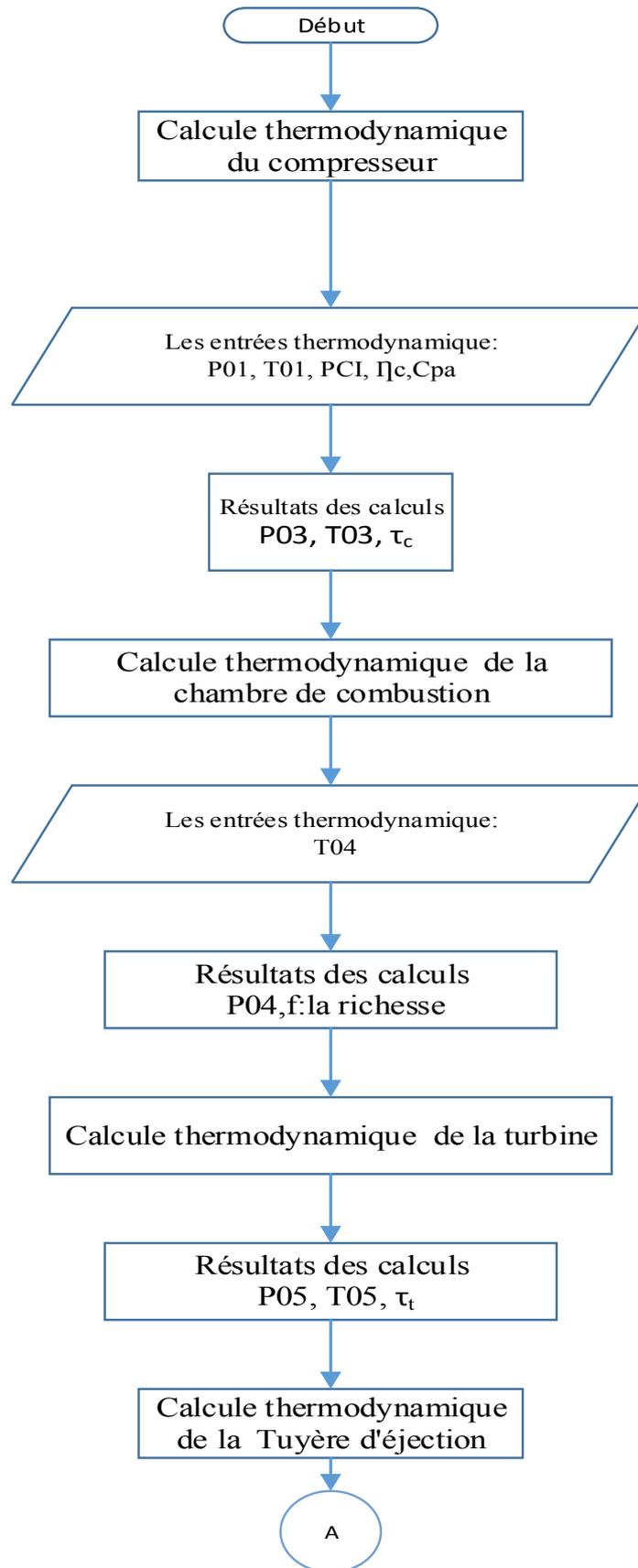
---

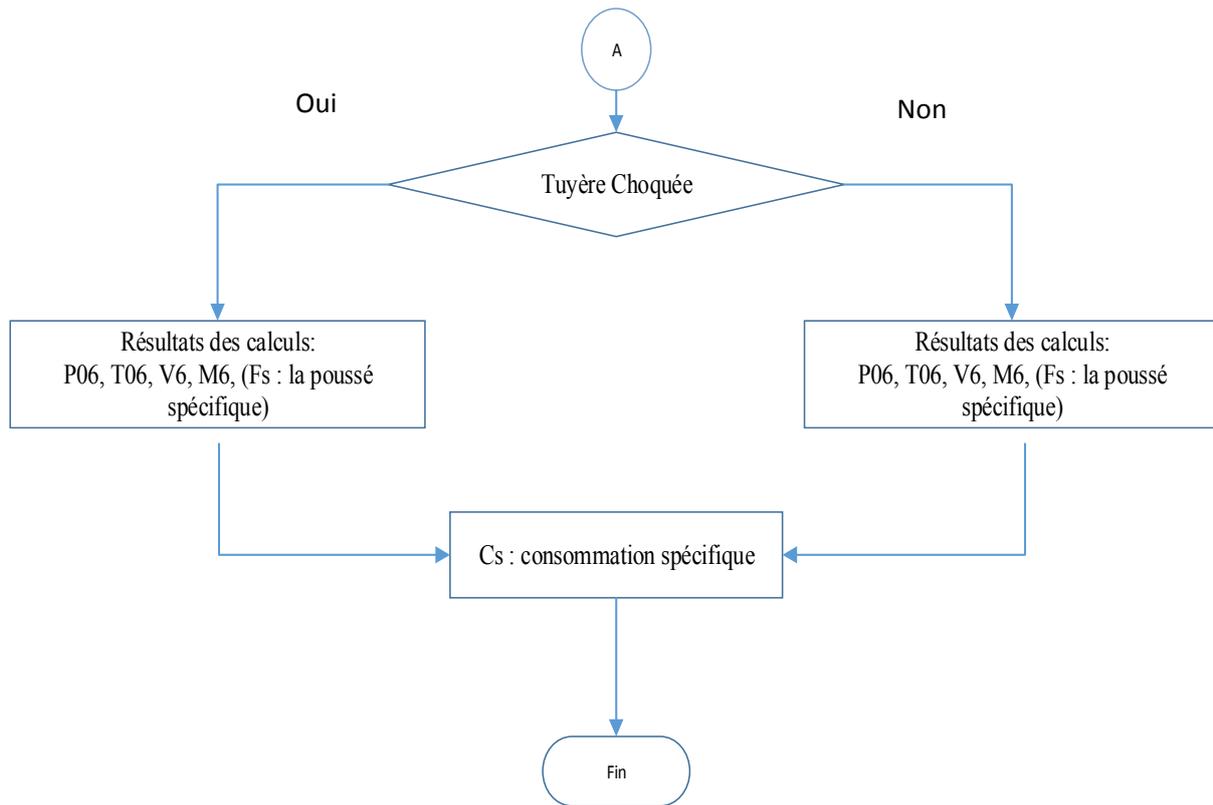
Dans notre thèse, on a fait l'étude et la conception d'un micro-turboréacteur, des formule thermodynamique a servi de plateforme pour écrire un programme qui calcule les différents paramètres du moteur, et pour la conception de notre moteur une forme 3D a été conçue sous SOLID WORKS ainsi la mise en plan.

L'outil informatique été une aide importante pour l'abêtissement de ce projet pour la conception et la mise en plan ainsi que la simulation de comportement.

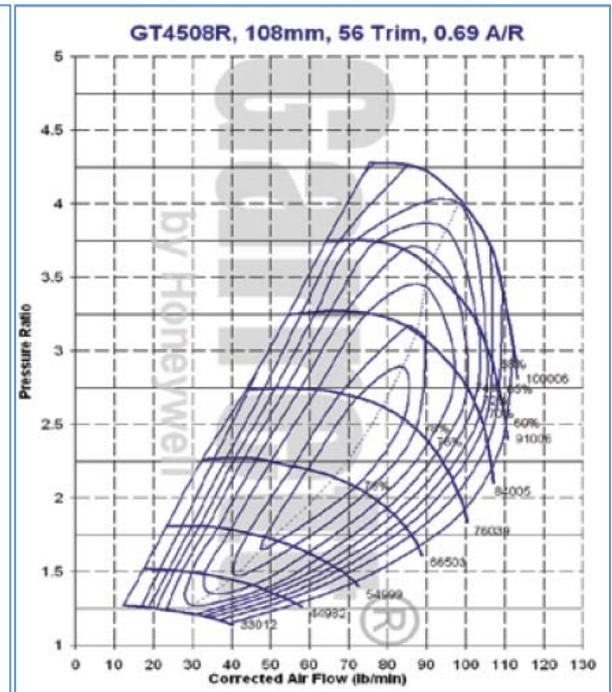
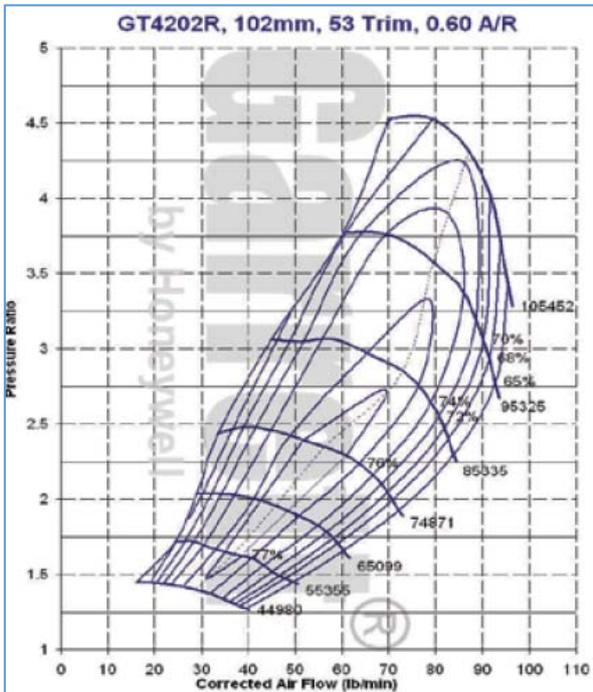
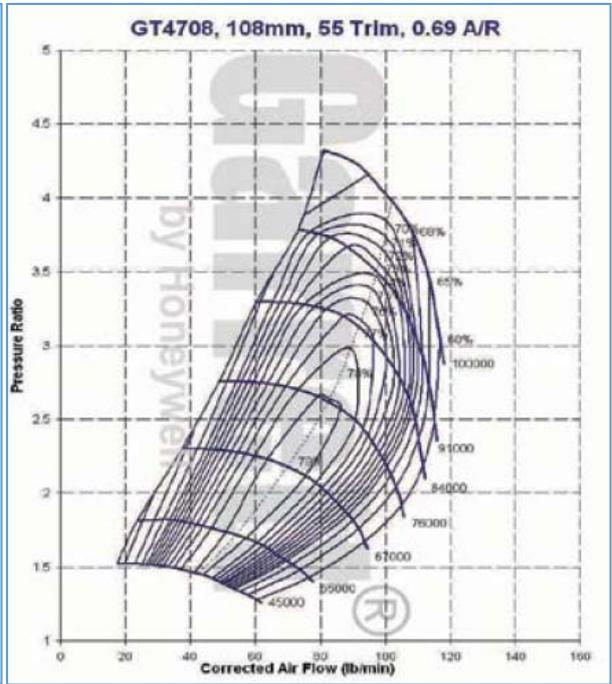
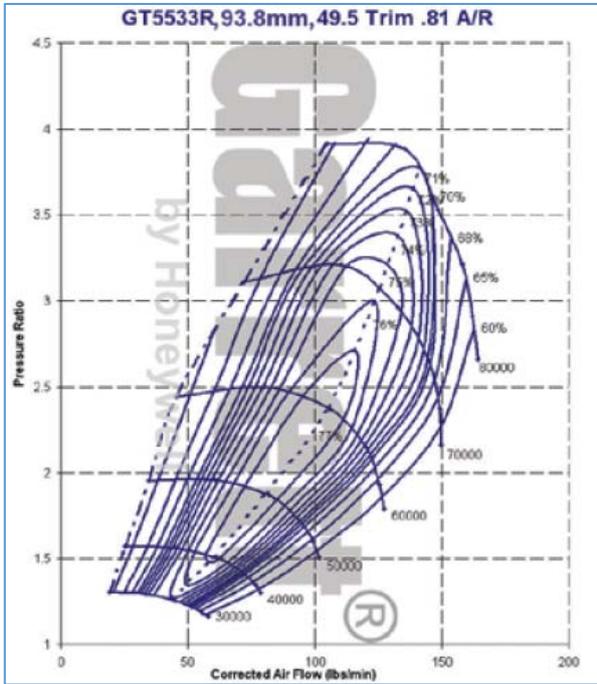
L'optimisation de la conception doit être entreprise et jointe par des études découlement et de dynamique et pour l'élaboration des procédés de fabrication il doit être joint d'une étude de méthodologie.

