

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique  
UNIVERSITÉ DE SAAD DAHLEB DE BLIDA

DÉPARTEMENT D'AÉRONAUTIQUE

# Mémoire de fin d'Etudes

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR  
D'ÉTAT EN AÉRONAUTIQUE  
Option Propulsion

## THEME



Présenté par :

ZEMOUR Toufik.  
YOUB Marouane.



Promoteur : BENTRAD Hocine.  
Co-promoteur : REMANA Sofiane.

Promotion : 2002/2003



## RESUME :

L'idée de base de notre projet, était de réaliser un micro turboréacteur en partant d'une roue de compresseur centrifuge récupérée d'un turbo charger, cette dernière a fait l'objet d'une étude technologique et thermodynamique pour pouvoir faire une étude du cycle moteur, afin de prédire les paramètres de ce dernier et celles de chaque élément y constituant et de choisir un point de fonctionnement pour lequel ces éléments seront conçus.

En effet, à partir du choix de point de fonctionnement associé aux paramètres énergétique et géométrique de la roue, on a pu dimensionner le diffuseur, et de connaître ainsi les performances de sortie compresseur à partir desquels on a 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 occurrence le compresseur et la turbine nous ont permis de déduire la géométrie de l'arbre qui les relie et celles des éléments fixes de notre moteur et d'entamer par la suite l'étape de la réalisation du micro turboréacteur.

## Résumé:

Ce travail consiste en la réalisation d'un moteur a réaction a partir d'une roue de compresseur centrifuge.

L'élaboration d'un programme informatique (utilisation du langage FORTRAN) a permis de dimensionner les différentes parties du moteur en se basant sur les équations thermoenergetiques, puis mettre en pratique les résultats obtenus a l'aide de différents procédés de fabrication mécanique.

## Abstract:

This work consists of the realization of a jet engine from a wheel of centrifugal compressor.

The elaboration of a computer program (use of the language FORTRAN) allowed to size the various parts of the engine by basing itself on thermo energetiques equations, may put into practice results obtained by means of various processes of mechanical manufacture.

## ملخص:

هذه الدراسة تتمثل في إنجاز محرك دفع إنطلاقاً من دولاب ضاغط هوائي مركزي. تحقيق برنامج معلوماتي (باستعمال لغة الفورترن) سمح لنا بحساب أبعاد مختلف أجزاء المحرك (الضاغط و التوربين) اعتماداً على المعادلات الترموطاقية و من تم تطبيق النتائج المتحصل عليها لإنجاز بإستعمال مختلف أساليب الصناعة الميكانيكية.



## *REMERCIEMENTS*

Tout d'abord on tient à destiné un remerciement particulier à notre promoteur monsieur BENTRAD HOCINE pour son bon encadrement et son soutien tout le long de notre projet.

Egalement à monsieur BERGUEL le directeur de l'institut d'aéronautique pour sa confiance et son encouragement .

On tient aussi à remercié monsieur MOHAMED, FAYCAL, ABDELKADER, ZARFAOUI, MOURAD, monsieur TOUATOU, monsieur BOUHALOU, monsieur BAHMED ainsi que tout les employés de la société ALICO-COTE ROUGE.

Egalement pour ~~le~~ monsieur TOUFIK le responsable de l'entreprise FLECOMAT, à monsieur REMANA le gérant de l'entreprise MEDet a monsieur DELIH.

Nos remerciements s'adresse aussi à tout les employés de notre institut, et tout ceux qui nous ont apporté un soutien lors de notre travail.

# SOMMAIRE

## Introduction

### CHAPITRE I : généralités sur les turboréacteurs

1/ Principes de propulsion.....	1
2/ La propulsion aérienne.....	1
3/ Classification des propulseurs.....	2
4/ Le turboréacteur.....	3
4-1/ Définition.....	3
4-2/ Les différents types de turboréacteur.....	4
4-3/ Le turboréacteur simple flux.....	4
4-4/ Technologie d'un turboréacteur.....	6
5/ Equation de la température et pression totale.....	16
6/ Le paramètre du débit (MFP).....	17
7/ Les performances.....	18
8/ Les micro turboréacteurs.....	19

### CHAPITRE II: LE COMPRESSEUR CENTRIFUGE

1/Introduction.....	22
2/ Compresseur centrifuge.....	22
3/ Etude technologique d'un étage.....	24
3-1/ La Roue ou Rouet.....	24
3-2/ Le diffuseur.....	26
4/ Limitation aérodynamique.....	29
5/ Analyse dimensionnelle.....	30
6/ Construction et matériaux.....	32

7/ Etude énergétique du compresseur centrifuge.....	32
7-1/ Taux de compression .....	32
7-2/ Rendement du compresseur.....	33
7-3/ Travail du compresseur .....	34
7-4/ Degré de réaction .....	37
8/ Le turbocompresseur.....	38

### CHAPITRE III : ETUDE ET CONCEPTION

1/ Idée de base .....	40
2/ Etude du cycle moteur .....	40
2-1/ Etude énergétique de chaque composant du turboréacteur.....	41
2-1-1/ Entrée d'air .....	42
2-1-3/ Chambre de combustion .....	43
2-1-4/ La turbine .....	44
2-1-5/ La tuyère .....	46
2-1-6/ La poussée .....	48
2-1-7/ Poussée spécifique .....	48
2-1-8/ La Consommation du carburant .....	48
2-1-9/ Puissances .....	49
2-1-10/ Rendements .....	49
2-2/ Résultats et interprétation .....	50
2-3/ Choix du point de fonctionnement .....	51
3) Etude de la Roue compresseur .....	54
3-1) Estimation de la vitesse tangentielle .....	54

3-2) Estimation du nombre de tour .....	55
3-3) Performance a la sortie de la Roue .....	55
3-4) Paramètres a l'entrée de la Roue (station 1) .....	56
3-5) Paramètres a la sortie de la Roue (station 2) .....	58
3-5) La section de sortie de la Roue .....	60
4) Etude du diffuseur .....	61
4-1) Calcul de la section de sortie du diffuseur (station 3) .....	62
4/2/ Géométrie du diffuseur.....	63
5) Calcul .....	66
6) Etude R.D.M de l'Arbre de transmission .....	68
6-1) Introduction.....	68
6-2/ Etude statique .....	69
6-3) Etude dynamique .....	74

## CHAPITRE IV : REALISATION PRATIQUE

1/ Réalisation du diffuseur:.....	80
2/ L'entrée d'air ( cache graisseur).....	84
3/ Arbre de transmission.....	87
4/ circuit de graissage.....	88
5/ circuit carburant.....	89
6/ Banc d'Essai .....	94
6-1/ Le démarreur.....	95
6-2/ Le socle.....	96
6-3/ Circuit carburant.....	97
6-4/ circuit de graissage.....	99
6-5/ Allumage.....	102
6-6/ Le tableau de contrôle.....	104
6-7/ Mesure de sécurité.....	109
6-7-1/ A l'arrêt.....	109

6-7-2/ En fonctionnement.....	109
6-8/ procédure de démarrage.....	110
6-9/ phase d'accélération.....	111
6-10/ Extinction.....	111

**CONCLUSION**

**BIBLIOGRAPHIE**

**ANNEXES**

## INTRODUCTION

La loi de la gravitation universelle, qui régit le mouvement des corps célestes, est une des plus belles et des plus importantes découvertes de l'humanité. Elle a permis de comprendre le système solaire et de prédire l'existence de planètes invisibles. Les lois de la gravitation sont fondamentales pour la physique et l'astronomie.

La complexité de ces lois a conduit à des siècles de recherches et de découvertes. Les mathématiques ont joué un rôle crucial dans la formulation de ces lois. Les observations astronomiques ont permis de vérifier les prédictions théoriques.

# INTRODUCTION

Les lois de la gravitation ont été formulées par Isaac Newton au XVII<sup>e</sup> siècle. Elles ont été complétées et affinées par Albert Einstein au XX<sup>e</sup> siècle. Les lois de la gravitation sont fondamentales pour la physique et l'astronomie. Elles ont permis de comprendre le système solaire et de prédire l'existence de planètes invisibles. Les lois de la gravitation sont fondamentales pour la physique et l'astronomie.

## *INTRODUCTION*

La construction aéronautique est un domaine très vaste qui ne cesse d'évoluer au fil du temps, et comprend plusieurs spécialités qui étudient les différents éléments constituant un aéronef, d'ou le moyen de propulsion, qui a débuté par des moteurs de simple conception tel que les moteurs à pistons, arrivant à des machines de haute technologie telles que les turbopropulseurs, turboréacteurs et les turbo fan..

La complexité de ces derniers nous a incité à étudier l'un de ces moteurs, en occurrence le turboréacteur, et de simplifier par la suite sa conception par une réalisation d'un micro turboréacteur en partant d'une roue de compresseur centrifuge, récupérée d'un turbo charger.

En effet, l'étude de la roue compresseur centrifuge, nous a permis de dimensionner et de réaliser les différents éléments constituant notre moteur. Vu la difficulté de cette réalisation, le travail a été fait en deux parties, spécifiant essentiellement les éléments tournants d'où, le compresseur, l'arbre de transmission et la turbine; Les détails de la partie (I) comprenant les deux premiers éléments, ainsi que la réalisation des circuits du carburant, du graissage et l'entrée d'air vous sont présentés dans ce document. La partie (II) comportera l'étude de la turbine, la réalisation de la chambre de combustion et de la tuyère.

1789

Le 1789

1789

1789

# CHAPITRE I

1789



## 1 / PRINCIPES DE PROPULSION :

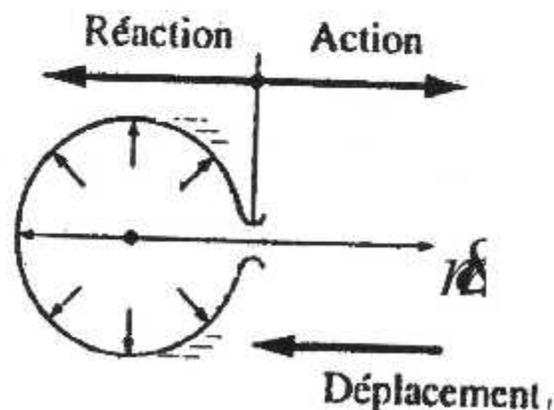
Tout système de propulsion repose sur l'application du principe de l'égalité de l'action et de la réaction, quel que soit le milieu dans lequel il doit fonctionner, suivant ce principe toute action d'un corps sur un autre s'accompagne d'une réaction qui lui est directement opposé est égale.

## 2/ LA PROPULSION AERIENNE :

Tout système propulsif d'engin aérien fait appel à la réaction sur appui mobile (air ambiant et gaz éjectés), qu'il s'agisse de l'hélice, du turboréacteur ou de fusée. Si l'on excepte le moteur-fusée, tous les autres organes de propulsion communiquent à une masse d'air prélevé à l'avant une vitesse plus ou moins grande dirigée vers l'arrière.

Nous pouvons illustrer par l'exemple du ballon de baudruche, lorsque le ballon est gonflé, la résultante des forces de pression est nulle, le ballon est en équilibre.

Si un orifice est pratiqué, l'air s'échappe avec une certaine vitesse (action). Le ballon se déplace en sens inverse (réaction). La force est fonction de la masse d'air évacuée ~~par~~ et de la vitesse  $V$ .



Dans ce type de propulsion, une petite quantité d'air est projetée vers l'arrière avec une augmentation de vitesse importante ; C'est le principe des propulseurs à réactions.

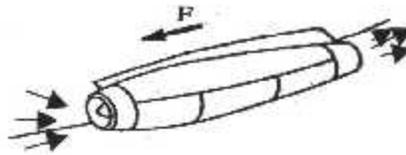


Fig 1-2: propulseur à réaction

### **3/ CLASSIFICATION DES PROPULSEURS :**

Les moteurs utilisés en aéronautiques transforment l'énergie potentielle contenue dans un comburant et un carburant soit en énergie cinétique soit en énergie mécanique.

#### **3.1/ Appareil à réaction directe :**

- l'énergie cinétique des gaz sert totalement à la propulsion, c'est le cas des : fusées, stato-réacteur, le pulso-réacteur
- l'énergie cinétique des gaz sert en partie à la propulsion, l'autre partie est convertie en énergie mécanique, c'est le cas des différents turboréacteurs.

#### **3.2/ Appareil à réaction indirecte :**

l'énergie cinétique des gaz est presque totalement transformée en énergie mécanique, c'est le cas des : turbo-propulseurs, turbo-moteur

#### **3.3/ Classification selon l'utilisation :**

Les différents types de groupes peuvent être utilisés suivant le domaine de vol et les performances prévues.

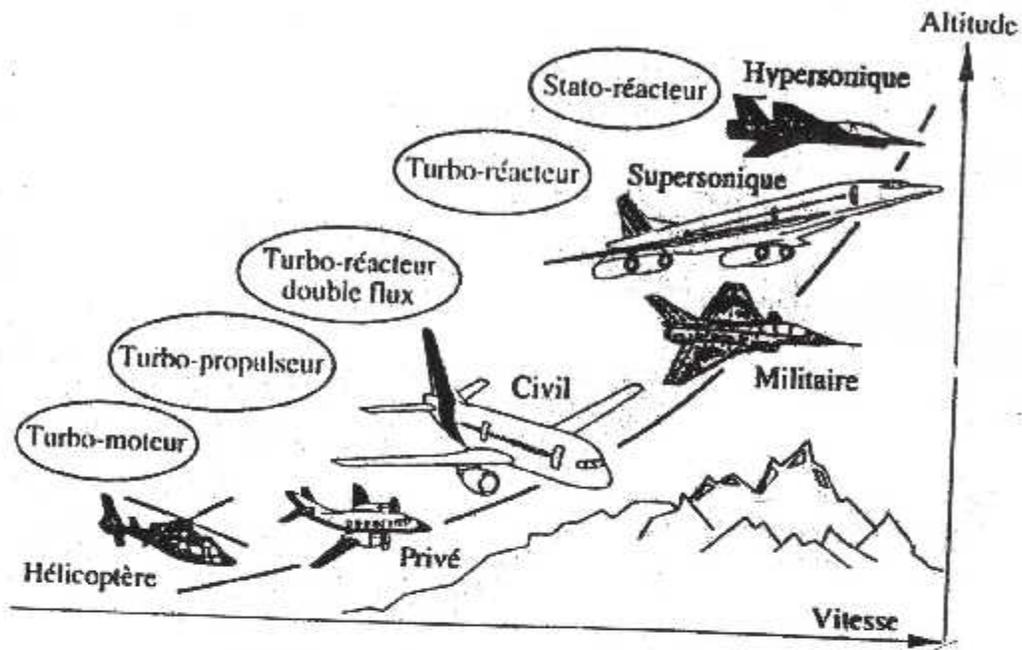


Fig 1-3 : différents types de groupe

## 4/ LE TURBOREACTEUR :

### 4-1/ Définition :

Un turboréacteur est un moteur à réaction produisant une énergie cinétique pour la propulsion d'un engin. Il est l'une des grandes catégories de propulseurs qui sont qualifiés de propulseur directe car il produisent directement une force appelée poussée.

### 4-2/ différents types de turboréacteur :

Utilisés dès la fin du deuxième conflit mondial sur les avions commerciaux et militaires, ces moteurs ont beaucoup évolué dans leur conception et leur

performance jusqu'à nos jours. C'est ainsi que sont apparus successivement les turboréacteurs suivants :

- Turboréacteur simple flux , mono-corps et sec (simple).
- Turboréacteur simple flux , double corps et sec.
- turboréacteur simple flux , simple corps à post combustion.
- turboréacteur double flux ,double corps et sec

#### 4-3/ Turboréacteur simple flux:

C'est un turboréacteur simple flux et mono-corps c'est à dire qu'il n'y a qu'un attelage compresseur-turbine.

La poussée produite par le turboréacteur dépend de la masse d'air pénétrant dans le moteur et de l'accélération donnée à cette masse.

Le point de fonctionnement est essentiellement caractérisé par la vitesse de rotation, la température d'entrée turbine et la poussée produite.

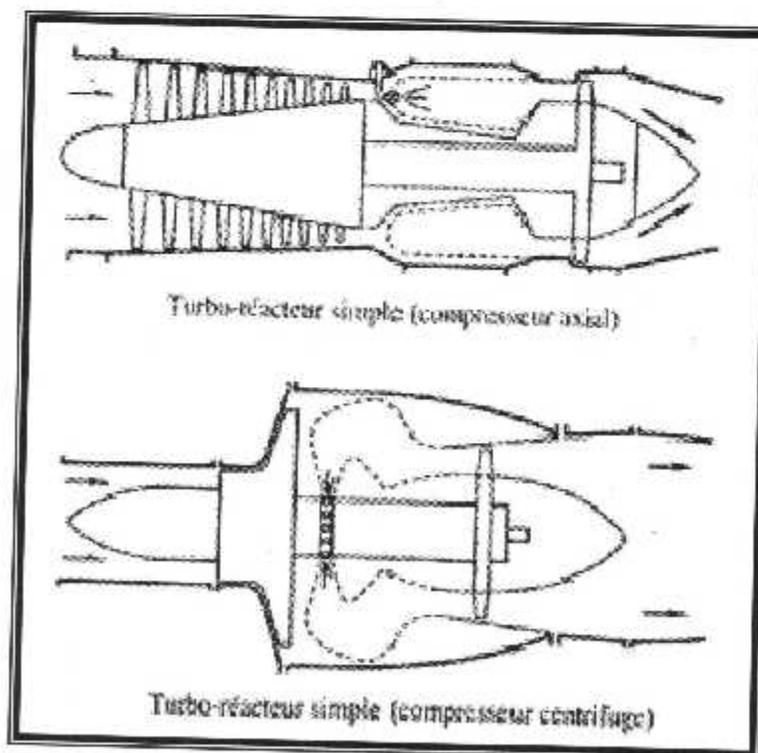
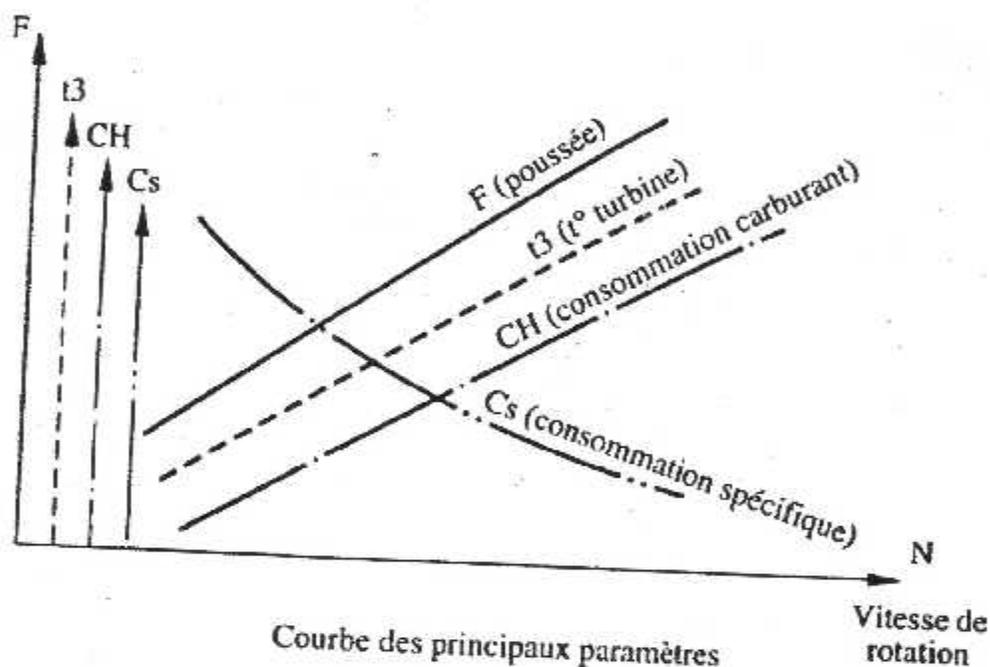


Fig 1-4 : Turboréacteur simple

#### 4-4/ Performances et caractéristiques :

On représente les variations des principaux paramètres en fonction d'un paramètre de référence. Les principaux paramètres considérés sont en général : La poussée, la consommation carburant, la vitesse de rotation et la température entrée turbine.



#### ➤ Utilisation :

En raison de son rendement et sa consommation, le turboréacteur simple flux est surtout utilisé pour les grandes vitesses et dans le domaine militaire.

Le turboréacteur peut comporter une manche d'air à section variable permettant d'adapter le moteur aux conditions de vol. Certains sont, par ailleurs munis d'une tuyère de post de combustion permettant une grande augmentation de poussée pour de courtes périodes.

## 5/ Technologie d'un turboréacteur :

### 5.1/ Entrée d'air :

C'est un conduit de section divergente calculé de telle sorte que l'énergie cinétique de l'air incident se transforme en énergie de pression. La forme à donner à ce conduit diffère selon que la vitesse de vol est inférieure ou supérieure à la vitesse du son.

L'entrée d'air est essentiellement caractérisé par le rapport de pression  $P_1/P_0$  qui est appelé rapport d'efficacité avec :

- $P_0$  : pression à l'entrée de l'entrée d'air.
- $P_1$  : pression à la sortie de l'entrée d'air.

La recherche d'une grande efficacité est l'un des premiers objectifs de l'étude d'une prise d'air, une courbe de variation d'efficacité en fonction du nombre de Mach est représentée sur la figure ci-dessous.

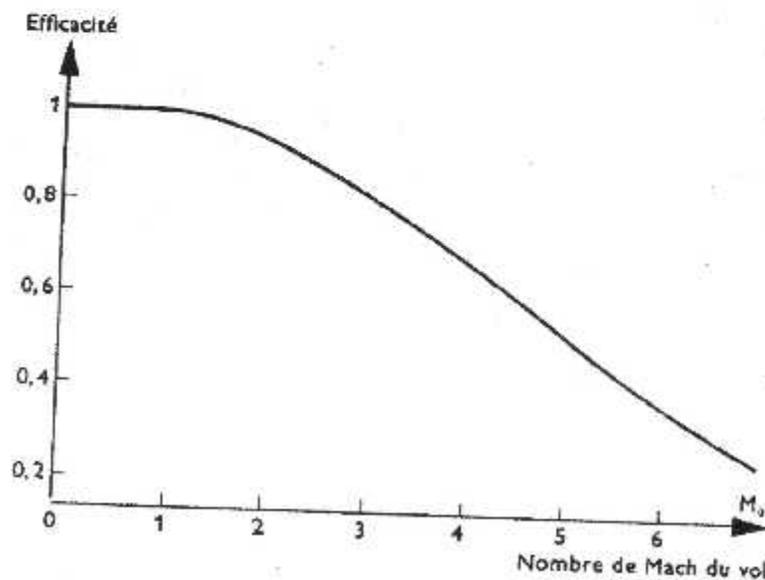


Fig 1-5 : Evolution de l'efficacité en fonction du nombre de Mach

Les entrées se classent suivant leur forme et leur fonction parmi eux on distingue, les entrées type divergente connue aussi sous le nom d'entrée d'air Pitot. Ces diffuseur ont une utilisation optimale en régime subsonique, cependant elles peuvent être utilisées en supersonique en intégrant un corps central mobile permettant de contrôler une onde de choc oblique rattachée aux lèvres de l'entrée afin d'avoir une bonne efficacité et un meilleur rapport de compression.

Dans le régime supersoniques, la conception de l'entée d'air se complique du faite du comportement dynamique de l'air une entrée de type convergente-divergente permet alors de réduire la vitesse jusqu'à Mach=1 dans le convergent, puis à une vitesse admissible de l'ordre de  $M=0.5$  dans le divergent.

Cependant ce type de manche, bien adapté à des vitesses de vol déterminée, présente un rendement très mauvais, en particulier en vol subsonique. La solution d'une entée d'air à géométrie variable permet de résoudre le problème en adaptant le débit d'air à toutes les conditions de vol d'une part et assurent le passage d'un écoulement supersonique à un écoulement subsonique d'autre part.

## **5.2/ Compresseur :**

Comme son nom l'indique, le compresseur a pour but, de comprimer l'air, c'est à dire de l'amener d'une pression  $P_{t1}$  à l'entrée du compresseur à une pression  $P_{t2}$  tel que  $P_{t2} > P_{t1}$ .

Un compresseur est toujours composé d'une partie fixe, dite le stator à l'intérieure du quel tourne une partie mobile, le rotor. Il existe deux types de compresseurs, le compresseur centrifuge et le compresseur l'axial.

Le premier est composé d'une roue mobile souvent appelé « rouet » et d'un stator « diffuseur » ; Tandis que Le second type est constitué d'un empilage de disques à la périphérie duquel sont fixées les aubes rotorique, et d'un stator qui constitue le carter du compresseur et ou sont fixe les aubes statorique.

• **Caractéristiques fonctionnelles :**

Un compresseur est essentiellement caractérisé par :

1. Le taux de compression  $\pi_c$  : rapport de la pression de sortie du compresseur  $P_{12}$

et de la pression d'entrée  $P_{11}$  tel que :  $\pi_c = \frac{P_{12}}{P_{11}}$

2. Le débit d'air  $\dot{m}_a$  : s'écoulant à travers le compresseur (Kg/S).

3. La puissance absorbée  $\dot{W}_c$  : qui est essentiellement en fonction de la masse d'air  $\dot{m}_a$ , de la variation de température  $\Delta T$  et de la chaleur spécifique à pression constante  $C_p$  soit :  $\dot{W}_c = \dot{m}_a C_p \Delta T$

4. Le rendement  $\eta_c$  : rapport de la variation d'énergie totale sur l'énergie fournie par l'arbre de turbine.

On peut représenter les caractéristiques sur le diagramme taux de compression

$(P_{12}/P_{11})$ , débit d'air  $\dot{m}_a$

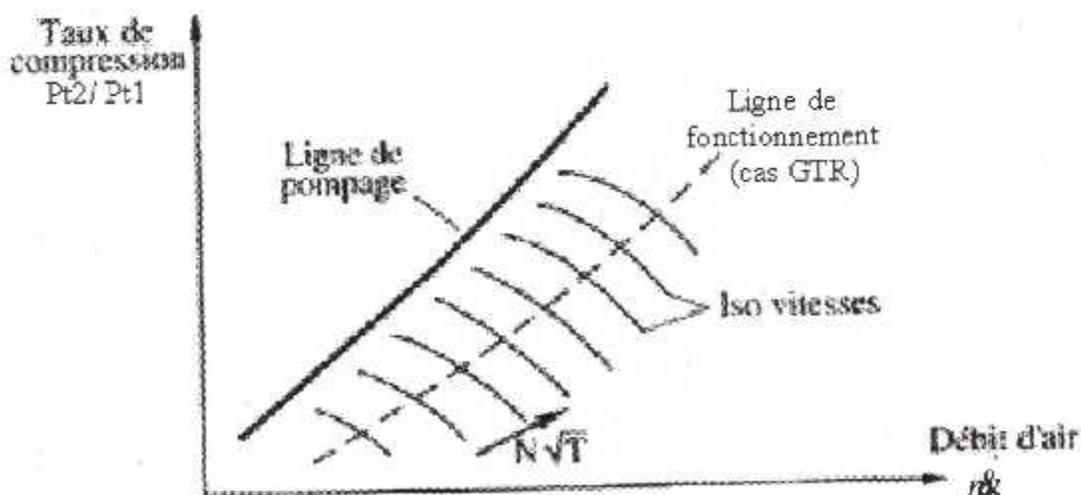


Fig 1-6 : Champ de compresseur

- **La ligne de fonctionnement :**

Elle est obtenue par des points à différentes vitesses de rotation.

- **La ligne de pompage :**

Elle représente la frontière au-delà de laquelle le fonctionnement du compresseur devient instable.

### **5.3/ La chambre de combustion :**

Son rôle consiste à brûler un mélange de carburant et d'air et à délivrer les gaz issus de la combustion vers la turbine. Il s'agit en fait de la transformation de l'énergie potentielle contenue dans le carburant en énergie calorifique.

- **Caractéristiques de la combustion :**

Du point de vue, chimique il s'agit de la réaction d'oxydation d'un hydrocarbure de formule générale  $C_x H_y$ . Avec le Kérosène ( $C_{12}H_{26}$ ), le bilan de masse fait apparaître une richesse stœchiométrique d'environ 1/ 15ème.

Du point de vue, physique la flamme est stable lorsque en point quelconque la vitesse de propagation est égale à la vitesse d'écoulement. Le temps de séjour varie en fonction de la pression, de la température et du carburant ; il est de l'ordre de  $2/ 1000^e$  de seconde.

La combustion ne peut être obtenue avec des mélanges trop riches ou trop pauvres. On peut représenter les limites d'inflammabilité et d'extinction en fonction de la température  $T$  et de la richesse  $r$ .

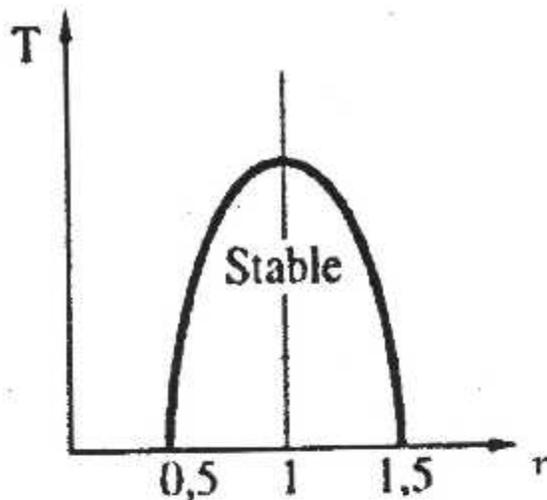


Fig 1-7 : Courbe limite d'extinction en fonction de la température et de la richesse

$r=1$  richesse stœchiométrique.

- **Différents types de chambre de combustion :**

On peut classer les chambres de combustion selon la forme, le sens d'écoulement, le système d'injection. Nous distinguerons essentiellement la chambre de type TURBOMECA, la chambre annulaire classique, et la chambre à écoulement inversé.

- **Chambre type TURBOMECA :**

C'est une chambre annulaire à écoulement direct et injection centrifuge de carburant.

- **Chambre annulaire classique :**

Le principe d'écoulement d'air est sensiblement identique, mais la pulvérisation de carburant s'effectue par des injecteurs répartis autour de la chambre et disposés axialement.

➤ **Chambre de combustion à écoulement inverse :**

C'est aussi une chambre annulaire mais coudée de façon à inverser l'écoulement d'air.

**5.4/ La turbine :**

Son rôle est d'entraîner le compresseur et les équipements par transformation d'une partie de l'énergie de pression en énergie cinétique, puis en énergie mécanique. L'énergie restante à la sortie de la turbine produit la poussée du réacteur. Comme le compresseur, elle est constituée, d'une partie fixe (stator ou distributeur de la turbine), et d'une partie mobile (rotor ou roue de la turbine). il existe deux types de turbines, les turbines centripètes où l'écoulement entre dans la turbine radialement et ressort axialement, et les turbines axiales où l'écoulement la traverse axialement de l'entrée à la sortie .