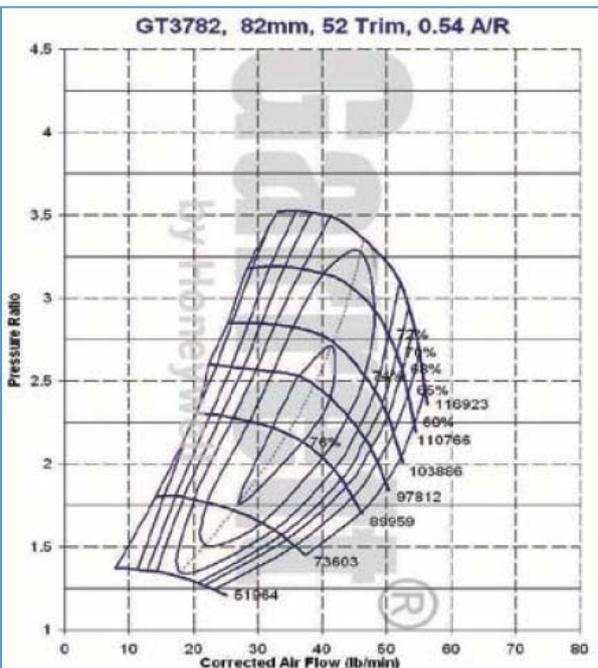
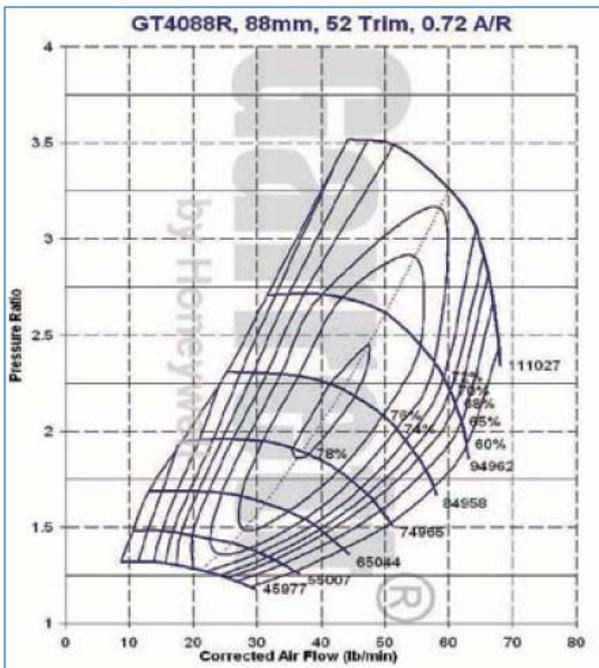
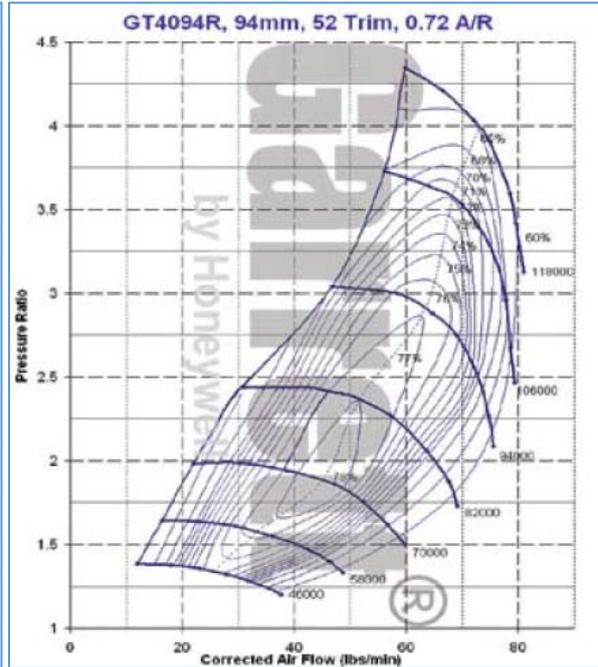
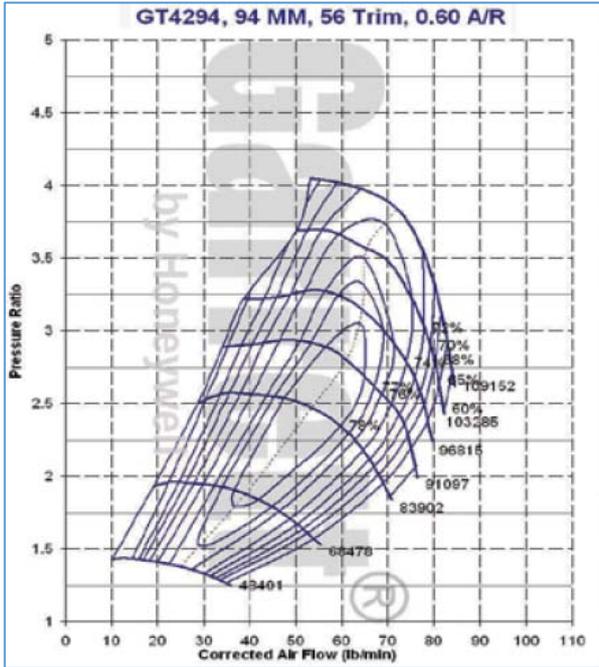
En fin nous espérons que ce modeste travail soit enrichi et amélioré par les futurs étudiants, aussi nous souhaitons que nos collègues se penchent sur des études plus poussées pour le choix des matériaux adique afin d'atteindre le but voulu.

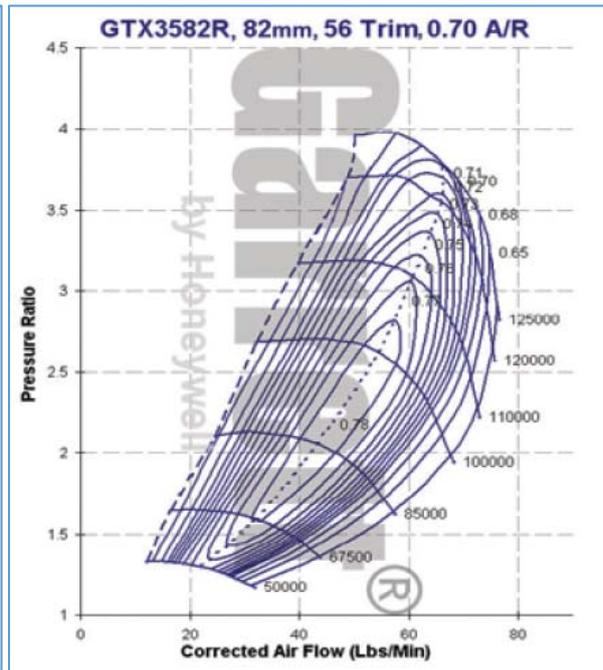
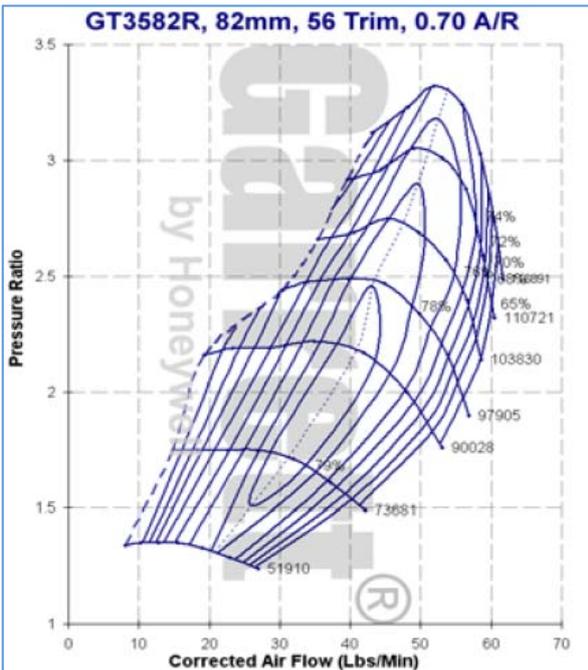
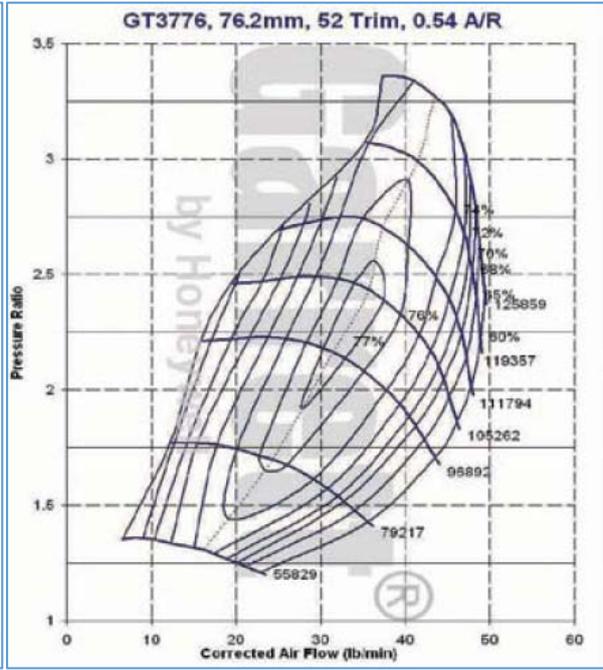
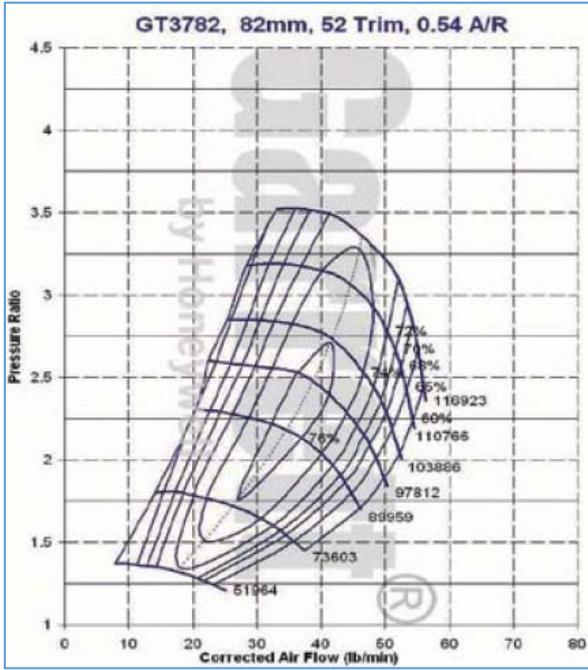


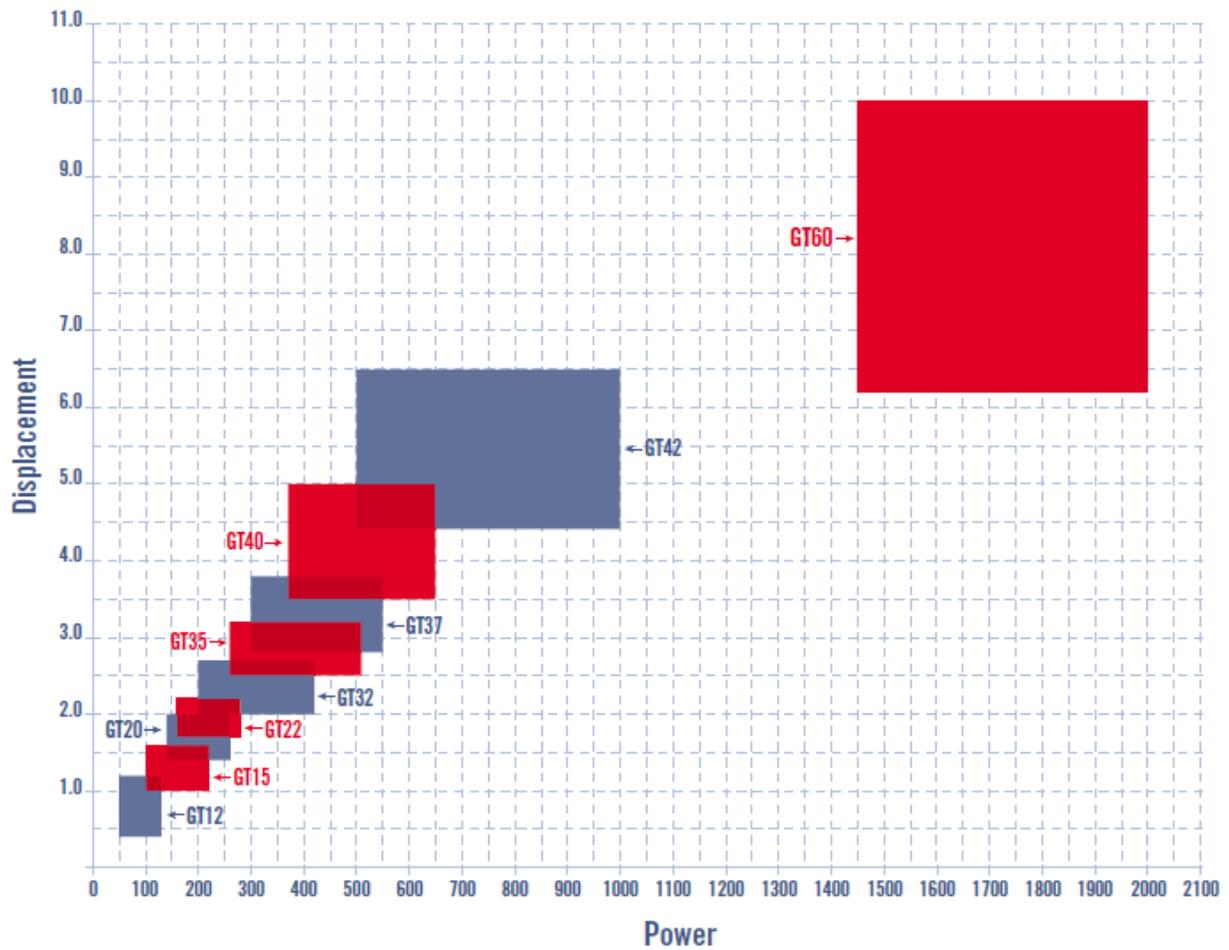
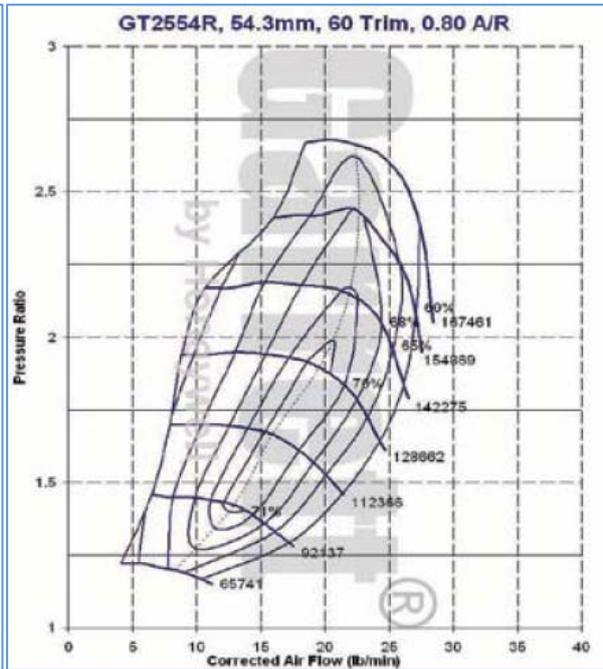
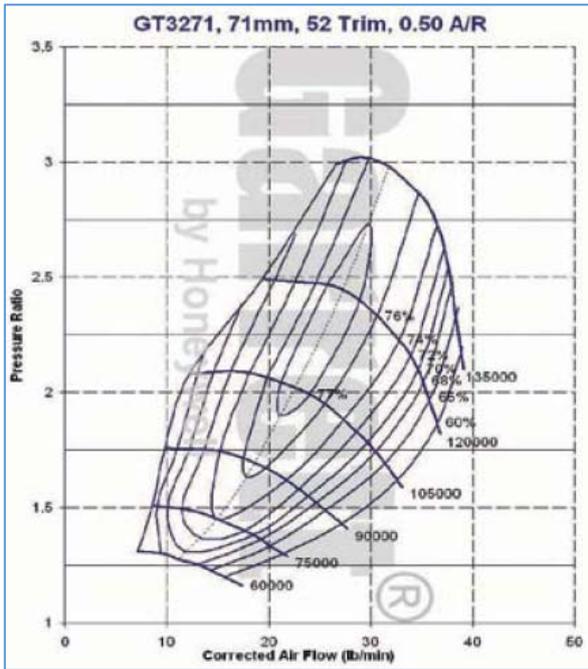


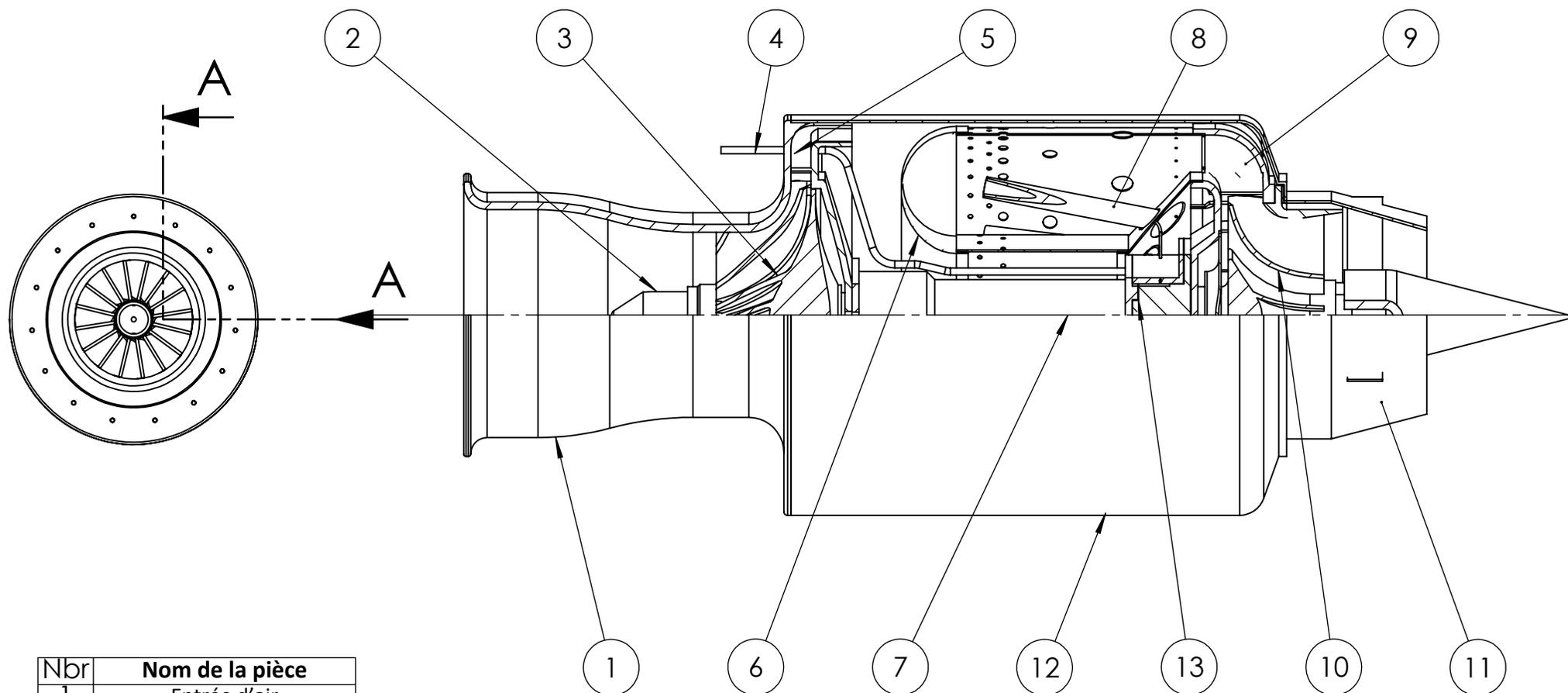
Les différentes courbes caractéristiques des compresseurs centrifuges de la série GT fabriquée par Garrett.









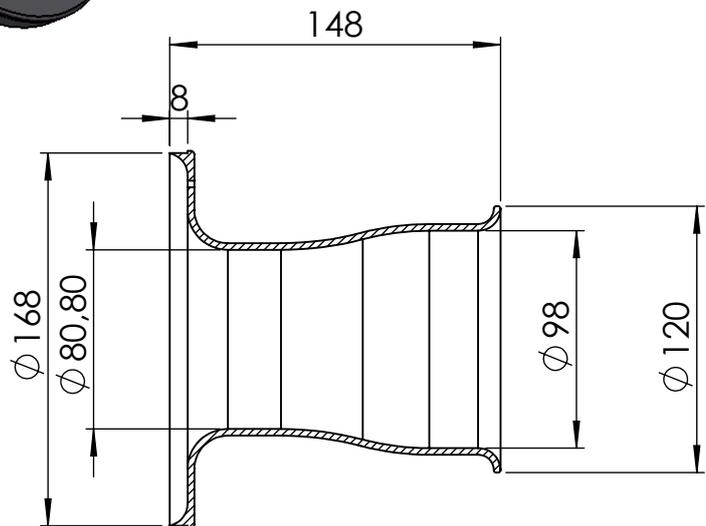
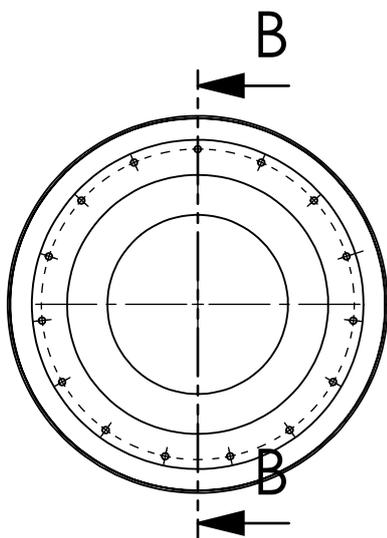
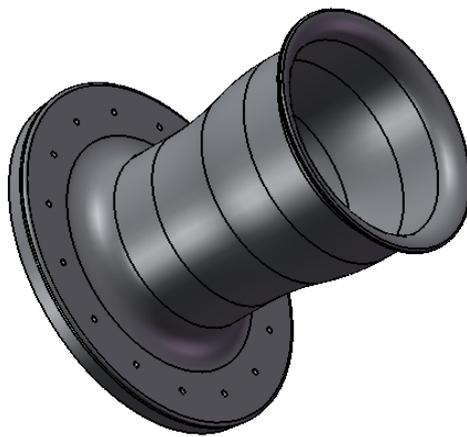
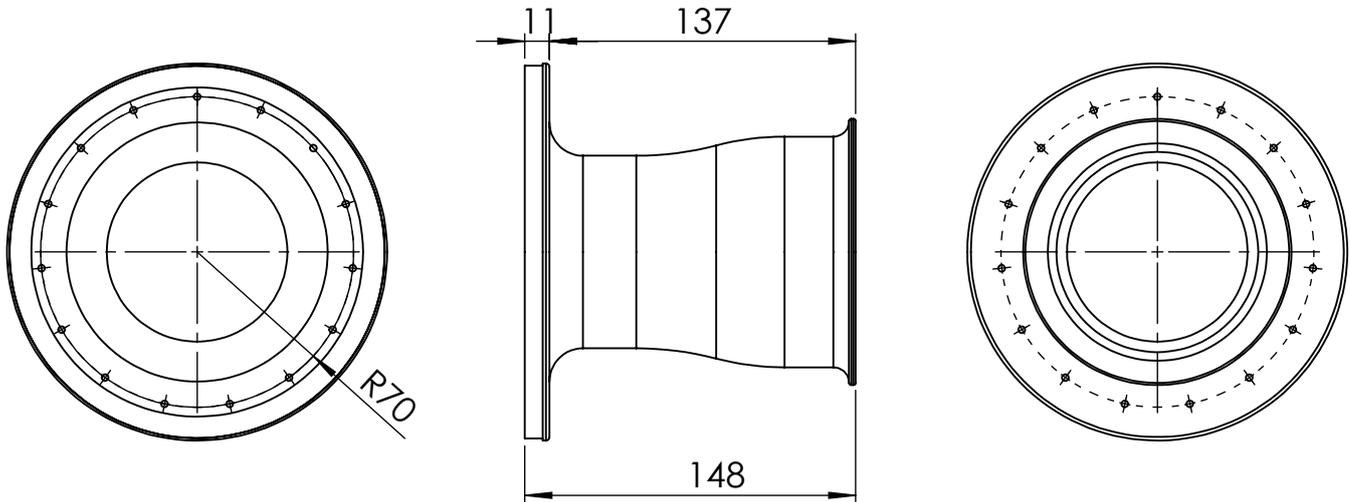


Nbr	Nom de la pièce
1	Entrée d'air
2	Nez de compresseur
3	Roue Compresseur
4	Tube de carburant
5	Diffuseur Compresseur
6	Chambre de combustion
7	L'Arbre
8	L'injecteur
9	Diffuseur Turbine
10	Roue Turbine
11	Tuyère déjection
12	Carter extérieur de moteur
13	Les paliers