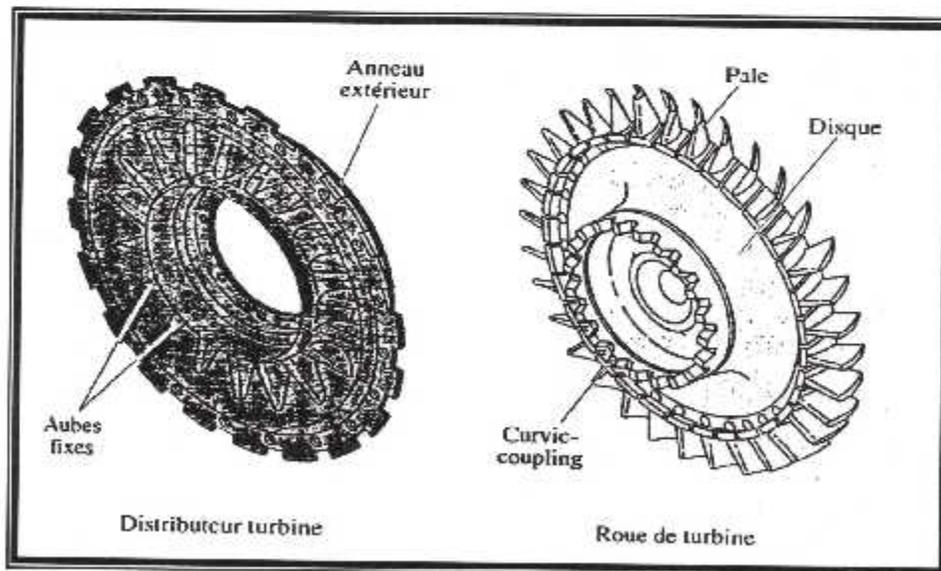


Fig 1-8 : La turbine

- **Caractéristiques de fonctionnement :**

La détente à travers les turbines est caractérisée par :

1. Le taux de détente : pression entrée sur pression sortie
2. La chute de température
3. Les vitesses
4. Le rendement

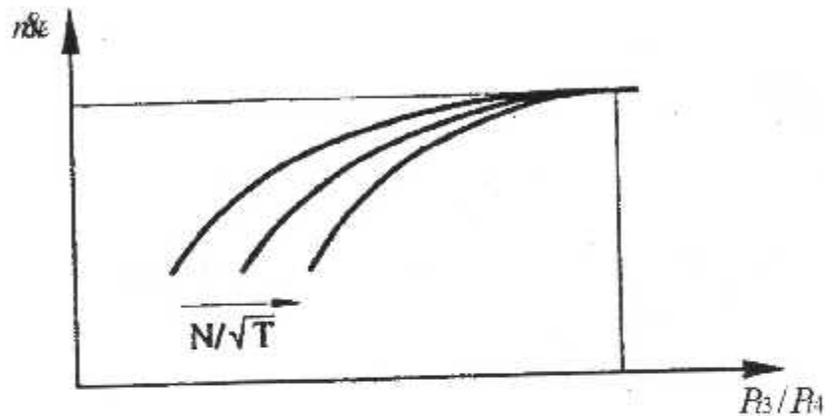


Fig 1-9 : Courbe taux de détente en fonction du débit réduit pour des vitesses de rotation

- **Contraintes sur les turbines :**

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

Il est nécessaire de limiter ces contraintes afin d'éviter la détérioration des pales. En effet si les contraintes sont très fortes, il peut se produire un allongement de pale. 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 pales de la turbine implique leur contact 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.

### **5.5/ La tuyère :**

Dite aussi système d'échappement qui a pour rôle de poursuivre la détente et d'évacuer les gaz brûlés à l'extérieur.

La tuyère peut se présenter sous plusieurs formes suivant le type du moteur et son domaine d'évolution à savoir un Canal d'éjection de turboréacteur simple qui contient un canal d'éjection convergent, ou un canal convergent-divergent.

Dans certaine configuration le canal d'éjection de turboréacteur est équipé de la post-combustion (PC) qui représente une seconde combustion du carburant pour l'entropie des gaz sortant afin de pouvoir récupérer plus d'énergie cinétique autrement dit une augmentation de la poussée qui peut atteindre un taux de 20% .

L'échappement est caractérisé par :

1. La forme et la section du dispositif.
2. La vitesse d'écoulement.
3. La pression avant et après détente.
4. La température avant et après détente.

### **6/ Matériaux utilisées dans un turboréacteur :**

Le constructeur aéronautique dispose une gamme très étendue de matériaux entre lesquels son choix doit se fixer.

Ce choix est déterminer essentiellement par la température subie par le matériau. Cependant, d'autre considérations entre en jeu, les unes d'ordre technique, les autres d'ordre commercial.

## 7/ Fonctionnement du turboréacteur simple flux :

Quel que soit le type de propulsion, on trouve toujours les trois phases de fonctionnement : compression, combustion, détente.

Le schéma ci-dessous illustre les phases de fonctionnement et les principaux organes fonctionnels :

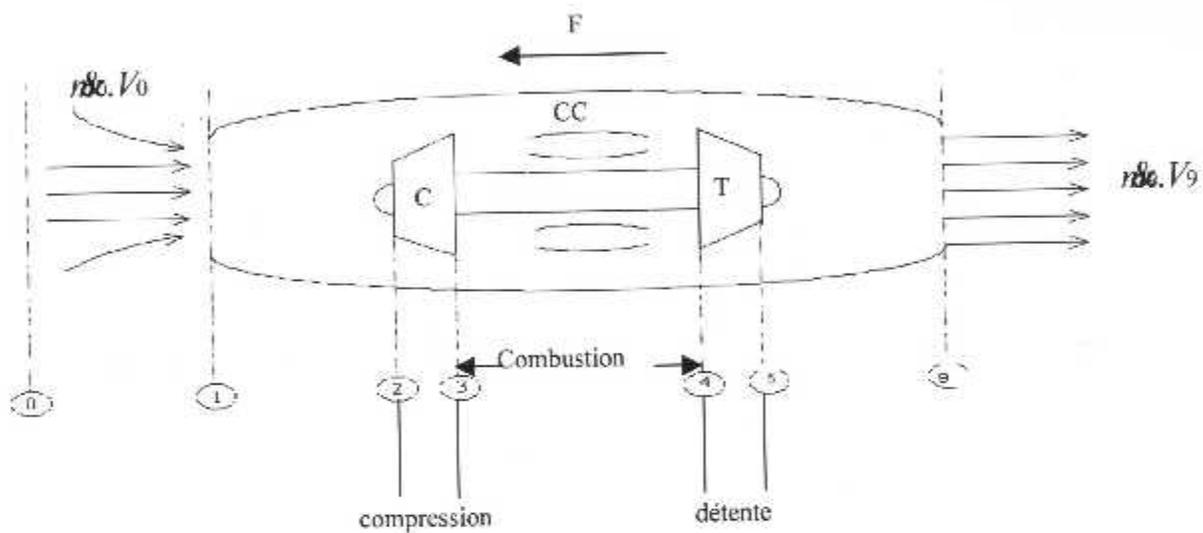


Fig 1-10 : différents stations d'un turboréacteur

Les différents plans du moteur dans le sens longitudinal seront numérotés comme suit :

- |   |                    |
|---|--------------------|
| 0 : infini amont.                       | 4 : sortie chambre |
| 1 : entrée de la manche d'entrée d'air. | 5 : sortie turbine |
| 2 : entrée du compresseur.              | 9 : sortie tuyère  |
| 3 : sortie compresseur                  |                    |

• Cycle de fonctionnement :

le cycle de fonctionnement peut se présenter par les diagrammes pression-volume et pression-température (diagramme de Brayton).

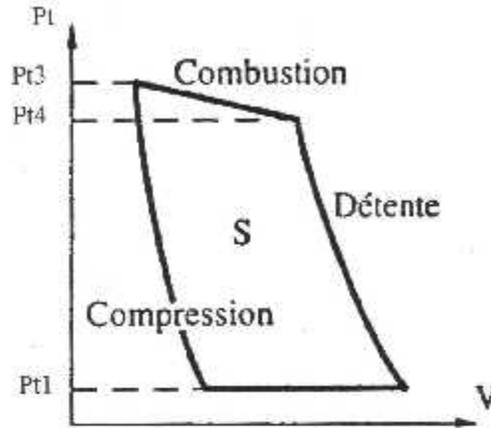


Fig 1-11 : Le diagramme pression-volume

1. La compression est théoriquement adiabatique. Elle se traduit par une élévation de pression et de température.
2. La combustion est théoriquement isobare. Dans la chambre la pression chute légèrement et la température augmente.
3. La détente est théoriquement adiabatique. La pression et la température chutent alors que la vitesse augmente.

En réalité l'air ne peut être considéré comme gaz parfait et compression et détente sont dites polytropiques.

Par ailleurs la combustion n'est pas totalement isobare en raison des pertes de charge.

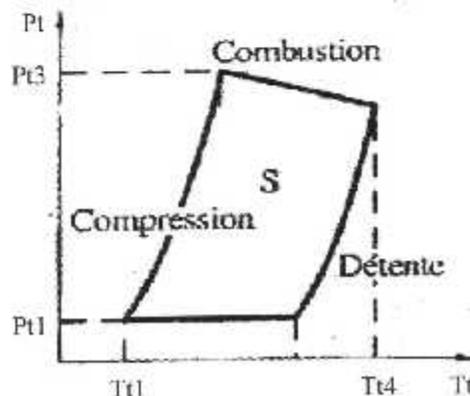


Fig 1-12 : Le diagramme pression-température

**7-1/ Equation de la température et pression totale :**

Pour un gaz parfait on écrit :

$$C_p T_t = C_p T + \frac{1}{2} V^2$$

la célérité du son est donnée par :

$$a = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T}$$

$$\text{or } C_p = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1}$$

on aura donc :

$$T_t = T \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \quad (1-1)$$

pour une évolution isentropique :

$$P \cdot V^\gamma = Cst \quad \text{d'ou} \quad P_t = P \left( \frac{T_t}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$P_t = P \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (1-2)$$

la même façon on déduit :

$$\rho_t = \rho \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (1-3)$$

**8/ LE PARAMETRE DU DEBIT (MFP) :**

Le MFP est un paramètre qui relie le débit à la variation du nombre de Mach.  
par convention, on définit :

$$MFP = \frac{\dot{m} \sqrt{T_i}}{P.A}$$

d'autre part :

$$\dot{m} = \rho.V.A \quad \text{avec} \quad V = M \sqrt{\gamma.r.T}$$

$$\text{et} \quad \rho = \frac{P}{r.T}$$

si on remplace V et  $\rho$  dans la formule du débit on aura :

$$\frac{\dot{m}}{A} = \frac{P}{r.T} . M \sqrt{\gamma.r.T} \quad (1-4)$$

on multipliant cette dernière par  $\frac{\sqrt{T_i}}{P}$  et tenant compte des équations (1-1)

et (1-2) on obtient :

$$MFP = \frac{M \sqrt{\gamma}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma-1}{2(\gamma-1)}}} \quad (1-5)$$

## **9/ LES PERFORMANCES :**

### **9-1/ La poussée :**

La poussée d'un réacteur est la force qui s'oppose à la résultante de toutes les forces exercées par l'air sur le réacteur avionné.

En faisant un bilan des forces et en appliquant le théorème des quantités de mouvement, on obtient la formule suivante de la poussée nette :

$$F = \dot{m}_g \cdot V_9 - \dot{m}_g \cdot V_0 + P_9 \cdot A_9 - P_0 \cdot A_0 \quad (1-6)$$

$$\text{avec } \dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

### 9-2/ Poussée spécifique :

Elle est définie par le rapport de poussée sur le débit massique d'air capté par le réacteur :

$$F_s = \frac{F}{\dot{m}_g} \quad (1-7)$$

### 9-3/ La Consommation du carburant :

La consommation horaire :

c'est le débit carburant consommé par le moteur dans une heure.

$$C_h = 3600 \cdot \dot{m}_f \quad (1-8)$$

### La consommation spécifique :

c'est le rapport de la consommation horaire sur la poussée.

$$C_s = \frac{C_h}{F} \quad (1-9)$$

### 9-4/ Les rendements :

Le rendement de propulsion  $\eta_p$ :

$$\eta_p = \frac{F \cdot V_0}{\dot{m}_g \left[ (1+f) \frac{V_9^2}{2} - \frac{V_0^2}{2} \right]} \quad (1-10)$$

$$\text{avec : } f = \frac{m\dot{c}_f}{m\dot{c}_0}$$

le rendement thermique  $\eta_{th}$  :

$$\eta_{th} = \frac{m\dot{c}_0 \left[ (1+f) \frac{V_3^2}{2} - \frac{V_0^2}{2} \right]}{m\dot{c}_f \cdot Q_R} \quad (1-11)$$

avec  $Q_R$  est le pouvoir calorifique

le rendement global  $\eta_g$  :

$$\eta_g = \eta_p \cdot \eta_{th} = \frac{F \cdot V_0}{m\dot{c}_0 \cdot Q_R} \quad (1-12)$$

### 10/ Les micro-turboréacteurs :

Les micro turboréacteur sont des machine de propulsion similaire aux turboréacteurs simple flux simple corps, constitués d'une entrée d'air, d'un compresseur centrifuge chambre de combustion, une turbine et d'une tuyère d'éjection, avec des dimension réduites

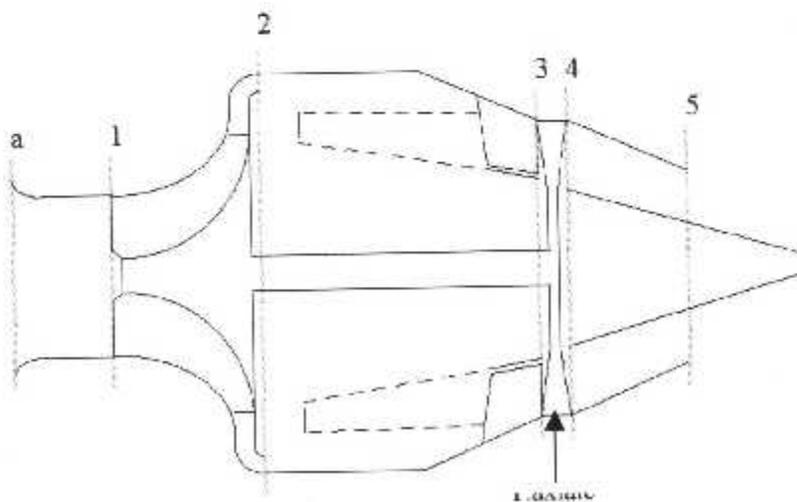
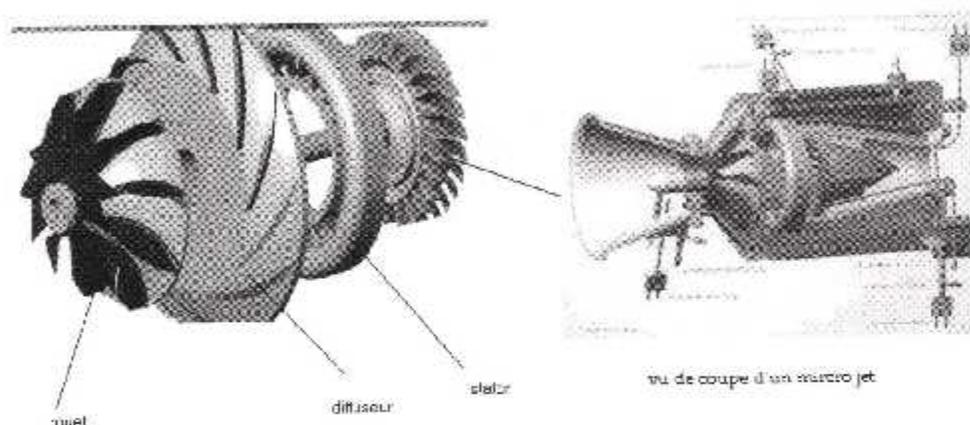


Fig 1-13 : différentes stations d'un micro turboréacteur

**Domaine d'utilisation :**

Les micro turboréacteur équipent des mini-avions sans pilote exploités dans plusieurs domaines comme : Le domaine d'espionnage militaire, Prélèvements météorologiques dans des zones turbulentes ( cyclones, ouragan, tornade, tempête...) inaccessibles avec les moyens habituels, du fait de leur bas coût par rapport aux avions classiques mais aussi ils sont destinés à équiper des maquettes d'avions affiliés aux domaines sportifs et de loisirs.