COUPE A-A

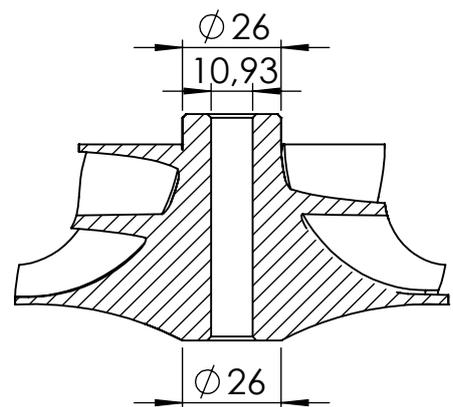
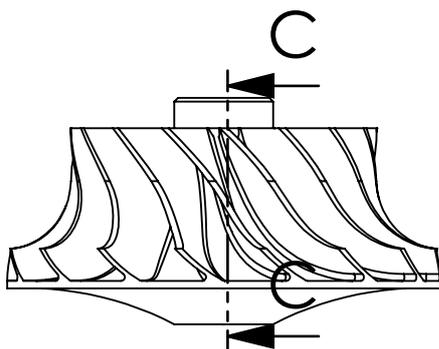
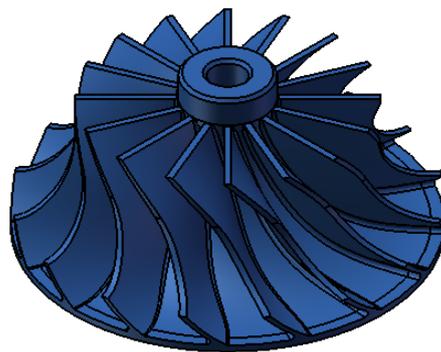
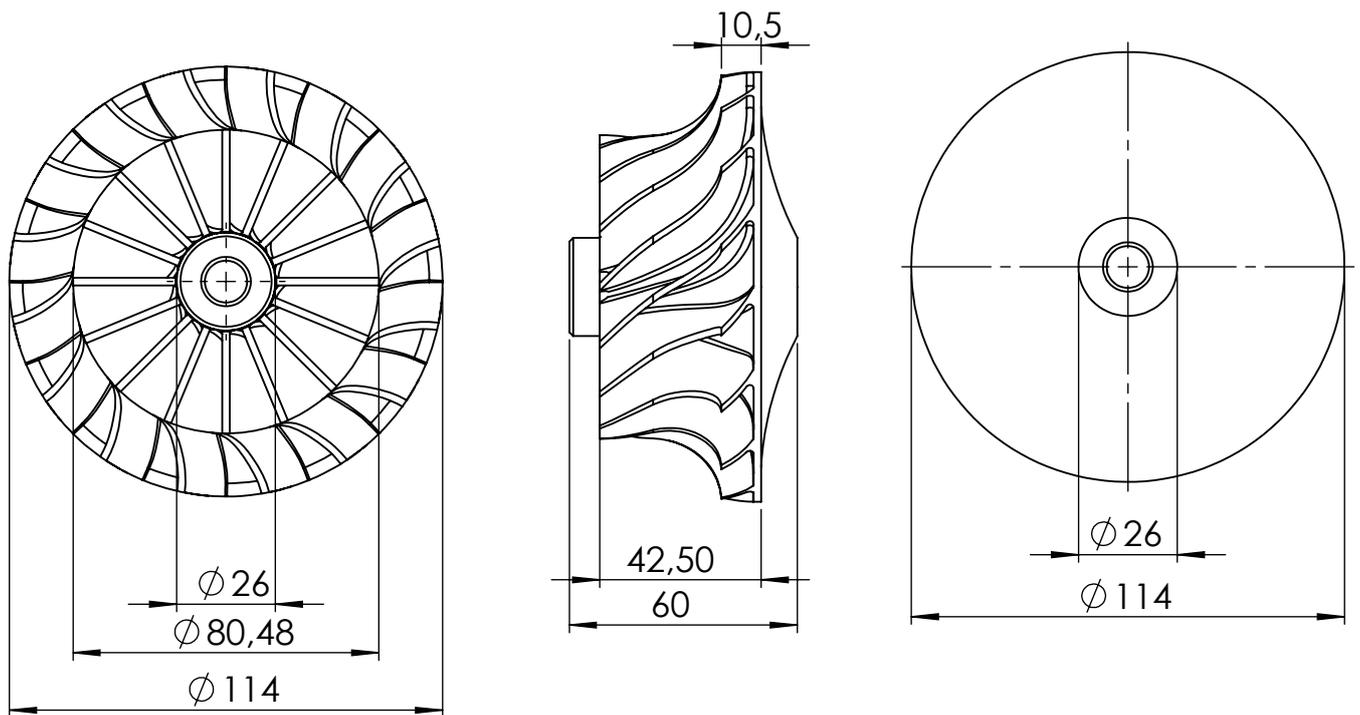
ECHELLE 1 : 2.5

Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida		Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur		Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Vue en coupe du moteur		Echelle: 1:2.5	Feuille: 1 sur 16



**COUPE** B-B  
ECHELLE 1 : 3.4

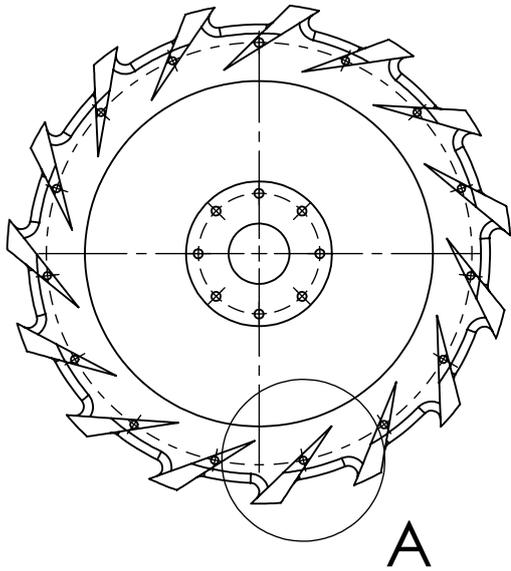
Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Entrée d'air	Echelle: 1:3.4	Feuille: 2 sur 16



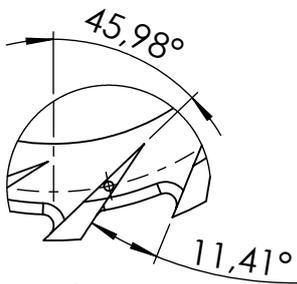
**COUPE C-C**  
ECHELLE 1 : 2

Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: LA Roue Compresseur	Echelle: 1:2	Feuille: 3 sur 16

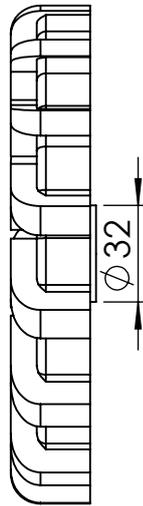
Annexe3



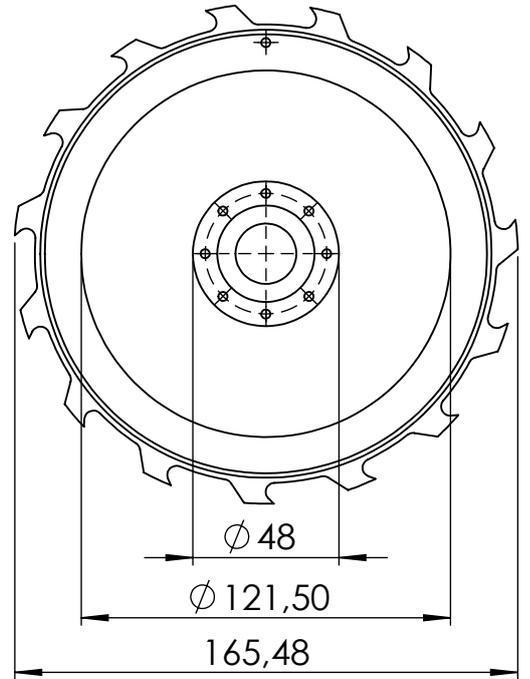
A



DÉTAIL A  
ECHELLE 1 : 2



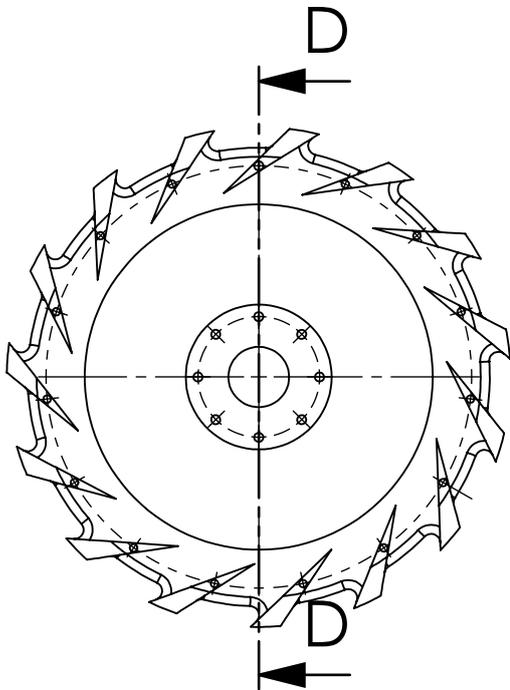
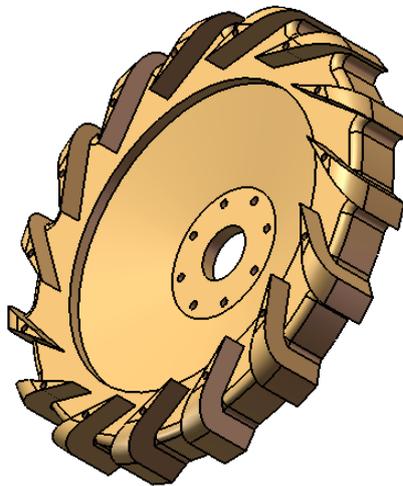
Ø 32



Ø 48

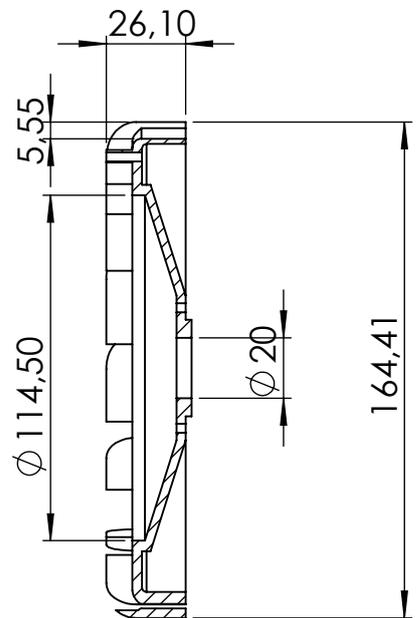
Ø 121,50

165,48



D

D

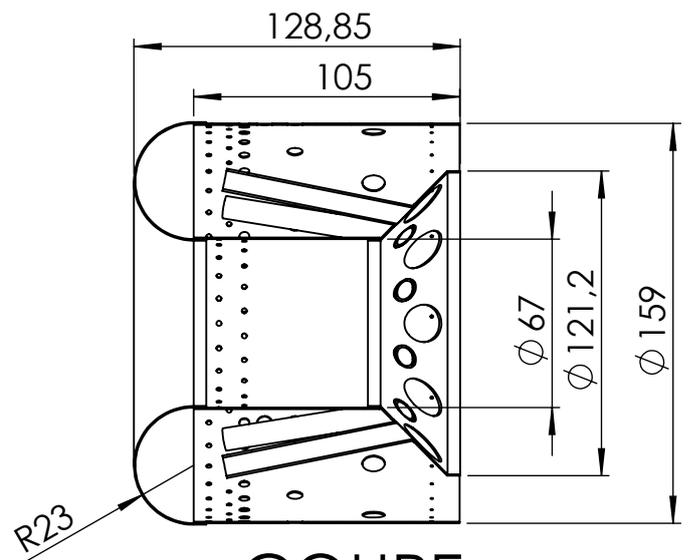
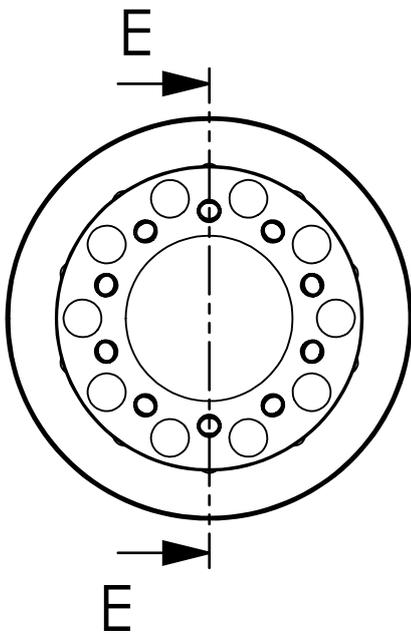
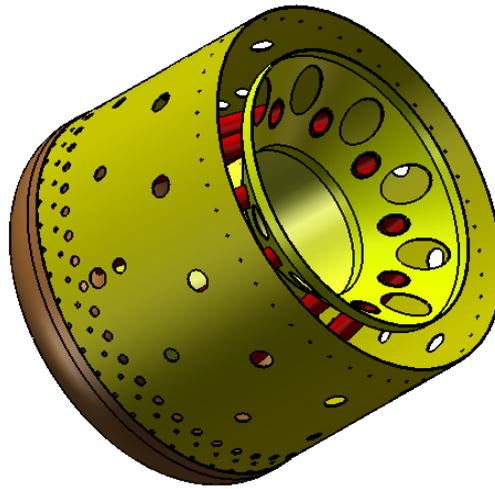
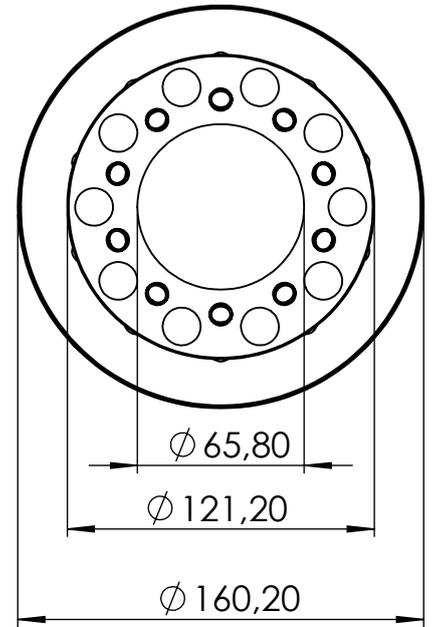
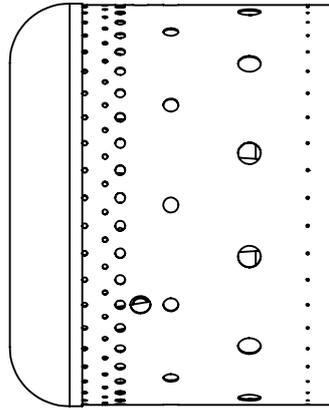
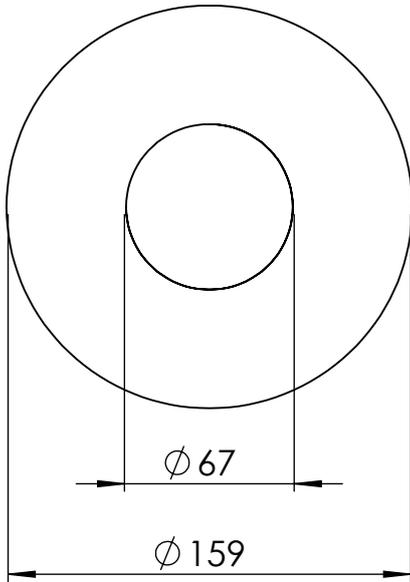


COUPE D-D

ECHELLE 1 : 2.5

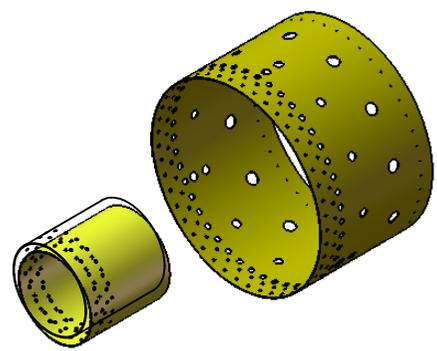
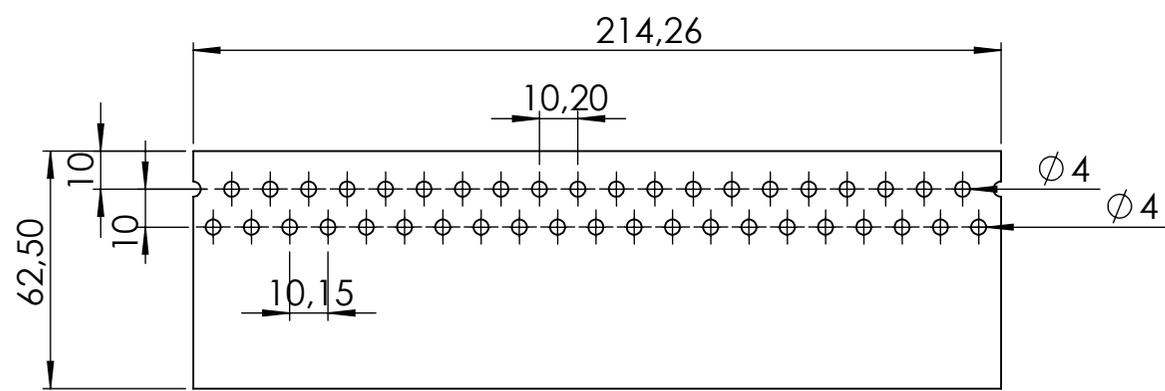
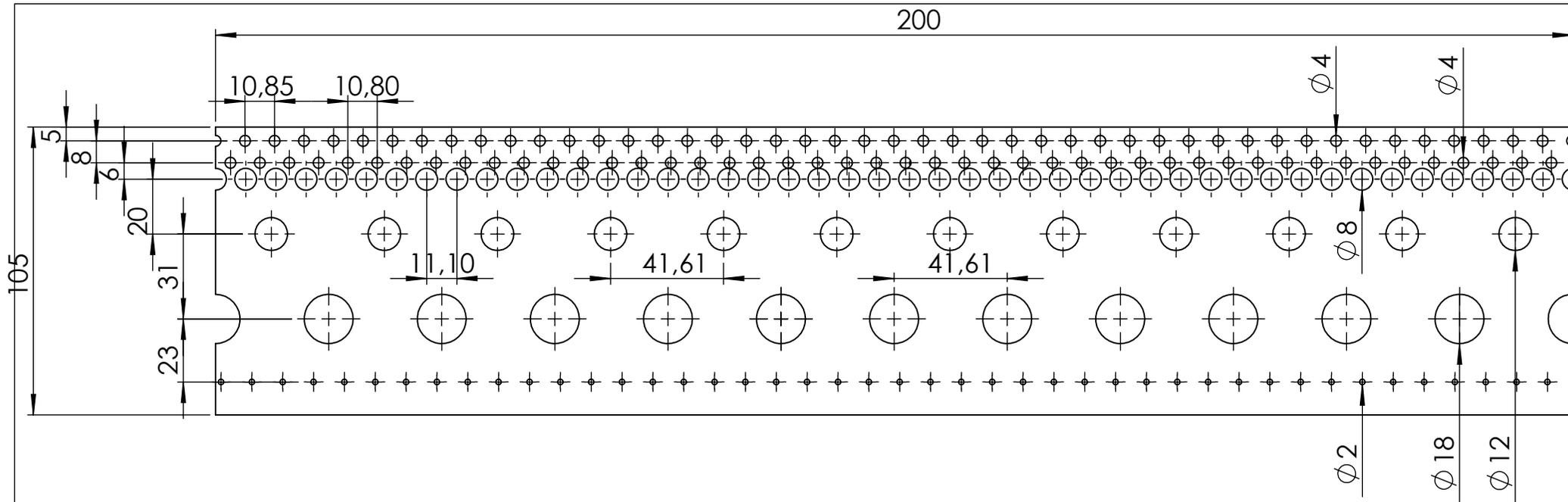
Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Diffuseur Compresseur	Echelle: 1:2.5	Feuille: 4 sur 16

Annexe3



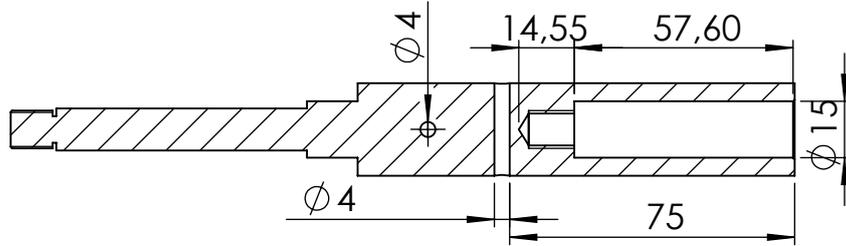
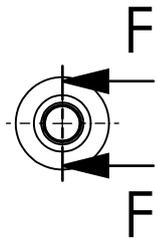
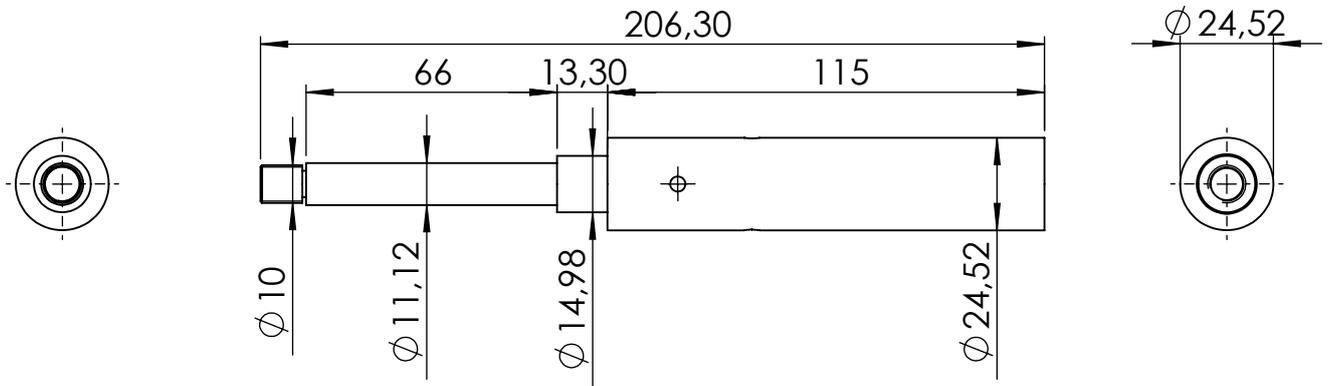
COUPE E-E  
Echelle 1 : 3

Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Chambre de combustion	Echelle: 1:3	Feuille: 5 sur 16

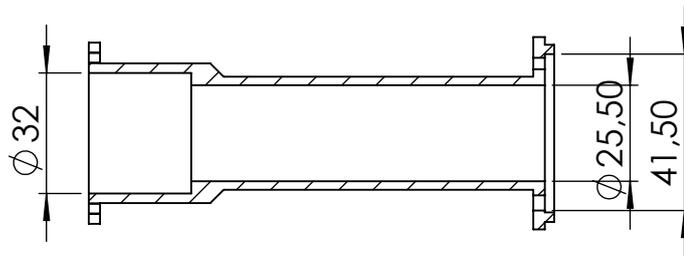
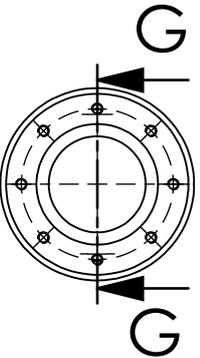
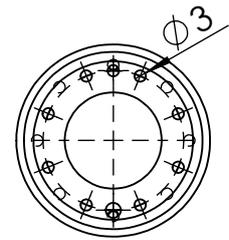
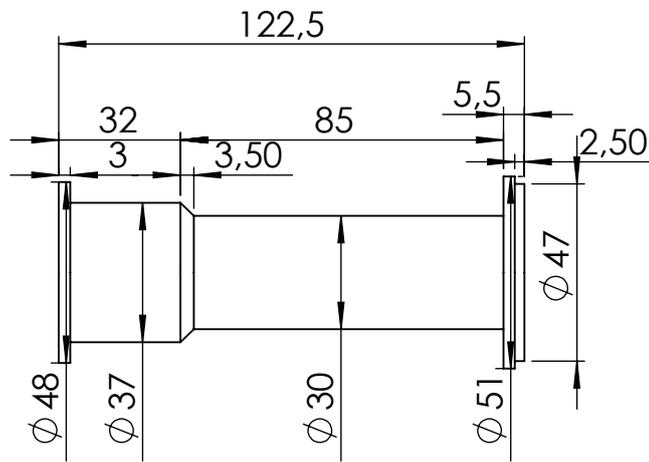
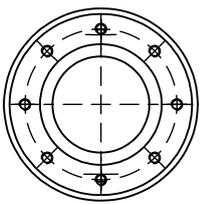


Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida		Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur		Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Chambre de combustion		Echelle: 1:2.1	Feuille: 6 sur 16

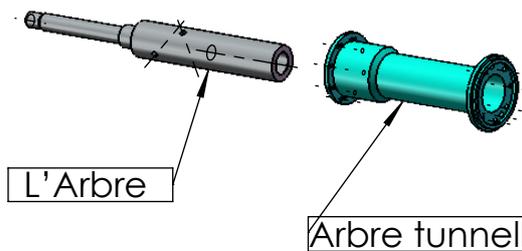
# Annexe3



COUPE F-F  
ECHELLE 1 : 2



COUPE G-G  
ECHELLE 1 : 2



Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida

Nom: Bencherchali el Mehdi

Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur

Unité: mm

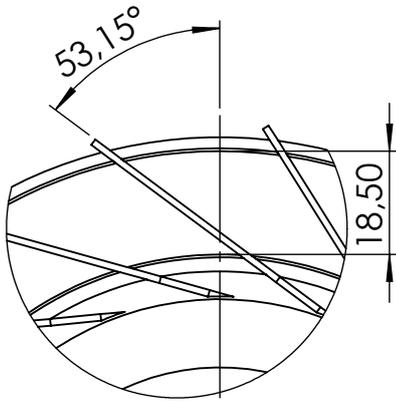
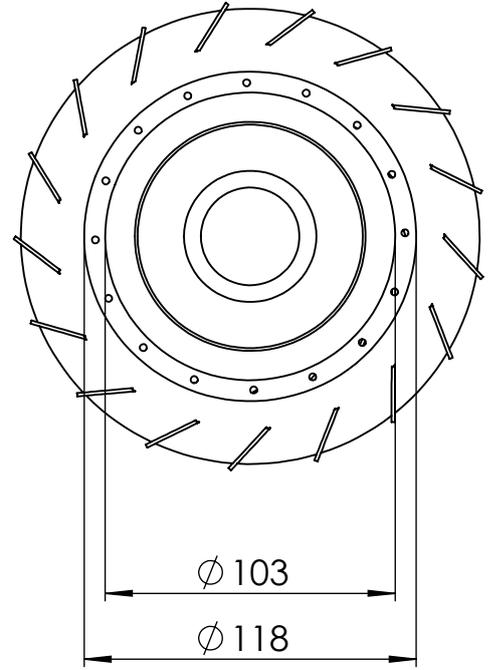
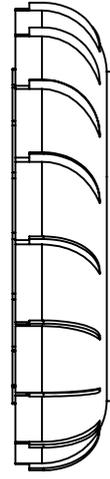
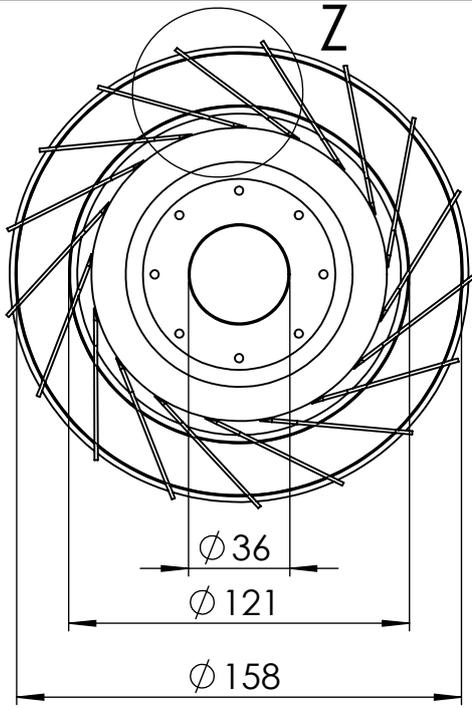
Date:  
31/05/2015