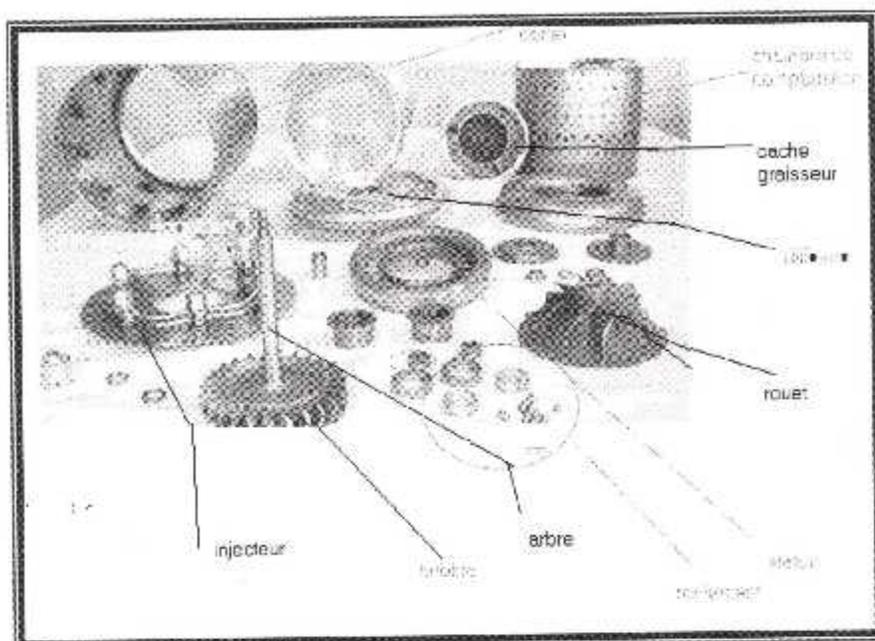


**Fig 1-14** vue de coupe du micro turboréacteur

Ce type de moteur peut développer une poussée de l'ordre de 120 N réalisant un rapport de compression qui voisine la valeur de  $\pi_c = 4$  avec des rendements qui peuvent atteindre 0.78.



**Figure 1-15 :** micro turboréacteur



**Fig 1-16 Les éléments constituant les turbo jet**

## 1/ INTRODUCTION

Les courbes de la figure 1.1 sont les courbes de la figure 1.1. Elles sont obtenues en mesurant la force axiale avec un appareil à levage de précision.

- Courbe de la figure 1.1.

Alors que la chambre de compression avec un fluide plus homogène possible.

Pour obtenir ces courbes, il existe deux types de centrifuges et de leur utilisation.

Un type est utilisé pour la mesure de la force axiale et l'autre pour la mesure de la force axiale.

# CHAPITRE II

## 2/ COMPRESSION

Dans un cas particulier, la force axiale est mesurée au centre de la chambre de compression. Les courbes de la figure 1.1 sont obtenues en mesurant la force axiale avec un appareil à levage de précision.

C'est le cas général, on considère la chambre de compression. La force axiale est mesurée au centre de la chambre de compression. Les courbes de la figure 1.1 sont obtenues en mesurant la force axiale avec un appareil à levage de précision.

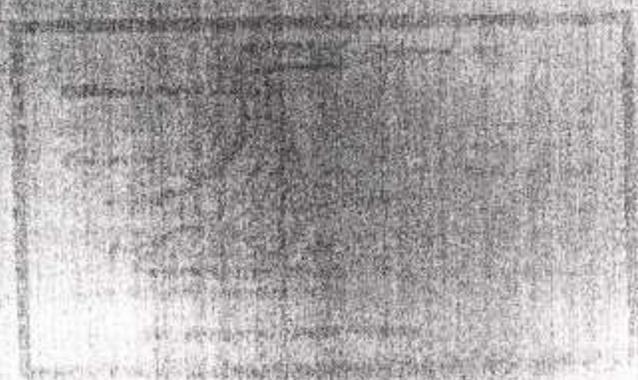


Figure 1.1: Géométrie de la chambre de compression.

## 1/ INTRODUCTION :

Les compresseurs de turbomoteurs ne doivent pas seulement augmenter la pression du fluide actif avec un rendement aussi élevé que possible, mais en outre :

- Assurer le débit requis,
- Alimenter la chambre de combustion avec un fluide suffisamment ralenti, stable et le plus homogène possible.

Pour remplir ces différentes fonctions, il existe deux types de compresseurs, l'axial et le centrifuge avec une très grande variété.

Vu que notre projet est basé essentiellement sur un compresseur centrifuge, ce chapitre va traiter les différents éléments constituant et son fonctionnement.

## 2/ COMPRESSEUR CENTRIFUGE :

Dans un compresseur centrifuge, l'air entre dans la direction axiale par le canal d'entrée situé au centre du corps de l'élément et dévié ensuite radialement. Sous l'effet de la force centrifuge, l'air est alors propulsé à grande vitesse et se comprime. L'air comprimé est alors expulsé radialement sur le diamètre extérieur de l'élément.

Dans le cas général, un compresseur centrifuge se compose de deux éléments essentiels, la Roue et le diffuseur qui assure la fonction de jais citée précédemment comme le montre le schéma ci dessous.

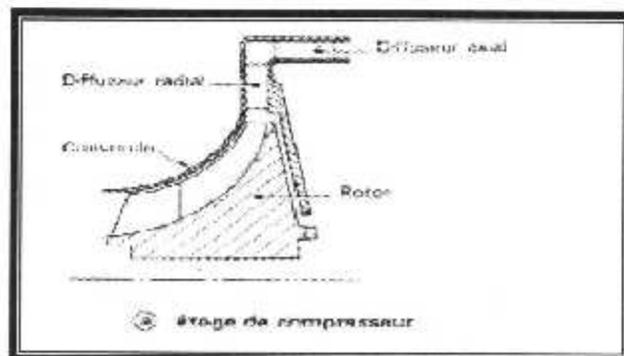


Figure II-1 : étage de compresseur

Un compresseur centrifuge comprend généralement un redresseur axial situé après le diffuseur radial, et qui a pour objectif de redresser l'écoulement de l'air dans la direction axial parallèlement à l'axe de la chambre de combustion.

La figure 2 permet d'expliquer le fonctionnement d'un compresseur centrifuge dans ces différentes stations par leur diagramme de vitesse équivalent.

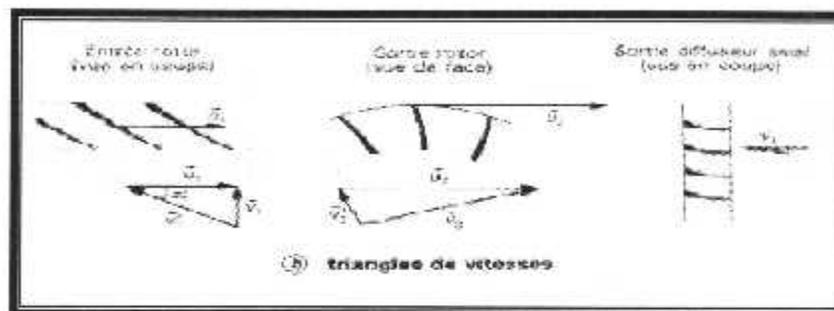


Figure II-2 : triangle de vitesse

Dans le rotor, les pales guident le fluide jusqu'à la sortie et l'enthalpie augmente, corrélativement à la vitesse d'entraînement qui passe de  $U_1$  à  $U_2$ . L'ensemble de diffusion est chargé de ralentir l'écoulement et de le ramener dans l'axe de la machine. L'élément radial effectue surtout la première tâche (diffusion) et l'élément axial la seconde, d'où son nom de redresseur.

Ce pendant le processus se répète et la surpression augmente en ajoutant des étages de compression. Tandis que les débits se modifient en variant les Roues et les distributeurs. Toute fois le compresseur radial atteint de hauts débits avec a des faibles pulsations.

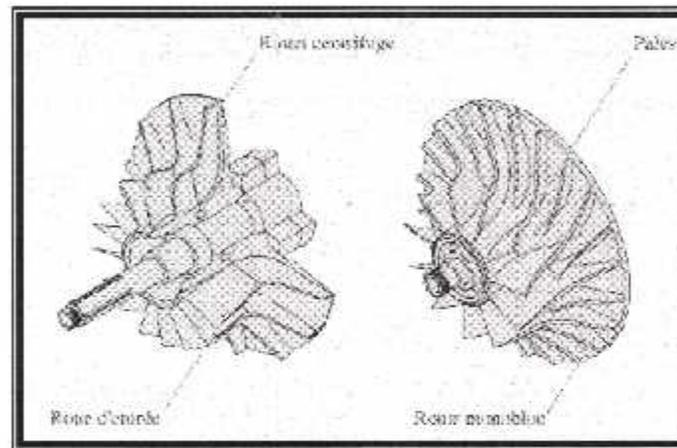
Dans l'ensemble des applications actuelles, les taux de compression varient de [1,1 à 9], pour des vitesses d'entraînement de [350 à 650 m/s] à la périphérie du rotor. Néanmoins les valeurs supérieures se rencontrent dans le domaine aéronautique, alors que les valeurs inférieures se situent sur les machines industrielles. D'autre part, les rendements sont très sensibles aux paramètres constructifs et généralement inférieurs à ceux des compresseurs axiaux, et atteignent l'ordre de [0,75 à 0,85].

### 3/ ETUDE TECHNOLOGIQUE D'UN ETAGE :

#### 3-1/ La Roue ou Rouet :

La Roue ou couramment appelée Rouet, est constituée d'un ensemble d'aubes courbées, partant axialement et se rabattent dans la direction radiale en formant un espace divergent.

Généralement la Roue est obtenue par procédure de moulage en un seul bloc ou en deux parties définissant ainsi l'aspirateur et l'extracteur, (voir figure ci dessous).



**Figure II-3 : Rouet du compresseur centrifuge**

Le matériau de construction du Rouet est la plupart des cas, en alliage d'aluminium ou en acier inoxydable.

La Roue effectue essentiellement un c.t de l'air ambiant par aspiration pour l'accélérer a la périphérie radiale pouvant atteindre un régime supersonique d'environ  $M=1,1$ .

On constate qu'il y'a trois types de Roue distinguée par la forme d'inclinaison de leur aubes a la périphérie. Ces dernières comportent les Roues avants, arrières ou radiales, comme l'indique la figure ci dessous :

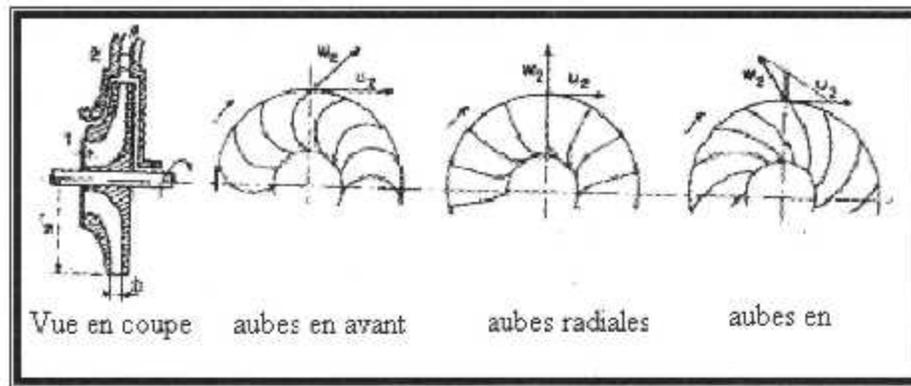


Figure II-4 différentes formes de Rouet

Dans la majorité des cas les Roues arrière et radiales, sont les plus sollicitées du fait de leur simplicité de fabrication et de leur calcul aérodynamique.

L'aptitude énergétique du Rouet est limitée par sa vitesse de rotation pour la quelle il peut résister sans déformation. Des études ont montré que la vitesse critique de déformation étant proportionnelle a la contrainte admissible et a la densité du matériau ; le tableau ci dessous indique pour différent matériau les vitesse limite d'utilisation.

Tab II-1 : les vitesses limites pour différents matériaux

	Acier inox soudable	Acier Ni-Cr	Acier Ni-Cr	Alliage de Mg	Bronze au glucinium moulé	Alliage alumi- nium	
Masse volumique	$\rho = 7,8$	$\rho = 7,8$	$\rho = 7,8$	$\rho = 1,75$	$\rho = 8,6$	$\rho = 2,8$	$(10^3 \text{ kg/m}^3)$
Limite élastique	$E = 45$	$E = 60$	$E = 75$	$E = 70$	$E = 100$	$E = 38$	(hba)
Rouet A	305 m/s	352 m/s	393 m/s	433 m/s	430 m/s	468 m/s	
Rouet C	405 m/s	468 m/s	523 m/s	575 m/s	570 m/s	620 m/s	
Rouet D	271 m/s	313 m/s	350 m/s	385 m/s	382 m/s	416 m/s	

Actuellement les Roues sont conçues a partir d'une étude effectuée sur ordinateur, leur permettant de définir par la méthode des élément finis des Roue a géométric complexes assurant fonctionnalité optimal.

### 3-2/ Le diffuseur :

Le diffuseur est un ensemble de fusion, généralement constitué de deux grilles d'aubes fixes appelé diffuseur radial suivit d'un diffuseur axial, le premier a le rôle de cheminer l'air radialement jusqu'à la périphérie de ses aubes a travers une conduite divergente ayant pour but de ralentir l'écoulement, et permettant ainsi une élévation de la pression statique, le rôle du deuxième, et de redresser le flux axialement pour le diriger convenablement vers la chambre de combustion.

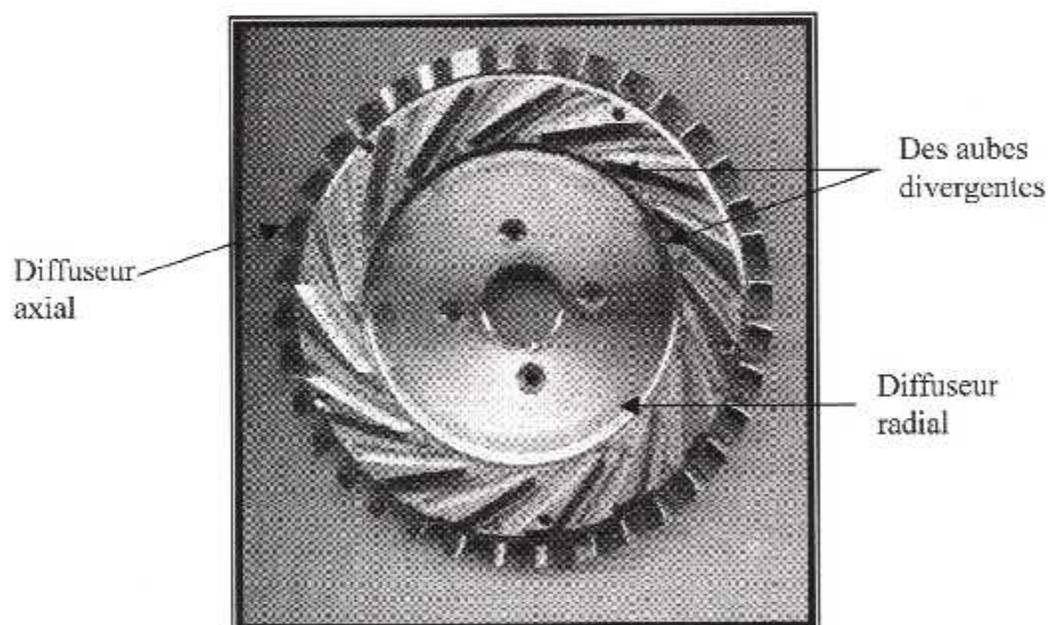


Figure II-6 : le diffuseur

Toutefois, pour remplir cette tache, il existe plusieurs types de diffuseur avec différentes formes, dont on va cité les plus fréquemment utilisés.

- **Diffuseurs à flasques lisses :**

Les diffuseurs à flasques lisses sont très sollicités, en particulier dans le domaine supersonique de l'écoulement à la sortie du Rouet, du fait de leur bon rendement qui reste plus ou moins stable même à des régimes très élevés. Néanmoins ce type de diffusion n'est pas exempt des pertes de pression dues aux frottements de l'air sur les flasques.

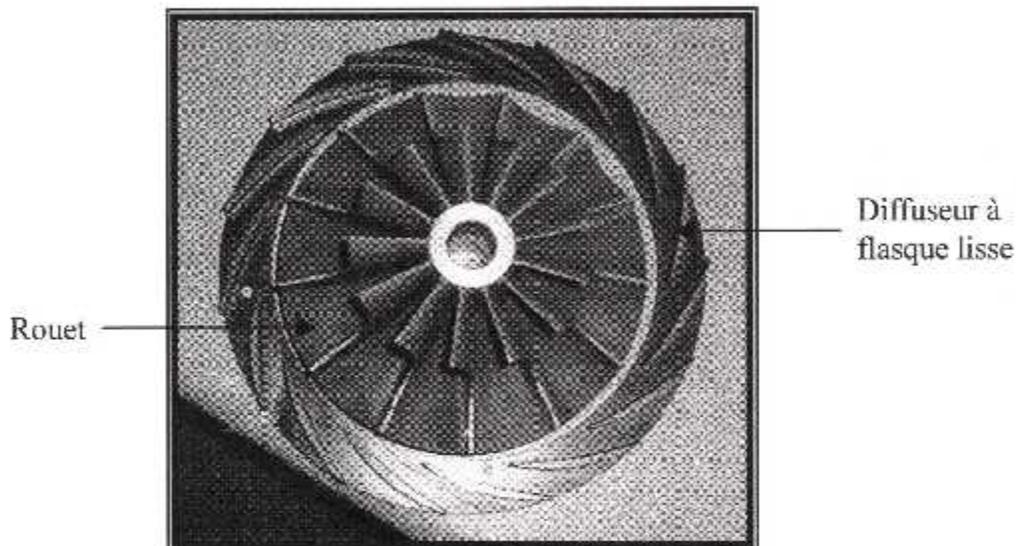


Figure II-7 : le diffuseur à flasque lisse

- **Diffuseurs rotoriques :**

Le diffuseur rotorique est un diffuseur à flasque lisse mobile, tournant à une certaine vitesse autour de l'axe, le but de cette rotation est de réduire les pertes de pression dues à la vitesse tangentielle très élevée relative à la sortie du Rouet.

La manière la plus simple de réaliser ce type de diffusion, est de solidariser une partie du diffuseur avec le Rouet, ou bien laisser le diffuseur rotorique libre pour qu'il puisse prendre sous l'effet des frottements fluides une vitesse de rotation qui permet de diminuer sensiblement les pertes par frottement, toutefois cette technique n'a pu jusqu'à présent être réalisée mécaniquement d'une façon satisfaisante.

- **Diffuseurs à ailettes :**

Les diffuseurs à ailettes sont obtenus grâce à un montage composite en plaçant les ailettes entre flasques lisses, ces dernières peuvent être orientables, ce qui permet d'adapter le fonctionnement du compresseur en fonction du débit désiré.

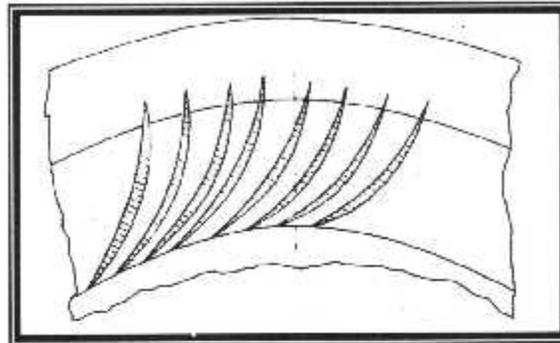


Figure II-8 : Diffuseur à ailettes

- **Diffuseurs coudés :**

L'intérêt Des diffuseurs coudés est de diminuer l'encombrement radial du diffuseur, ils sont couder de manière à les développer dans une direction parallèle à l'axe de la machine, ce type de diffuseur est aussi mini d'ailettes pour limiter la chute de rendement.

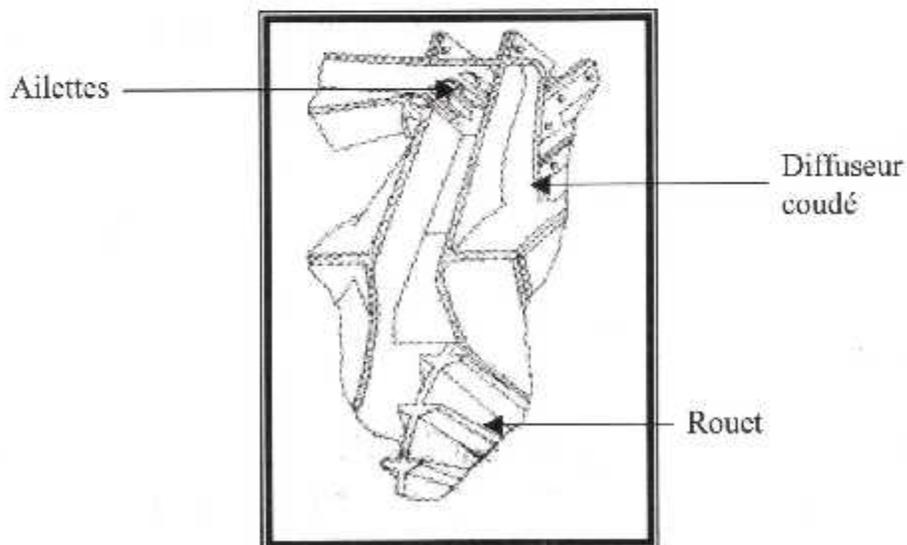
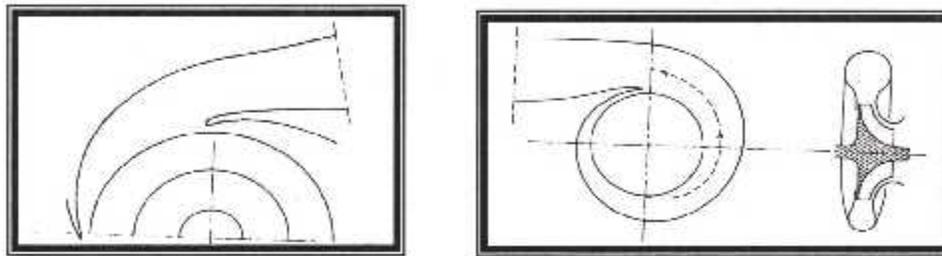


Figure II-9 : le diffuseur coudé

### Diffuseurs spirales :

Le diffuseur spirale est un diffuseur mixte, l'écoulement à l'entrée est similaire à celui du diffuseur lisse pour prendre en suite un cheminement identique à celui du diffuseur tangentiel jusqu'à la sortie du compresseur. Néanmoins c'est dans cette transition d'écoulement que réside le problème du fonctionnement imparfait de ce type de diffuseur.



Diffuseur spirale multiple

diffuseur spirale unique

Figure II.10: les diffuseurs spirales

### 4/ LIMITATION AERODYNAMIQUE DES COMPRESSEURS :

Pour un compresseur, quel que soit le type, il existe une plage de fonctionnement variant avec la vitesse de rotation et délimitée par un débit maximal et un débit minimal liés aux conditions de pression et de température à l'entrée (fig.II-11).

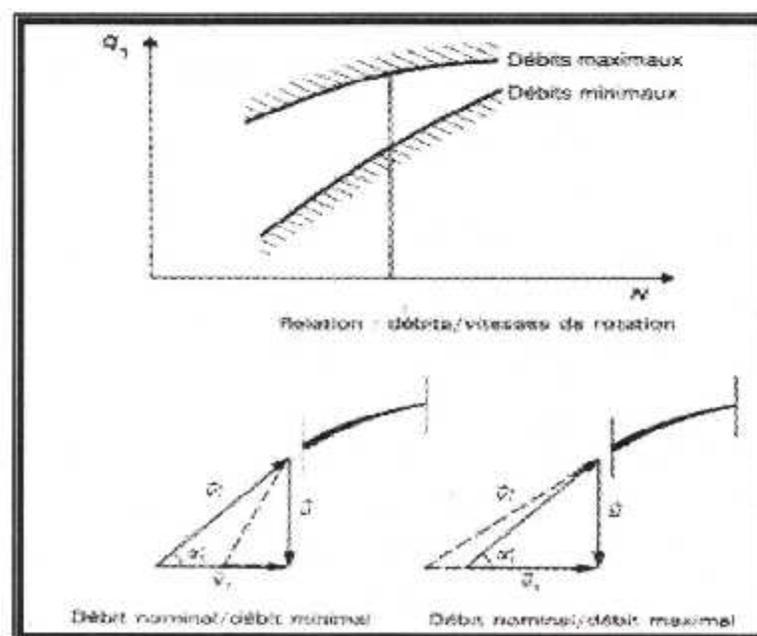


Figure II-11 Plage de fonctionnement d'un compresseur

En effet à la vitesse de rotation constante, lorsque le débit d'air diminue à l'entrée du compresseur, c'est-à-dire la vitesse  $\bar{v}_1$ , l'incidence de la vitesse  $\alpha_1$  par rapport au profil augmente jusqu'à un maximum admissible correspondant à l'inclinaison de décrochage.

Cette situation correspond à un décollement des filets fluides sur l'aubage, générateur d'instabilités et même d'inversions temporaires de l'écoulement : c'est le phénomène de pompage ou de décrochage. Le débit d'air minimal correspondant est appelé aussi débit de pompage ou débit de décrochage du compresseur.

Inversement si le débit d'air augmente, l'indice de  $\bar{v}_1$  va diminuer jusqu'à une valeur minimale : l'indice de blocage.

Cette valeur correspond à une obstruction du canal intérieur aux aubages dans lequel le fluide atteint la vitesse du son, d'où la terminologie utilisée. Le débit maximal est encore appelé débit limite ou débit de blocage.

La plage de fonctionnement diminue lorsque la vitesse de rotation croît au-delà du régime nominal. Il peut même y avoir unicité des débits : débit de pompage et débit de blocage identiques ; C'est le phénomène d'incidence unique rencontré sur les compresseurs transsoniques et supersoniques.

## **5/ ANALYSE DIMENSIONNELLE:**

Pour l'étude des caractéristiques d'une turbomachine en occurrence, le compresseur, on est amené à travailler avec des variables réduites, afin de caractériser le fonctionnement de la machine.

En effet, le théorème de Vachy Buckingham, nous apprend qu'une loi reliant (n) grandeurs physique d'un phénomène, peut également s'exprimer en fonction de (n-3) grandeur sans dimensions, si nous prenons (3) de ces grandeur physique comme grandeur de base.

Ainsi, dans le cas d'un compresseur, les grandeurs physiques intéressantes sont :

$d$ : diamètre du compresseur (m)

$\dot{m}$ : débit d'air (kg/s)

$N$ : vitesse de rotation (tr/min)

$T_{t1}$ : température totale d'entrée compresseur.

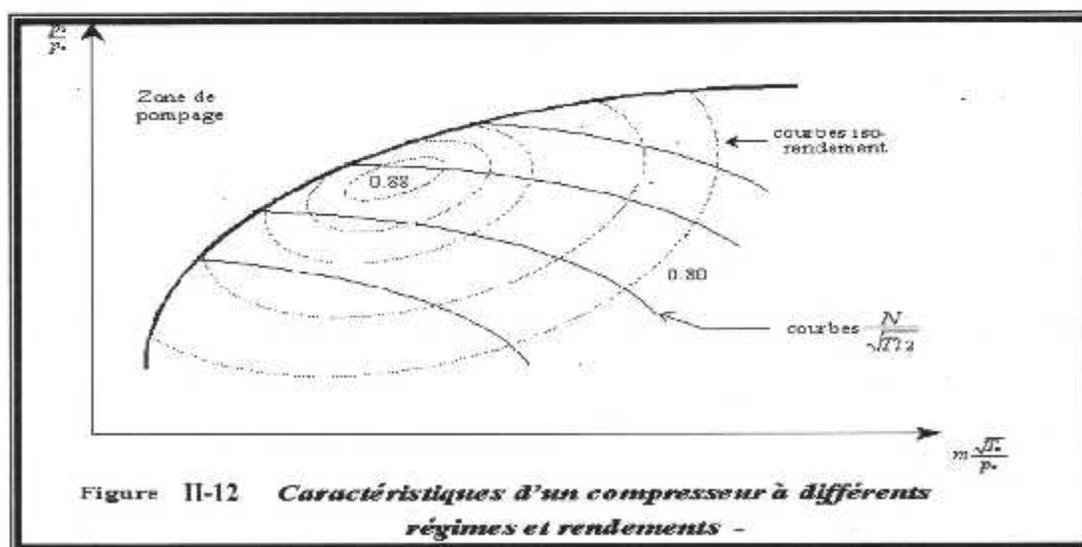
En appliquant le théorème de Vachy Buckingham, on aboutit aux nombres addimensionnels suivant :

1) débit réduit : 
$$D = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{t1}}}{P_{t1}}$$

2) régime (vitesse de rotation) réduit : 
$$N_{reduit} = \frac{N}{\sqrt{T_{t1}}}$$

3) rapport de compression : 
$$\pi_c = \frac{P_{t3}}{P_{t1}}$$

Cette analyse dimensionnelle, nous permet de voir les zones de fonctionnement optimal des compresseurs sur leurs courbes caractéristiques, données par leurs constructeurs figures(II-12).



## **6/ CONSTRUCTION ET MATERIAUX :**

Les aubages fixes en axial et centrifuge peuvent être montés en porte à faux, leur extrémité interne laissant un jeu face au tambour, ou à plate-forme et labyrinthes d'étanchéité, ce qui procure un gain de performances, par réduction des fuites parasites.

Les matériaux les plus utilisés sont des alliages à base d'aluminium, de titane ou des aciers. Lorsque les températures sont inférieures à 180°C environ, on peut employer les alliages légers (gain de masse et de prix de revient), mais bien souvent, les risques d'érosion et d'absorption de corps étranger condamnent l'emploi de ces matériaux qui sont alors remplacés par des aciers ou du titane, si le bilan de masse l'exige.

Jusqu'à des températures de l'ordre de 350 à 400 °C, on peut utiliser les alliages de titane, c'est le cas notamment des rotors centrifuges des machines aéronautiques.

Aux températures plus élevées rencontrées dans les derniers étages de compression, il faut utiliser des alliages réfractaires pénalisés en masse et temps d'usinage.

## **7/ ETUDE ENERGETIQUE DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE :**

### **7-1/ Taux de compression :**

Le taux de compression est défini comme le rapport de la pression totale de sortie à la pression totale d'entrée compresseur.

$$\pi_c = \frac{P_{t3}}{P_{t1}} \quad [2-1]$$

$P_{t1}$   $P_{t3}$  : pression totale entrée et sortie compresseur.

De même, On définit le rapport de température :

$$\tau_c = \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \quad [2-2]$$

$T_{t1}$ ,  $T_{t3}$  : température totale entrée et sortie compresseur

pour une évolution polytropique on a :

$$\tau_c = \left[ 1 + \eta_c \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad [2-3]$$

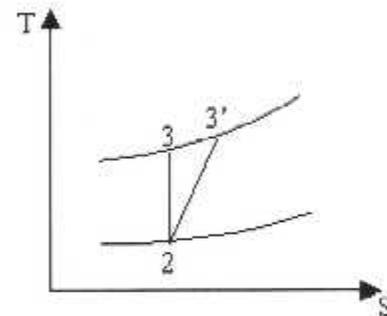
Tel que :  $\eta_c$  est le rendement du compresseur

### 7-2/ Rendement du compresseur :

Le rendement du compresseur est défini comme étant le rapport du travail réel au travail isentropique.

$$\eta_c = \frac{\left( \frac{P_{t3}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}$$

[2-4]



Pour remplacer  $P_{t3}$  par  $P_{t3}$  il faut intervenir le coefficient polytropique  $k$ , Donc le rendement sera :

$$\eta_c = \frac{\left( \frac{P_{t3}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad [2-5]$$

Donc le rendement peut s'écrire sous la forme :

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad [2-6]$$

Le rendement polytropique est donné par la formule suivante :

$$e_c = \left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad [2-7]$$

On a :

$$\frac{T_3}{T_1} = \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad [2-8]$$

$$\eta_c \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{k}-1}}{\pi_c^{\frac{k-1}{k}-1}} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1}}{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma e_c}-1}} \quad [2-9]$$

$$\Rightarrow \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1} = \eta_c \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma e_c}-1} \right) \quad [2-10]$$

### 7-3/ Travail du compresseur :

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué à une turbomachine ; On a la relation suivante :

$$W_{1-3} + Q_{1-3} = h_{1-3} + \left( \frac{V_3^2}{2} \right) \quad [2-11]$$

$Q_{1-3} = 0$  : Compression adiabatique

On aura :

$$W_{1-3} = cp(T_3 - T_1) + \frac{1}{2}(V_3^2 - V_1^2)$$

$$W_{1-3} = cp \left[ \left( T_3 + \frac{V_3^2}{2cp} \right) - \left( T_1 + \frac{V_1^2}{2cp} \right) \right] \quad [2-$$

12]

sachant que :

$$T_t = T + \frac{V^2}{2 \cdot c_p}$$

Donc le travail le long du compresseur sera:

$$W_{1-3} = c_p (T_{t3} - T_{t1}) = \Delta h_t \quad [2-13]$$

On peut développer encore cette relation comme suit :

$$W_c = W_{1-3} = c_p \cdot T_{t1} \left( \frac{T_{t3}}{T_{t1}} - 1 \right)$$

d'après la relation [2-3] :

$$\frac{T_{t3}}{T_{t1}} = \tau_c = \left[ 1 + \eta_c \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right]$$

cela implique que:

$$W_c = \frac{c_p \cdot T_{t1}}{\eta_c} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad [2-14]$$

Remplaçant [2-10] dans [2-14], on obtient :

$$W_c = \frac{c_p \cdot T_{t1} \cdot \eta_c}{\eta_c} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

$$\Rightarrow W_c = c_p \cdot T_{t1} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \epsilon_c}} - 1 \right) = \Delta h_t \quad [2-15]$$

On peut aussi déterminer l'augmentation de l'enthalpie totale à partir du triangle de vitesse et l'application du théorème d'Euler.