Titre: L'Arbre

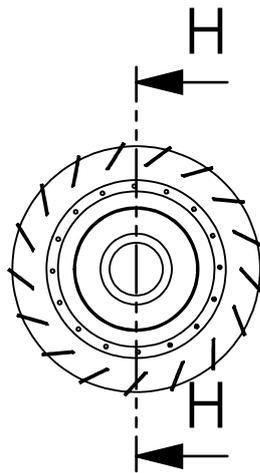
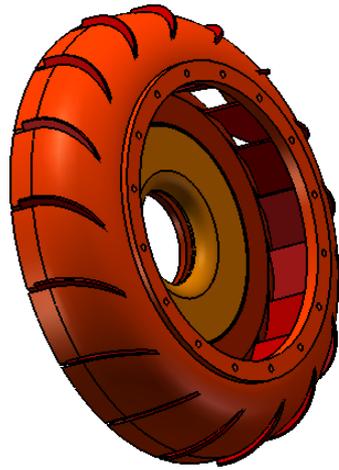
Echelle: 1:2

Feuille:  
7 sur 16

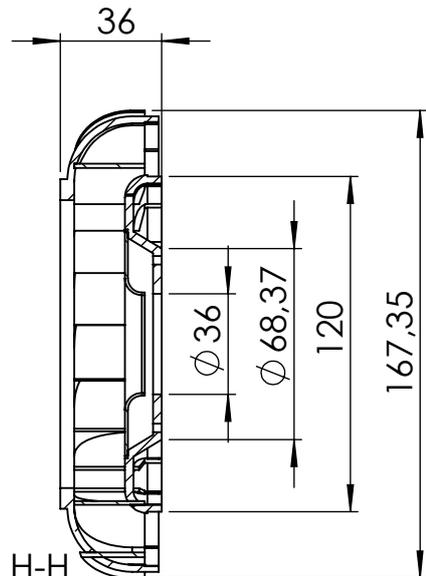
# Annexe3



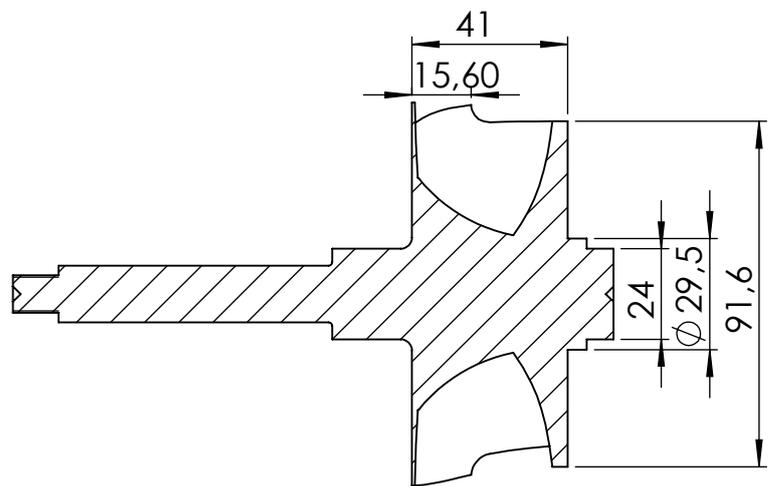
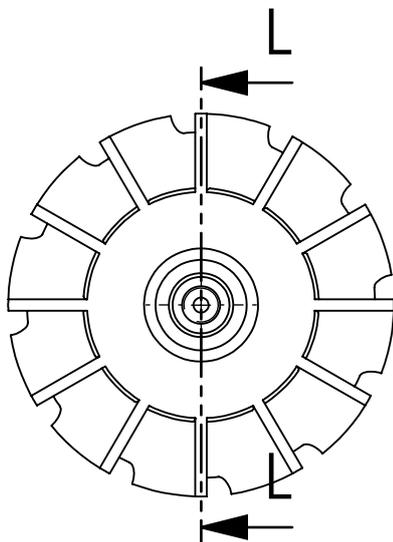
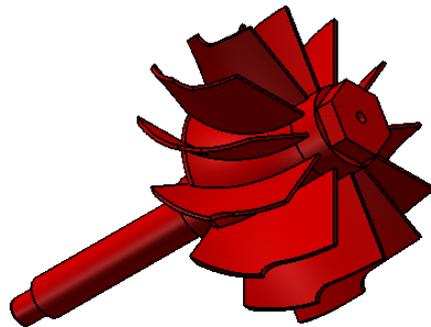
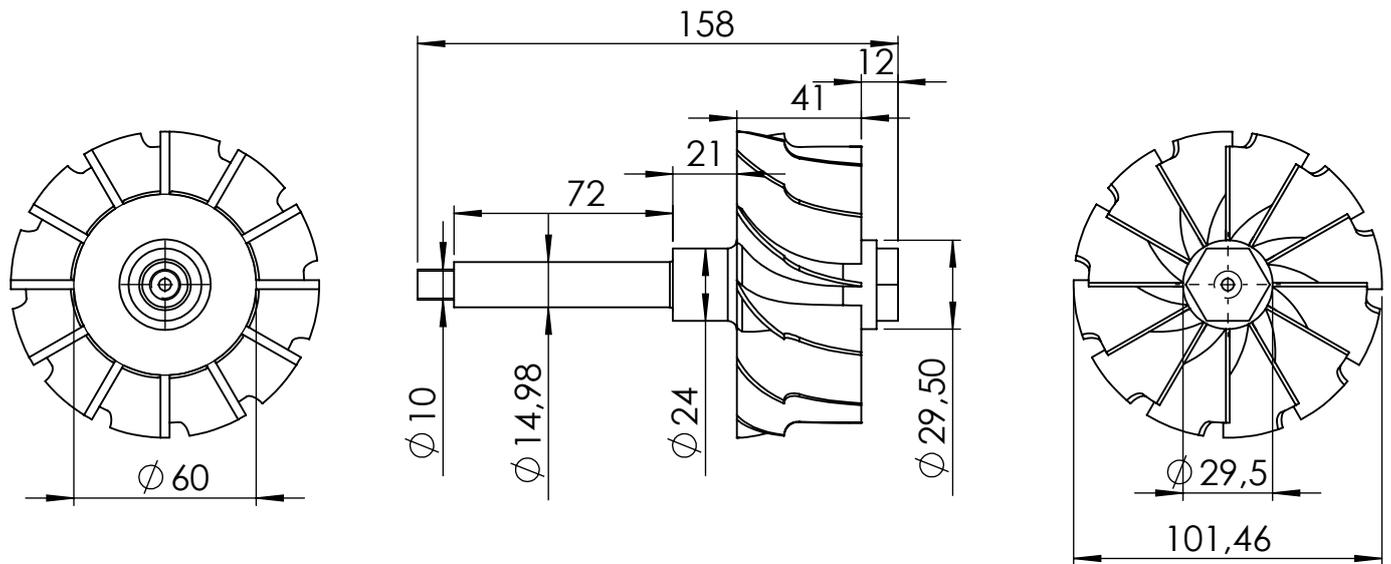
DÉTAIL Z  
ECHELLE 2 : 2.7



COUPE H-H  
ECHELLE 1 : 2.7

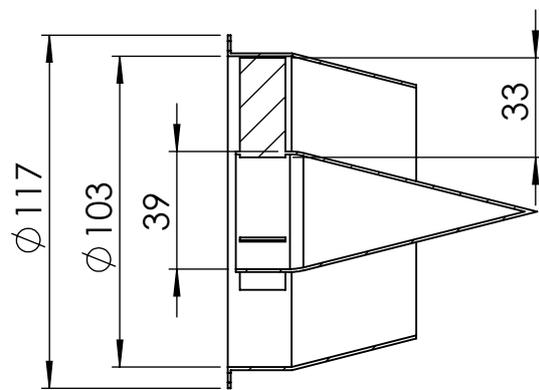
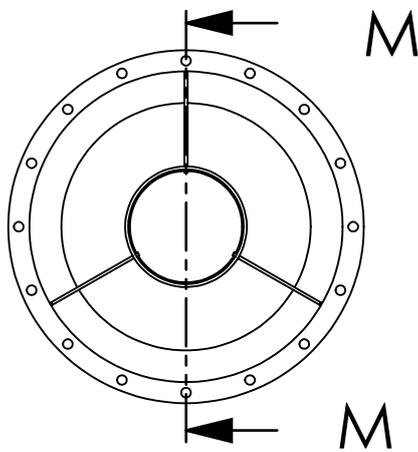
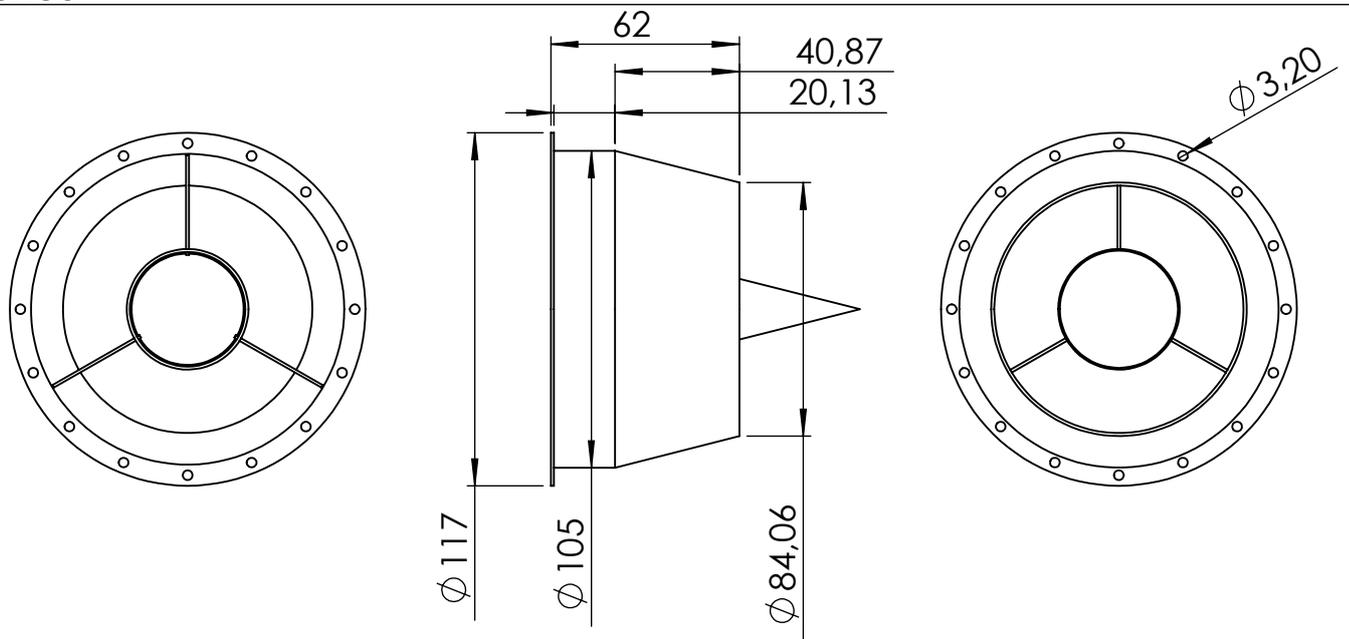


Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Diffuseur Turbine	Echelle: 1:2.7	Feuille: 8 sur 16