En effet, le théorème d'Euler nous apprend que l'énergie compresseur a pour valeur

$$W_c = U_{t2} \cdot v_2 - U_{t1} \cdot v_1 \quad [2-16]$$

Le théorème du moment cinétique prend une forme particulièrement simple pour la classe des compresseurs centrifuges à admission axiale ( $v_1 = 0$ ) et à pales radiales en sortie de rotor. En effet, pour ces machines, le coefficient de glissement appelé aussi facteur de ralentissement :

$$\epsilon = \frac{v_2}{U_{t2}} \quad [2-17]$$

Tel que ;  $\epsilon$  est compris entre 0,85 et 0,90 et est pratiquement constant.

Ainsi :

$$v_2 = \epsilon \cdot U_{t2}$$

$$\Rightarrow W_c = \epsilon \cdot U_{t2}^2 = h_{t3} - h_{t1}$$

L'augmentation d'enthalpie est donc proportionnelle au carré de la vitesse d'entraînement à la sortie du rotor ;  $U_{t2}$  .tel que :

$$\Delta h_u = \varepsilon \cdot U_{i2}^2 \quad [2-18]$$

Avec  $V_1, V_2$ , les projections des vecteurs vitesses absolues de l'écoulement  $\vec{V}_1$  et  $\vec{V}_2$  sur  $\vec{U}_1$  et  $\vec{U}_2$  respectivement.

Et  $U_{i1}, U_{i2}$  les modules des vecteurs vitesses d'entraînement (aux diamètres d'entrée et de sortie du fluide dans la grille mobile du compresseur); leur expression générale est :

$$U_i = \frac{\pi \cdot d \cdot N}{60} \quad [2-19]$$

Mais aussi, en associant la relation [2-15] avec [2-18], on trouve :

$$\Delta h = c_p \cdot T_{i1} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot e_c}} - 1 \right) = \varepsilon \cdot U_{i2}^2 \quad [2-18]$$

cela implique que :

$$U_{i2} = \sqrt{\frac{c_p T_{i1} (\pi_c^{(\gamma-1)/(\gamma \cdot e_c)} - 1)}{\varepsilon}} \quad [2-20]$$

#### **7-4/ Degré de réaction :**

on définit un degré de réaction de la Roue centrifuge, comme étant le rapport de l'énergie transformée en enthalpie, d'origine tangentielle, au travail total fourni :

$$R_o = \frac{h_{1-2}}{h_{1-3}}$$

donc :

$$R_o = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1}$$

Le degré de réaction est défini constant et égal à  $1/2$  si les aubes sont radiales, inférieur à  $1/2$  si elles sont inclinées vers l'avant et supérieur à  $1/2$  si elles sont inclinées vers l'arrière.

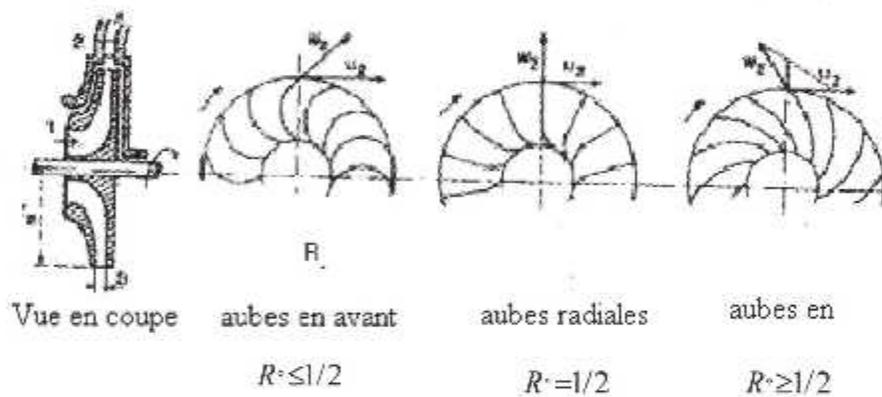


Figure II-13: influence du degré de réaction sur l'inclinaison des aubes

## 8/ LE TURBO COMPRESSEUR :

### ➤ Fonctionnement :

L'entraînement de la turbine est réalisé par une énergie gratuite et que l'on ne peut éviter : les gaz d'échappement.

Comme ils sont encore sous pression et chaud, on se servira de cette énergie pour entraîner cette turbine avant de les laisser rejoindre la tuyauterie d'échappement.

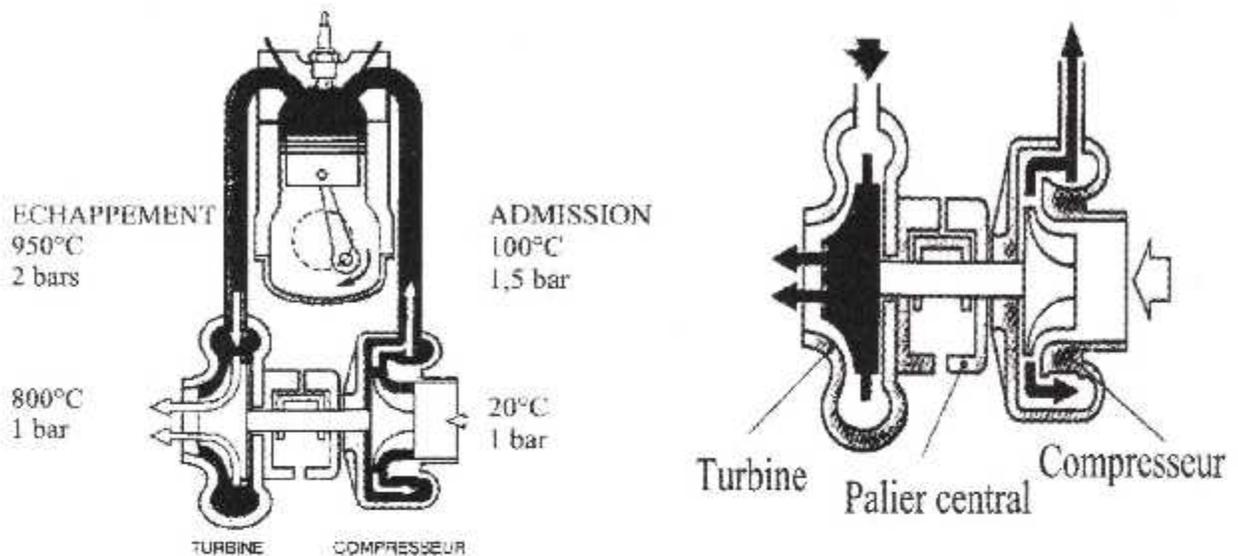


Fig :II-14-turbo-compresseur

La turbine est reliée par un axe à la Roue compresseur qui est en communication avec l'air d'admission. Bien entendu, les deux éléments sont isolés l'un de l'autre.

La turbine entraîne donc directement le compresseur qui fournit alors de l'air sous pression au moteur.

Le turbocompresseur a donc deux phases de fonctionnement :

- La phase atmosphérique (pression d'alimentation inférieure ou égale à Pa)
- La phase suralimentée (pression d'alimentation supérieure à Pa)

La phase suralimentée est atteinte au environ de 50 000 tr/min que l'on nomme régime « d'accrochage » du turbocompresseur.

### ➤ La turbine :

La turbine doit résister à des températures d'environ 900°C. Son carter est généralement en fonte spéciale pour résister à cette température et à l'éclatement. Sa Roue qui est très sollicitée mécaniquement en raison de la finesse des pales et des régimes élevés qu'elle peut atteindre, est réalisée à l'aide d'un alliage recherché. Elle est soudée sur l'axe par friction.

➤ **Le compresseur :**

Le compresseur son carter et sa Roue son en alliage d'aluminium. Pour obtenir un bon rendement le jeu entre les Roues et les carters doit être très faible. Les Roues sont faites par procédé dit « à cire perdue » (elles sont d'abord réalisées en cire, puis le moule est crée autour). Puis la cire est fondue et le métal est injecté. C'est une méthode de fabrication qui revient assez cher mais qui garantie une grande précision de fabrication.

L'axe turbine/compresseur est tenu par deux paliers montés « fluides » c'est à dire graissés sous pression

**\* performances de quelques marques de turbo charger :**

❖ **Rajay industrie**

Les turbos fabriqués par cette maison sont caractérisés essentiellement par :

- Un taux de compression entre 3 et 3.3.
- Une vitesse maximale de rotation de la turbine de 110 000 rpm.
- Une température tolérable de fonctionnement continue de 750 °C.

❖ **Rotomaster :**

Les caractéristiques essentielles de ses turbos sont :

- Taux de compression ente 3 et 3.2.
- Vitesse maximale de la turbine 125 000 rpm.
- La température tolérée 750 °C.

❖ **IHI( Ishikawajima-Harima, Heavy Industries ) :** une entreprise japonaise, dont les

turbo sont caractérisés en général par :

- Un taux de compression de 3 .
- Une vitesse de rotation entre 125 000 et 180 000.
- Une température admissible de 750 °C.

En ce lieu, par les chapitres et les...  
de l'œuvre... de l'œuvre...  
maison... de l'œuvre...  
maison... de l'œuvre...

En ce lieu, on se heurtait sur l'œuvre...  
chargé... de l'œuvre...  
nous... de l'œuvre...  
nos... de l'œuvre...

# CHAPITRE III

## RECORDATION DE LA...

Il faut savoir... de l'œuvre...  
de l'œuvre... de l'œuvre...  
de l'œuvre... de l'œuvre...  
de l'œuvre... de l'œuvre...

Dans ces... de l'œuvre...  
de l'œuvre... de l'œuvre...  
de l'œuvre... de l'œuvre...

## **1/ IDEE DE BASE :**

En se referant aux chapitres précédents, ou on a développé les éléments et les principes de fonctionnement d'un turboréacteur. Une idée nous vient a l'esprit, c'est de construire une machine a partir d'une Roue compresseur, pour garantir un vrai cycle thermodynamique d'un moteur a réaction.

En effet, en se basant sur l'étude d'une Roue de compresseur récupérée d'un turbo charger. On compte construire les éléments qui nous garantiront le bon fonctionnement de notre moteur : un diffuseur, une entrée d'air (cache diffuseur), une chambre de combustion, une turbine, une tuyère, un arbre de transmission, un circuit de graissage, un circuit carburant et un carter .

Dans ce qui suit, notre étude va comporter une partie comprenant :

- le diffuseur
- l'entrée d'air (cache diffuseur)
- l'arbre de transmission
- le circuit de graissage interne
- le circuit carburant interne

## **2/ ETUDE DU CYCLE MOTEUR**

Un turboréacteur se calcul et se dimensionne pour un point de fonctionnement stabilisé bien déterminé. Pour le quel le cycle de fonctionnement s'optimise en fonction de certains critères de performances (poussée, poussée spécifique, consommation spécifique, et état actuel de la technologie ).

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

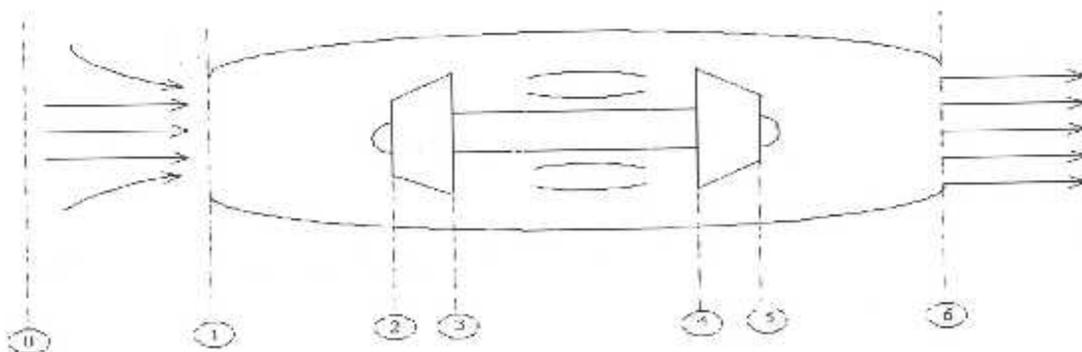
La formulation utilisée dans ce qui suit est tirée essentiellement des lois de la conservation (énergie, quantité de mouvement et débit) en plus des formules thermodynamiques ainsi que des relations empiriques élaborées sur la base de l'expérience par des spécialistes et amateurs de la construction aéronautique.

### Hypothèses de calcul :

- Le fonctionnement est en adaptation.
- L'écoulement est isentropique.
- Le gaz est considéré comme calorifiquement parfait
- Le point de fonctionnement est au sol ( $H=0$ ).

### 2-1/ Etude énergétique de chaque composant du turboréacteur :

L'étude qui suit portera sur les différents paramètres ( température, pression, taux de compression, taux de détente...), au niveau de chaque organe. Puis les performances du moteur ( poussée, consommation et rendements..). Les stations du turboréacteur sont énumérées pour chaque entrée et sortie d'élément comme le montre le schéma ci dessous :



**2-1-1/ Entrée d'air :**

comme l'écoulement est supposé isentropique, en appliquant le premier principe de la thermodynamique on aura l'équation suivante :

$$dW + dQ = dh + dV \quad [3-1]$$

avec :

$$dW = 0 ; \text{ pas d'échange de travail.}$$

$$dQ = 0 ; \text{ évolution adiabatique}$$

Donc on aura la conservation de la pression totale et la température totale.

D'où :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{t1} = T_{t2} = T_{t3} \\ \text{et} \\ P_{t1} = P_{t2} = P_{t3} \end{array} \right. \quad [3-2]$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{T_{t0}}{T_0} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_0^2 \right) \\ \frac{P_{t0}}{P_0} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{array} \right. \quad [3-4]$$

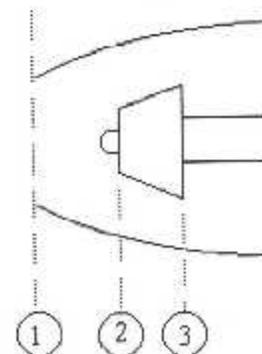
$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{T_{t0}}{T_0} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_0^2 \right) \\ \frac{P_{t0}}{P_0} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{array} \right. \quad [3-5]$$

**2-1-2/ Compresseur :**

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué à une turbomachine ; le travail du compresseur sera :

$$W_{2-3} = h_{t3} - h_{t2}$$

ou :



$$\dot{W}_{2-3} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad [3-6]$$

Le taux de compression est défini comme le rapport de la pression totale de sortie à la pression totale d'entrée compresseur.

$$\pi_c = \frac{P_{t3}}{P_{t2}} \quad [3-7]$$

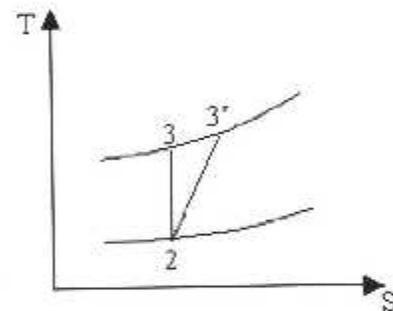
De même, on définit le rapport de température pour un écoulement adiabatique:

$$\tau_c = \frac{T_{t3}}{T_{t2}} \quad [3-8]$$

pour une évolution polytropique on peut définir

$$\tau_c = \left[ 1 + \eta_c \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right]$$

[3-9]



Avec  $\eta_c$  Le rendement du compresseur.