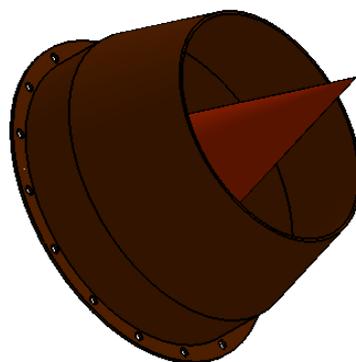
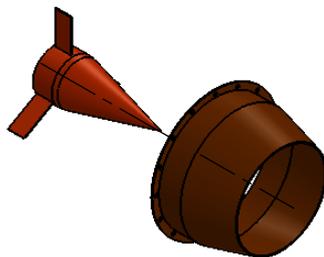


COUPE L-L  
ECHELLE 1 : 2

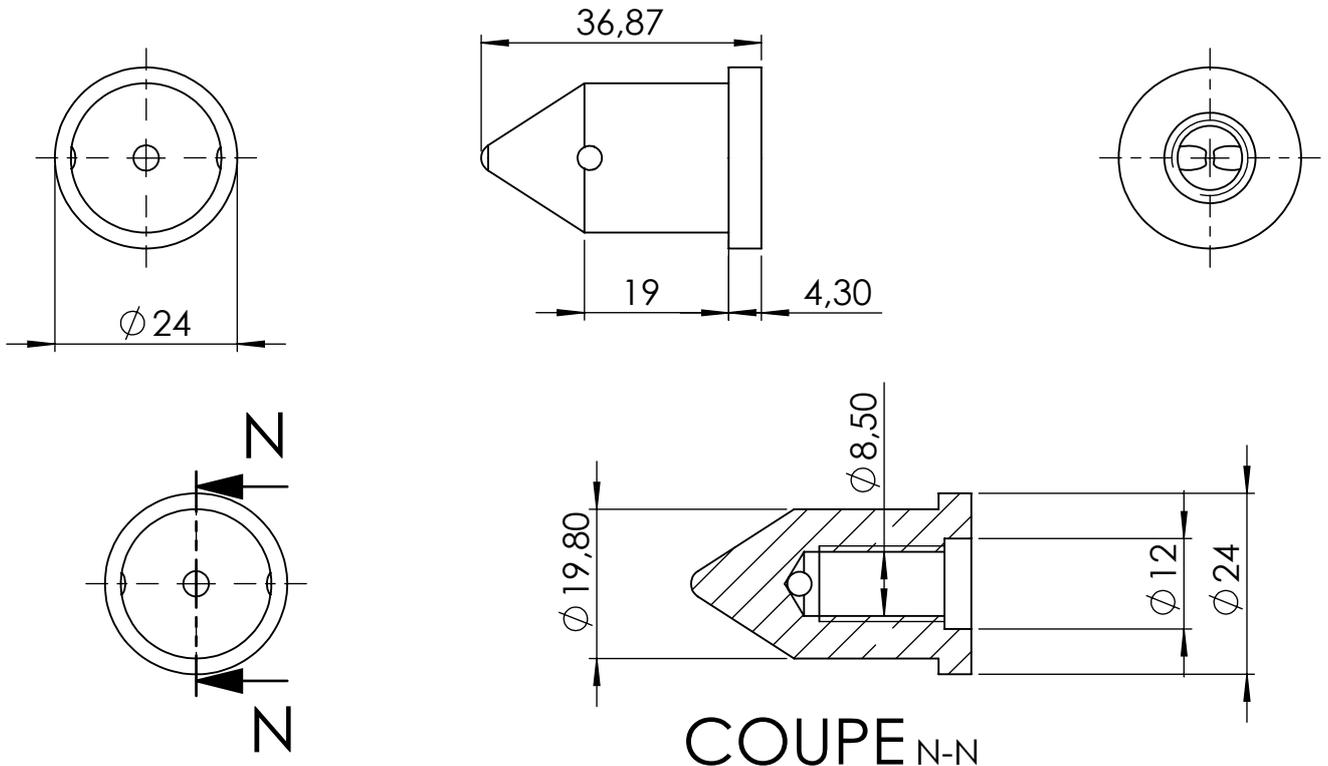
Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom:Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Roue Turbine	Echelle:1:2.5	Feuille: 9sur16



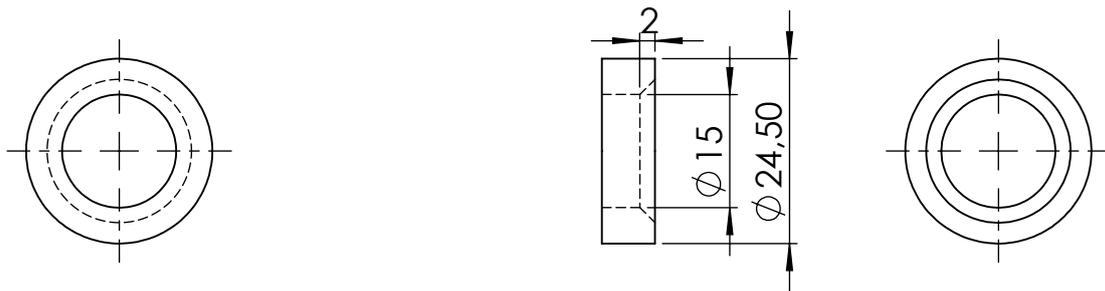
COUPE M-M  
ECHELLE 1 : 2.5



Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Tuyère déjection	Echelle: 1:2.5	Feuille: 10 sur 16



Nez de compresseur



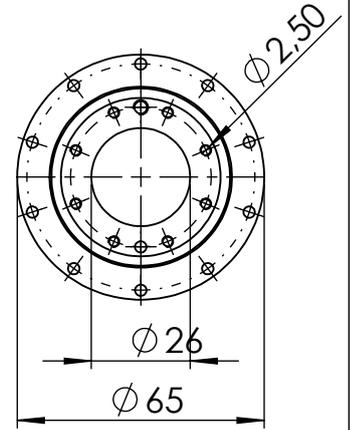
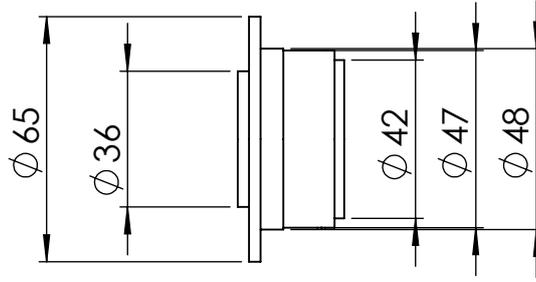
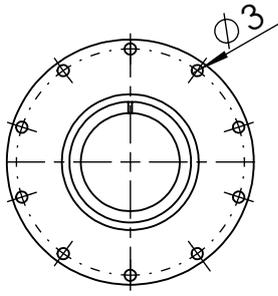
Bague d'espacement



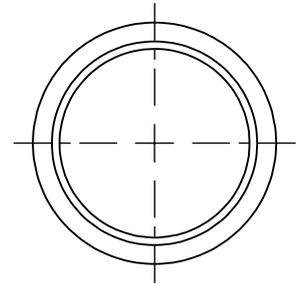
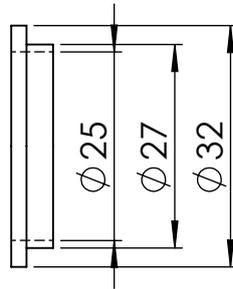
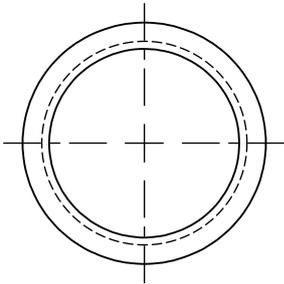
porteur de roulement T

Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre:	Echelle: 1:1	Feuille: 11 sur 16

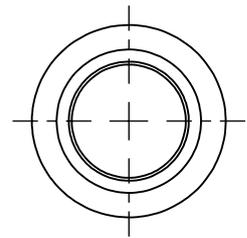
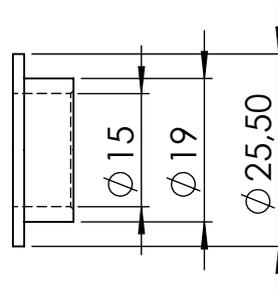
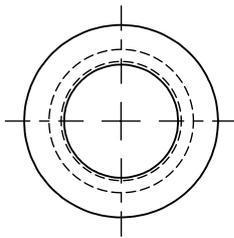
# Annexe3