D'après la relation [3-6] le travail réel du compresseur sera défini par:

$$W_c = \frac{c_p \cdot T_2}{\eta_c} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad [3-10]$$

### **2-1-3/ Chambre de combustion :**

Il est défini comme étant le rapport de la masse de carburant par la masse d'air qu'il lui est mélangé pour effectuer la combustion.

$$\dot{Q}_f = h_{t4} - h_{t3} \quad [3-11]$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot P_{ci} = (\dot{m}_0 + \dot{m}_f) \cdot c_{p_t} \cdot T_{t4} - \dot{m}_0 \cdot c_{p_c} \cdot T_{t3} \quad [3-12]$$

on divise par  $\dot{m}_0$  :

$$f \cdot P_{ci} = (1 + f) \cdot c_{p_t} \cdot T_{t4} - c_{p_c} \cdot T_{t3}$$

$$f \cdot \frac{P_{ci}}{c_{p_t} \cdot T_{t4}} = (1 + f) - \frac{c_{p_c} \cdot T_{t3}}{c_{p_t} \cdot T_{t4}}$$

$$f \cdot \left( \frac{P_{ci}}{c_{p_t} \cdot T_{t4}} - 1 \right) = 1 - \frac{c_{p_c} \cdot T_{t3}}{c_{p_t} \cdot T_{t4}}$$

$$f = \frac{1 - \frac{c_{p_c} \cdot T_{t3}}{c_{p_t} \cdot T_{t4}}}{\frac{P_{ci}}{c_{p_t} \cdot T_{t4}} - 1} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_0} \quad [3-13]$$

#### 2-1-4/ La turbine :

l'équilibre de la turbine-compresseur nous donne :

$$\eta_m \cdot \dot{W}_t = \dot{W}_c \quad [3-14]$$

pour un gaz parfait on a :

$$(\dot{m}_0 + \dot{m}_f) \cdot cp_t \cdot (T_{t4} - T_{t5}) \eta_m = \dot{m}_0 \cdot cp_c \cdot (T_3 - T_2) \quad [3-15]$$

$$(1+f) \cdot \eta_m \cdot \frac{cp_t \cdot T_{t4}}{cp_c \cdot T_{t2}} \left(1 - \frac{T_{t5}}{T_{t4}}\right) = \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) \quad [3-16]$$

$$\tau_t = 1 - \frac{(cp_c \cdot T_{t2})(\tau_c - 1)}{(1+f) \eta_m (cp_t \cdot T_{t4})} \quad [3-17]$$

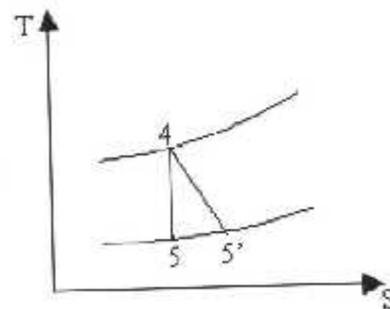
$$\tau_t = 1 - \frac{(cp_c \cdot T_{t2}) \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{(1+f) \eta_m (cp_t \cdot T_{t4})} \quad [3-18]$$

Pour une transformation réelle on a :

$$\pi_t = \left[1 + \frac{1}{\eta_t} (\tau_t - 1)\right]^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1}} \quad [3-19]$$

Avec :

$$\eta_t = \frac{T_{t5'} - T_{t4}}{T_{t5} - T_{t4}} \quad [3-20]$$



**2-1-5/ La tuyère :**

La tuyère est un convergent dans le quel l'écoulement est isentropique, sans échange de chaleur ni de travail. On se trouve dans le même cas de figure que l'entrée d'air, on peut donc admettre que les grandeurs totales se conservent.

La pression totale et la température totale à la sortie tuyère sont données par la formule suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{t6} = P_{t5} \\ \text{et} \\ T_{t6} = T_{t5} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} [3-20] \\ \\ [3-21] \end{array}$$

**Rapport critique** : on appelle rapport critique, le rapport  $P_t/P$  lorsqu'on a un mach égale à 1. Or :

$$\frac{P_t}{P} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Pour  $M=1$  :

$$r_c = \left( \frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [3-23]$$

Pour  $\gamma=1,4$  on trouve  $r_c=1,9$

**Fonctionnement pratique :**

Lorsqu'on considère une tuyère d'avion, la pression totale à l'amont de la tuyère est celle de sortie turbine, Quant à la pression en aval, ça sera la pression atmosphérique.

On aura deux cas de fonctionnement :

- Sub-critique  $M < 1$
- Critique  $M=1$

• **Fonctionnement sub-critique :**

On a : 
$$\frac{P_{t5}}{P_0} = \frac{P_{t6}}{P_6} < \gamma_c \quad [3-24]$$

$P_{t5} = P_{t6}$  (transformation adiabatique)

$P_6 = P_0$  (détente complète des gaz)

$$\frac{P_6}{P_0} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} ; \text{ Avec } M < 1$$

D'où : 
$$M_6 = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{P_6}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad [3-25]$$

Sachant que :

$$T_6 = \frac{T_{t6}}{1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M_6^2}$$

En déduit la vitesse d'échappement :  $V_6 = M_6 \sqrt{\gamma r T_6}$

$$V_6 = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma \cdot r}{\gamma-1} \cdot T_{t5} \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_6}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right]} \quad [3-26]$$

• **Fonctionnement critique :**

Dans ce cas, on a : 
$$\frac{P_6}{P_0} = \gamma_c = \left( \frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

La vitesse d'éjection est donnée par :

D'autre part, les vitesses  $v_{1Rh}$  et  $v_{1Rt}$  correspondants a l'écoulement relatif, respectivement dans le hub et dans le tip sont déterminées en partant du principe, que la vitesse angulaire  $\omega$  (rd/s) reste constante a la racine et au sommet, ainsi on a :

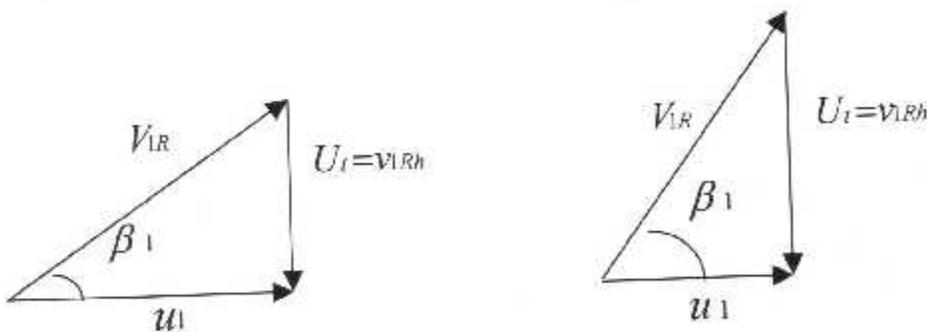
$$\omega = \frac{U_t}{d_2/2} = \frac{v_{1Rt}}{d_{1t}/2} = \frac{v_{1Rh}}{d_{1h}/2} \quad [3-49]$$

cela implique :

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{1Rh} = \frac{d_{1h}}{d_2} \cdot U_t \\ \text{et} \\ v_{1Rt} = \frac{d_{1t}}{d_2} \cdot U_t \end{array} \right. \quad [3-50]$$

$$[3-51]$$

L'établissement du diagramme de vitesse a l'entrée nous montre les relations géométriques entre les vitesses.



Racine (hub)

Sommet (tip)

- Triangle de vitesse pour un compresseur centrifuge (Entrée rotor) -

Cela nous ramène a tirer les relations ci dessous pour les angles a l'emplanture et au sommet respectivement :

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_{1h} = \tan^{-1} \cdot \frac{V_{1Rh}}{u_1} \\ \text{et} \\ \beta_{1t} = \tan^{-1} \cdot \frac{V_{1Rt}}{u_1} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} [3-52] \\ [3-53] \end{array}$$

### 3-5) Paramètres a la sortie de la Roue (station 2) :

D'une manière similaire a la station (1), les vitesses et la direction du flux sortant seront déterminer directement a partir du triangle de vitesse établit a un point a la périphérie de la Roue .

En réalité l'écoulement quitte la Roue radialement avec une vitesse absolue  $V_2$  et un angle  $\alpha_2$  ; tandis que l'écoulement relatif correspondant sera tangent a la périphérie de l'aube d'un angle  $\beta_2$ , soulignant que la valeur de  $\beta_2$  détermine la nature de la Roue point de vue inclinaison de ses aubes (arrière, avant ou radiale) .

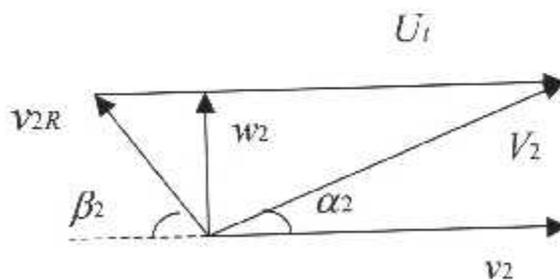


figure : triangle de vitesse a la sortie rotor

$w_2$ , étant la vitesse radiale qui sera équivalente a la vitesse axiale  $u_1$  en grandeur par référence, donc :

$$w_2 = u_1 \quad [3-54]$$

D'après la relation (3-40) on tire la composante tangentielle  $v_2$  par :

$$v_2 = \varepsilon \cdot U_1$$

Tandis que  $\vec{V}_2$ , la vitesse absolue du flux, elle est égale à la somme vectorielle des grandeurs des vitesses radial et tangentielle ;  $\vec{V}_2 = \vec{v}_2 + \vec{w}_2$ .

$$\text{Cela} \Leftrightarrow V_2 = \sqrt{w_2^2 + v_2^2} \quad [3-55]$$

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

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{w_2}{v_2} \quad [3-56]$$

et la direction relative correspondante à la vitesse  $V_{2R}$  tel que :

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{U_1 - v_2}{w_2} \quad [3-57]$$

connaissant la vitesse absolue de l'écoulement  $\vec{V}_2$  et la température totale à la sortie du rotor (station 2), on peut en déduire alors le nombre de Mach  $M_2$  en utilisant l'expression suivante :

$$M_2 = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[ \frac{T_{t2}}{T_{t2} - V_2^2 / (2 \cdot c_p)} - 1 \right]} \quad [3-58]$$

Généralement  $M_2$  est compris entre  $[0,74-1,1]$ .

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

$$\frac{P_{t3s}}{P_{t1}} = \left( \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \right)^{\gamma/\gamma-1} \quad [3-59]$$

Pour déterminer la pression totale  $P_{t2}$  à la station (2) on suppose que les pertes engendrées entre la Roue et le diffuseur peuvent être regroupées et reliées selon l'équation suivante :

$$\frac{P_{t2}}{P_{t3s}} = \frac{P_{t3}}{P_{t2}} = \sqrt{\frac{\pi_c}{P_{t3s}/P_{t1}}} \quad [3-60]$$

On tire alors  $P_{t2}$ , on utilisant l'expression -intermédiaire- ci dessous :

$$P_{t2} = \frac{P_{t2}}{P_{t3s}} \cdot \frac{P_{t3s}}{P_{t1}} \cdot P_{t1} \quad [3-61]$$

et  $P_{t3}$  est donnée par :

$$P_{t3} = P_{t1} \cdot \pi_c \quad [3-62]$$

### 3-5) La section de sortie de la Roue :

ayant trouver tous les paramètres dans la Roue compresseur, il nous reste à déterminer la section de sortie du rotor  $A_2$ , sachant que le débit se conserve de l'entrée à la sortie, ainsi on applique l'expression [3-46], nous exprimons le paramètre de débit du faite qu'on connaît le nombre de Mach  $M_2$ , ce la nous permet d'appliquer la relation [3-47] comme suit :

$$f(M_2) = \frac{M_2 \sqrt{\gamma/R}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)^{\gamma+1/2(\gamma-1)}}$$

D'où l'expression [3-46] nous donne :

$$MFP(M_2) = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2} \cdot A_2 \cdot \cos \alpha_2} = f(M_2)$$

en déduit alors la section de sortie  $A_2$  :

$$A_2 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2} \cdot MFP(M_2) \cdot \cos \alpha_2}$$

cependant la section  $A_2$  représente la section de passage défini par le périmètre de la Roue et l'espacement  $b$  :

$$A_2 = b \cdot \pi \cdot d_2 \quad [3-63]$$

d'où :

$$b = \frac{A_2}{\pi \cdot d_2}$$

#### 4) ETUDE 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 fallut effectuer un choix sur le type du diffuseur qu'on veut dimensionner, Pour notre cas, on a choisi le type

« diffuseur a flasque lisse », dont la forme a été expliquée au chapitre II, une esquisse est présentée ci dessous pour la suite du dimensionnement :

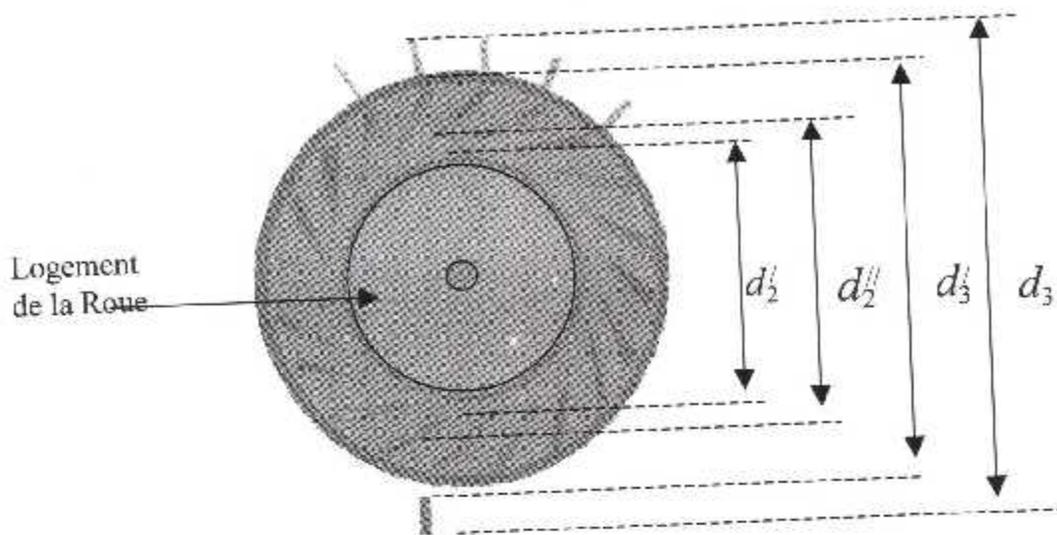


FIG III.4. Schéma explicatif de la forme du diffuseur.

#### 4-1) Calcul de la section de sortie du diffuseur (station 3) :

A la sortie du compresseur (station 3) la vitesse  $V_3$  qui est de l'ordre de 90 m/s, connaissant la vitesse et la température totale a la sortie, on peut alors en déduire le nombre de mach  $M_3$  selon la relation suivante :

$$M_3 = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[ \frac{T_{t3}}{T_{t3} - V_3^2 / (2 \cdot c_p)} - 1 \right]}$$

On peut donc retrouver le MFP pour le Mach  $M_3$  d'où :

$$MFP(M_3) = f(M_3) = \frac{M_3 \sqrt{\frac{\gamma}{R}}}{\left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_3^2 \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}}$$

La section  $A_3$  a la sortie du diffuseur est donnée par :

$$A_3 = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t3}}}{P_{t3} \cdot MFP (M_3) (\cos \alpha_3)}$$

Le flux quitte du diffuseur avec un angle  $\alpha_3$ , si l'écoulement a la sortie est axial cela implique que  $\alpha_3 = 0$  ce qui nous donne :

$$A_3 = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t3}}}{P_{t3} \cdot MFP (M_3)}$$

#### 4-2) Géométrie du diffuseur :

Les filets d'air quittant la Roue centrifuge suivant une ligne de courant en spirale ; le diffuseur doit se raccorder a l'écoulement sans le perturber et assurer une augmentation de la pression statique, toute en essayant de garder une perte minimale dans la pression totale .