porteur de roulement

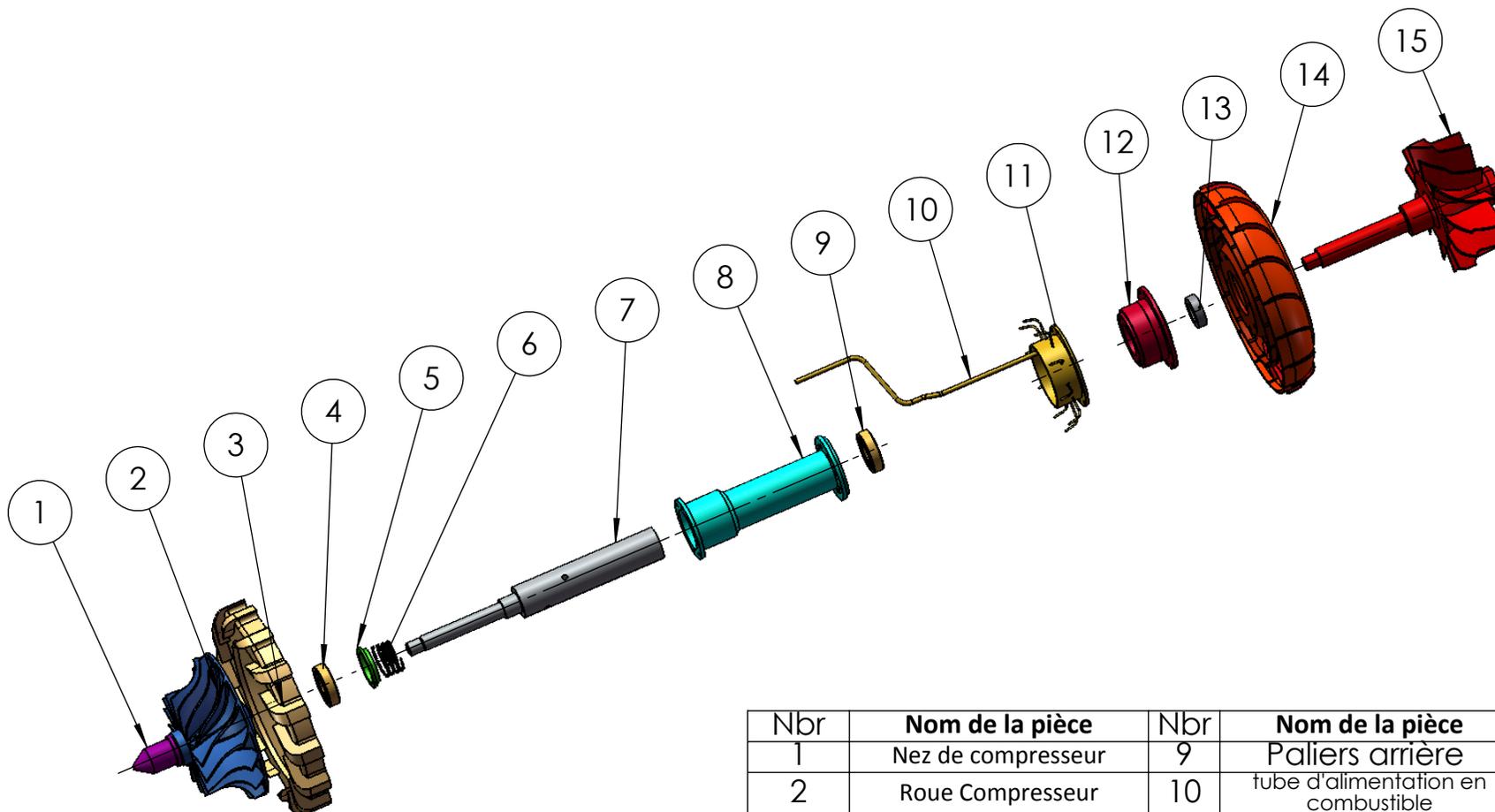


pousseur



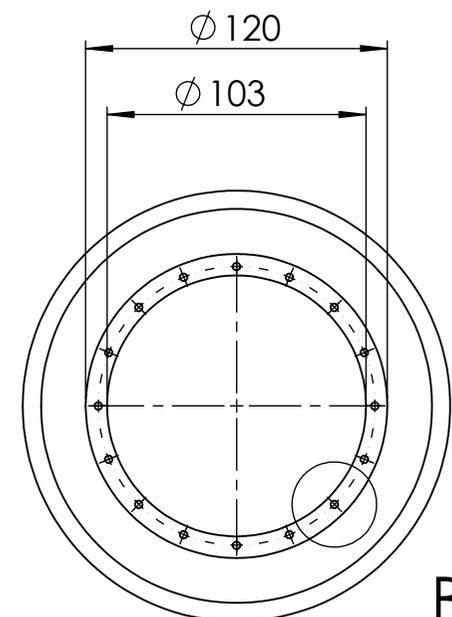
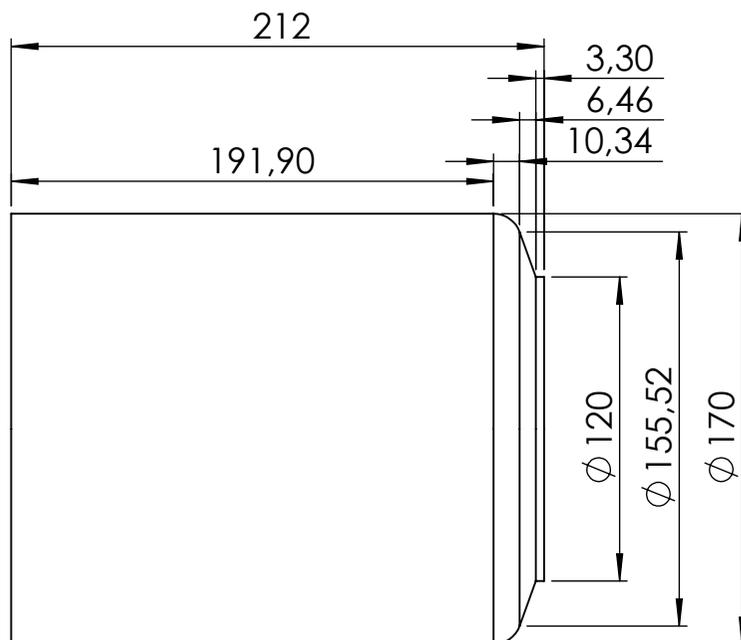
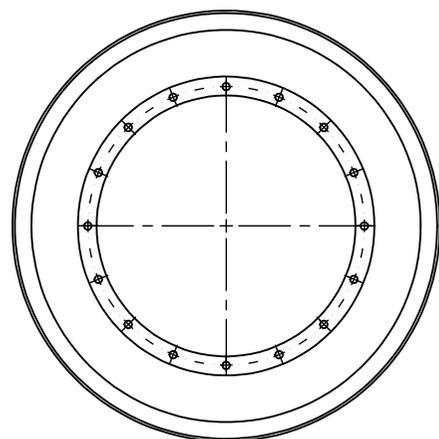
porteur de roulement c

Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre:	1:2	Feuille: 12 sur 16

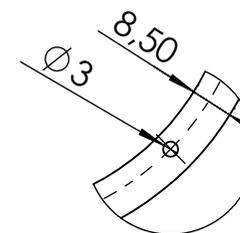
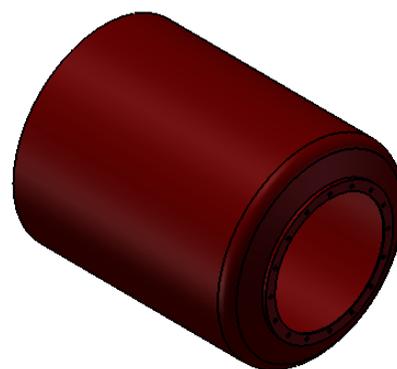
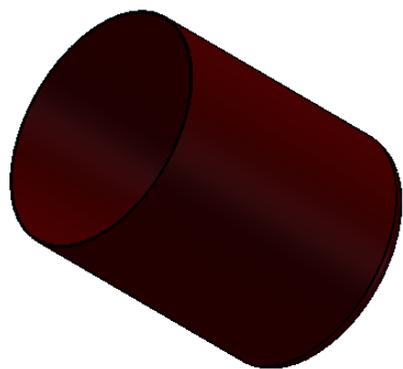


Nbr	Nom de la pièce	Nbr	Nom de la pièce
1	Nez de compresseur	9	Paliers arrière
2	Roue Compresseur	10	tube d'alimentation en combustible
3	Diffuseur Compresseur	11	distributeur de carburant
4	Paliers avant	12	porteur de roulement
5	pousseur	13	bague d'espacement
6	ressort	14	Diffuseur Turbine
7	L'Arbre	15	Roue Turbine
8	Arbre tunnel		

Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida		Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur		Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Vue éclatée du moteur		Echelle: 1:5	Feuille: 13sur16

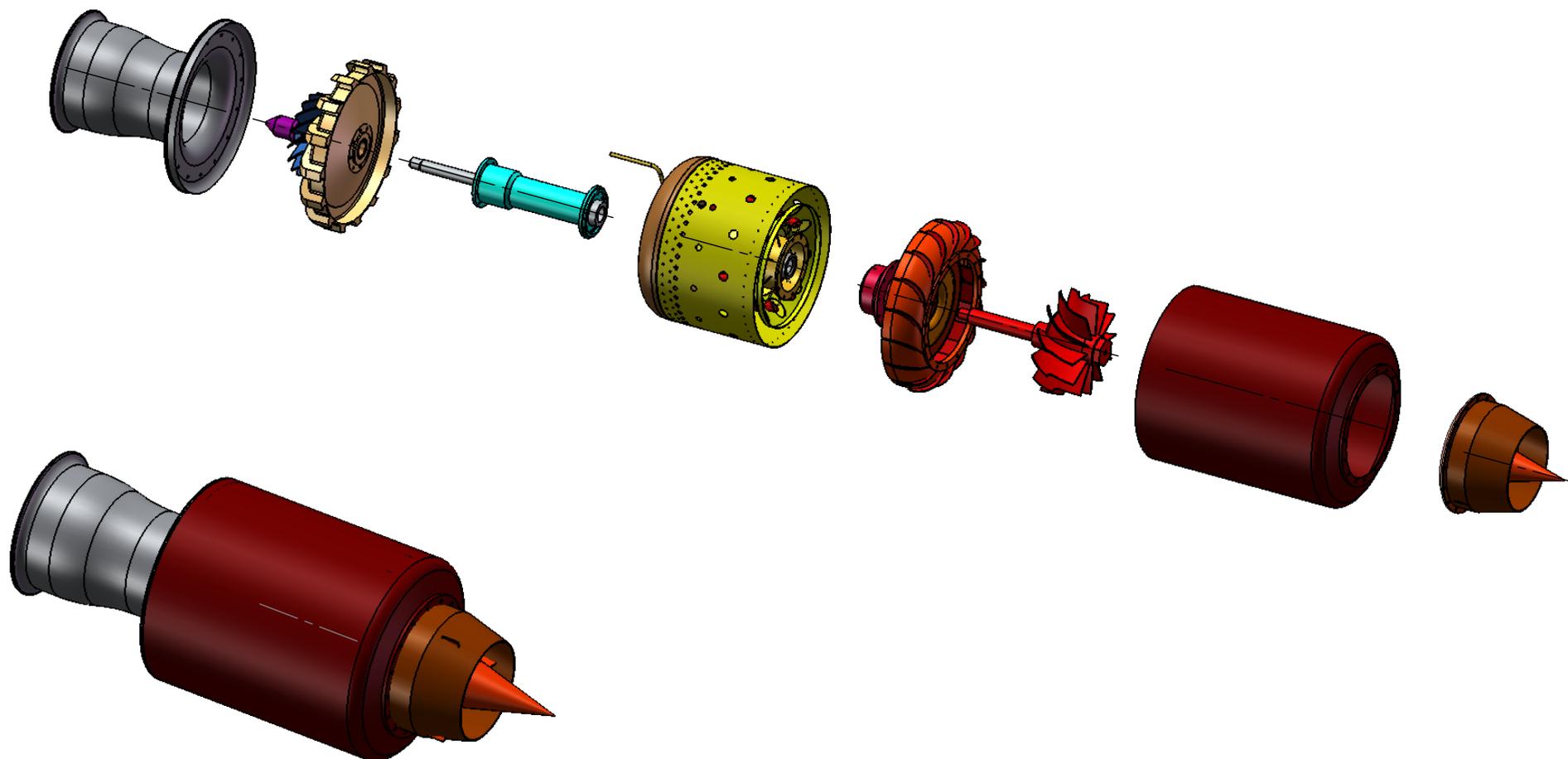


B

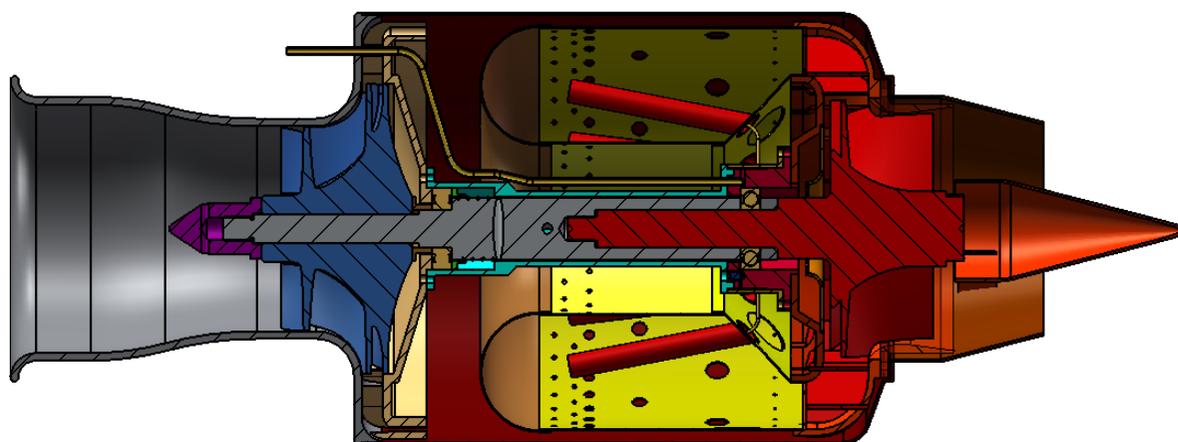
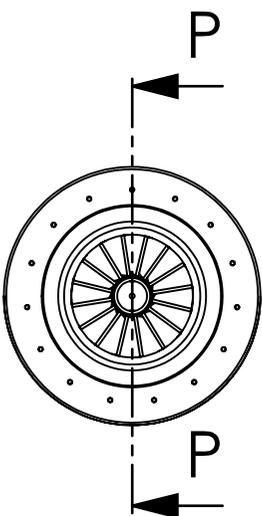
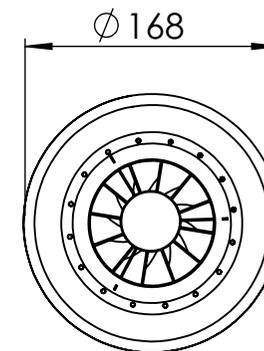
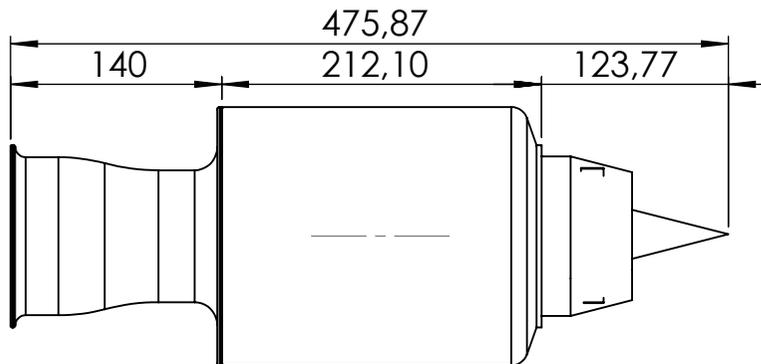
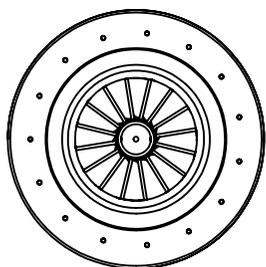


DÉTAIL B  
ECHELLE 2 : 3

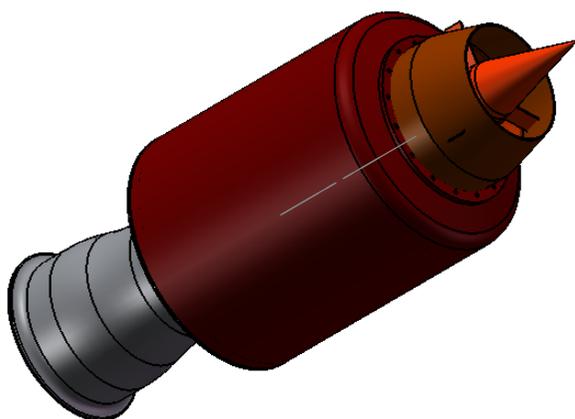
Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Carter extérieur du moteur	Echelle: 1:3	Feuille: 14 sur 16



Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Vue éclatée du moteur	Echelle: 1:6	Feuille: 15 sur 16



COUPE P-P  
ECHELLE 1 : 3



Institut D'Aéronautique Et D'Études Spatiale De Blida	Nom: Bencherchali el Mehdi	
Projet: étude et conception d'un micro-turboréacteur	Unité: mm	Date: 31/05/2015
Titre: Vue en coupe du moteur	Echelle: 1:5	Feuille: 16 sur 16