En général cette compression est assurée par un espace divergent délimité par deux aubes successives.

La forme des aubes du diffuseur radiale varie d'une simple courbe mince, a trapézoïdale épaisse.

En réalité le diffuseur radial débute a partir d'un certain diamètre  $d_2''$  estimée empiriquement a [1,1 a 1,2 ] fois le diamètre de la Roue, d'autre part les études pratique ont

montrés que le diamètre externe du diffuseur radial  $d_3'$  tourne autour de [1,6 a 1,8] fois le diamètre du rotor

a) **Les diamètres :**

On se basant sur les approches les diamètres apparents sur le diffuseur radial seront choisis de la sorte :

$$\left\{ \begin{array}{l} d_2'' = 1,2 \cdot d_2 \\ \text{et} \\ d_3' = 1,7 \cdot d_2 \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} [3-64] \\ \\ [3-65] \end{array}$$

Le diamètre  $d_2'$ ,  $d_2''$  n'est autre que  $d_2$  diamètre de la Roue plus jeu, un jeu qui permet juste a la Roue de tourner librement a l'intérieur de ce diamètre  $d_2'$ , on l'a estimer a 1 mm donc :

$$d_2' = d_2 + 1 \text{ mm} \quad [3-66]$$

connaissant la section de sortie du compresseur a la station (3), le diamètre

$d_3$  est évalué a partir de :

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_3}{\pi} + d_3'^2}$$

ou :

$$A_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_3'^2 - d_3^2) \quad [3-67]$$

### a) Les aubes radiales :

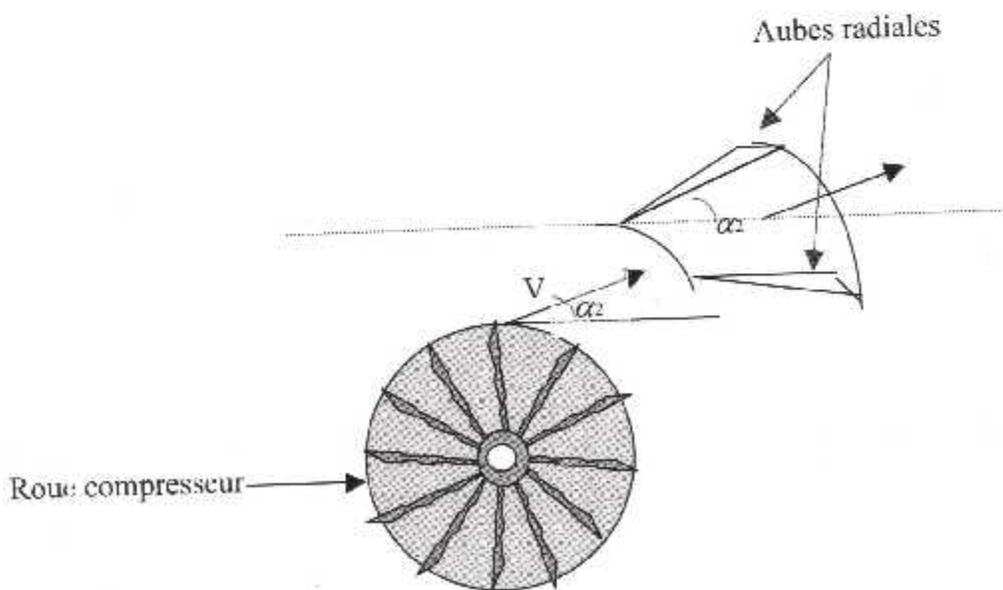
En ce qui concerne l'inclinaison des aubes radiales du diffuseur, le choix de la forme dépend des moyens techniques mis à notre disposition pour la réalisation.

A la sortie de la Roue, la direction de la vitesse absolue  $V_2$  de l'écoulement  $\alpha_2$ , donc pour diriger le flux dans le diffuseur, les aubes de ce dernier seront calées aux même angle  $\alpha_2$ .

Tout de même, leur forme reste équivalente à un profil aérodynamique très mince constituant un canal divergent.

La détermination du trace de ces aubes se réalise par des moyens itératifs définissant à chaque point d'avancement radial l'angle tangent à la ligne de courant du fluide, et garantissant d'autre part une perte minimale.

Généralement, le fluide attaque l'aube avec un angle presque équivalent à celui de la sortie de la Roue  $\alpha_2$ , puis il sera diminué à la sortie.



### a) Estimation du nombre d'aubes :

Le choix du nombre d'aubes est très important du fait qu'un nombre excessif d'aubes peut perturber et freiner l'écoulement, cependant la détermination exacte se base sur des réalisations et des essais, néanmoins il existe des moyens empiriques faciles permettant d'approcher un nombre de choix basé sur l'angle de sortie  $\alpha_2$  selon la formule suivante :

$$n_{dr} = \frac{360^\circ}{\alpha_2}, \text{ tel que : } \alpha_2 \text{ est en (degré)} \quad [3-68]$$

### b) les aubes axiales :

Pour ramener l'écoulement radiale sortant du diffuseur, des redresseurs axiaux sont disposés pour diriger l'écoulement convenablement vers la chambre de combustion, c'est à dire avec  $\alpha_3 = 0$ , ces redresseurs sont appelés les aubes axiales ou les aubes directrices.

Leur hauteur est la différence :

$$h = \frac{d_3}{2} - \frac{d_2}{2} \quad [3-69]$$

Leur nombre est fixé par un choix arbitraire, basé sur des modèles existants.

## 5) CALCUL:

Pour le calcul de tous les paramètres étudiés au paravent, ainsi les dimensions finales de notre compresseur, un programme Fortran a été fait, et les résultats sont affichés ci-dessous sous forme de tableaux :

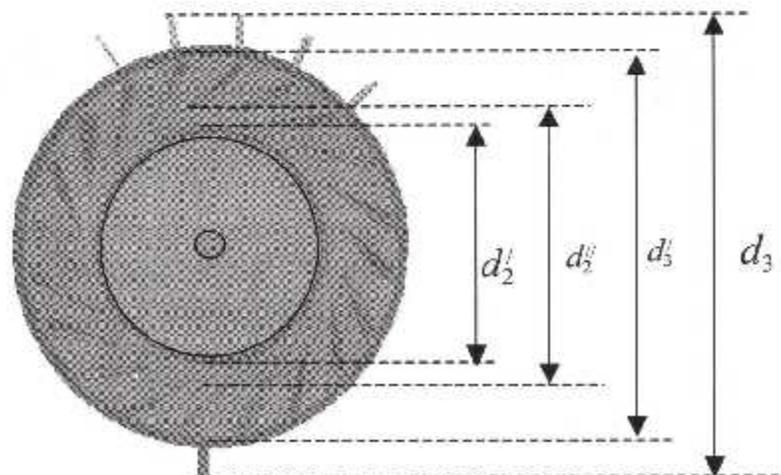
Tab Paramètre thermodynamique et turbo machine de l'étage Compresseur

station paramètres	1	1R		2R	2	3
		(hub)	(tip)			
$T_i$ (K)	288.160	290.370	306.085	340.227	381.880	381.880
$T$ (K)	283.836	283.836	283.836	335.382	335.382	377.847
$P_i$ (Kpa)	101.300	104.045	125.124	164.164	245.943	222.860
$P$ (Kpa)	96.078	96.078	96.078	156.127	156.127	214.729
$M$	0.276	0.339	0.626	0.269	0.833	0.231
$V$ (m/s)	93.184	114.547	211.369	98.634	305.563	90
$u$ (m/s)	93.184	93.184	93.184	93.184	93.184	
$v$ (m/s)	0	66.616	189.720	32.334	291.008	
$\alpha$ (deg)	0				17.76	0
$\beta$ (deg)		35.56	63.84	70.86		
$A$ (m <sup>2</sup> )	0.1633E-02				0.3813E-03	9.3997049E-04

N	wc	$\eta_c$	$R^*$	b (mm)	h (mm)	$n_{dr}$ (aub)	$n_{cs}$ (aub)
0.7440E+05	0.1694E+05	0.7769	0.5483	5	7	20	30

**Les diamètres :**

$d_2$ (mm)	83
$d_{1h}$ (mm)	15
$d_{1t}$ (mm)	47
$d_2'$ (mm)	84
$d_2''$ (mm)	100
$d_3'$ (mm)	140
$d_3$ (mm)	154



## 6) ETUDE RDM DE L'ARBRE DE TRANSMISSION :

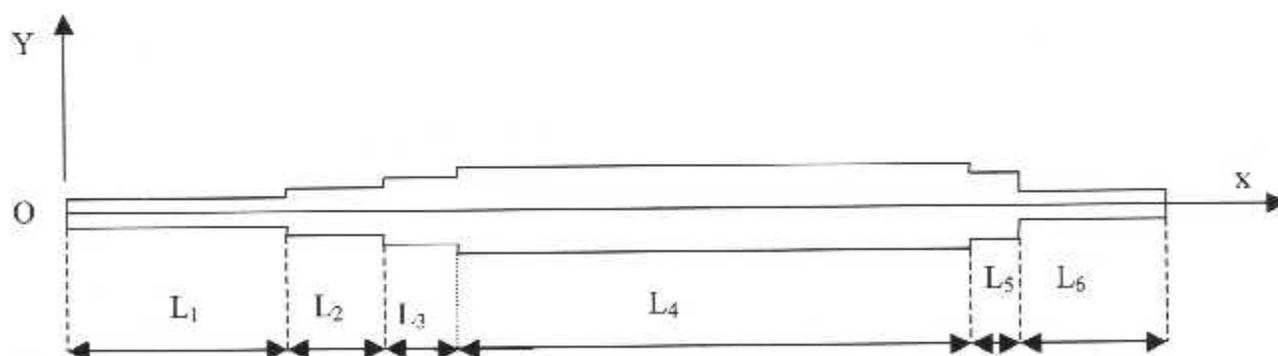
### 6-1) Introduction :

Dans chaque étude de construction, quel que soit son domaine d'utilisation, une étude RDM 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, vu 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 :

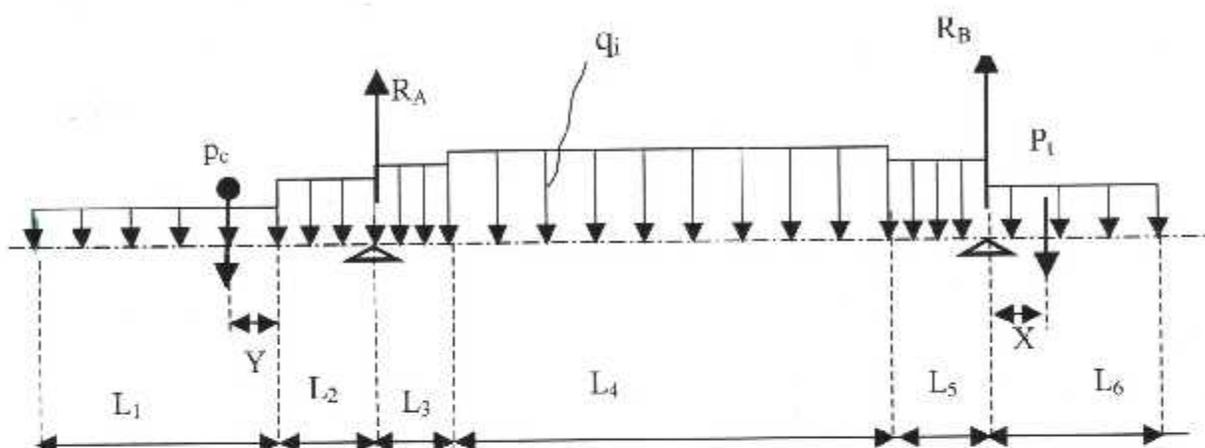


Notre arbre se divise en 6 zones différencées par leurs longueurs et leurs diamètres.

Les 6 zones représentent des cylindres de diamètre  $d$  et de longueurs  $L$ .

### 6-2) Etude statique :

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



$p_c$  : le poids du Roue-compresseur

$p_t$  : le poids de la Roue-turbine

$X$  : est la distance de entre le centre de gravité de la turbine et la base de celle ci

$y$  : La distance entre le centre de gravité de la Roue compresseur et la base de celle ci.(Voir annexe 2)

$q_i$  :représente le poids de l'arbre par unité de longueur tel que :  $q_i = \frac{m_i}{L_i} \cdot g = \frac{\rho \cdot v_i \cdot g}{L_i}$

$i$  :représente l'indice de la zone tel que  $i = 1, 2, \dots, 6$

• calcul des réactions aux appuis

a l'équilibre on a :

$$\sum \vec{F} = 0$$

$$R_A + R_B = q_1 + q_2 \cdot L_2 + q_3 \cdot L_3 + q_4 \cdot L_4 + q_5 \cdot L_5 + q_6 \cdot L_6 + P_c + P_t$$

$$= g \cdot \rho(v) + P_c + P_t = g \cdot \rho \cdot v + P_c + P_t$$

donc :

$$R_A + R_B = g \cdot (\rho \cdot v + m_c + m_t)$$

$$\sum M_A = 0$$

Ainsi on trouve  $R_A$  et  $R_B$ .

• calcul du de l'effort tranchant et du moment flechissant :

en appliquant la somme des forces et celle des moment pour chaque zone, on trouve les efforts tranchants et les moments flechissants appliqués le long de la poutre, ainsi on determine l'effort max et le moment max , cela pour estimer la contrainte de cisaillement de notre arbre et verifier quelle est bien inferieur a la contrainte max relative a la nucnee du materiau notre arbre en utilisant l'expression suivante :

$$\sigma_{\max} = \frac{Mf_{\max}}{I} \cdot \frac{d}{2} = \frac{Mf_{\max} \cdot 32}{\pi \cdot d^3}$$

sachant que  $I$  est le moment d'inertie de l'arbre tel que :

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

cela implique :

$$\sigma_{\max} = \frac{M f_{\max} \cdot 32}{\pi \cdot d^3}$$

et la condition à vérifier est

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{admissible}}$$

### Résultats :

Un programme EXCEL a été établi sur la base des équations développées pour le calcul RDM dont les détails sont présentés dans l'Annexe 2.

Les résultats de ce programme sont présentés dans les tableaux ci-dessous :

	$L$ (m)	$D$ (m)	$V$ (m <sup>3</sup> )	$M$ (Kg)	$q$ (N/m)
Zone 1	0,058	0,007	2.2321E-06	1.74E-02	2,94
Zone 2	0,025	0,012	2.8274E-06	0.02205398	8,65398192
Zone 3	0,018	0,014	2.7709E-06	0.0216129	11,7790309
Zone 4	0,116	0,018	2.9518E-05	0.23024356	19,4714593
Zone 5	0,008	0,014	1.2315E-06	0.00960573	11,7790309
Zone 6	0,034	0,012	3.8453E-06	0.02999341	8,65398192

$$\left\{ \begin{array}{l} R_A = 3,54855098 \text{ N} \\ R_B = 5,58377399 \text{ N} \end{array} \right.$$

Tab : efforts tranchant et moments fléchissant

		x	T	Mf
Zone 1	$0 \leq x \leq 0,0375$	0	0,000000	0,000000
		0,0375	-0,110428	-0,00207
Zone 2	$0,0375 \leq x \leq 0,058$	0,0375	-2,072428	-0,00207
		0,0580	-2,132796	-0,04517
Zone 3	$0,058 \leq x \leq 0,083$	0,0580	-2,132796	-0,04517
		0,0830	-2,349145	-0,10120
Zone 4	$0,083 \leq x \leq 0,101$	0,0830	1,199405	-0,10120
		0,1010	0,987383	-0,08152
Zone 5	$0,101 \leq x \leq 0,217$	0,1010	0,987383	-0,08152
		0,2170	-1,271306	-0,09798
Zone 6	$0,217 \leq x \leq 0,225$	0,2170	-1,271306	-0,09798
		0,2250	-1,365539	<b>-0,10853</b>
Zone 7	$0,225 \leq x \leq 0,24$	0,2250	-1,365539	-0,10853
		0,2400	<b>4,218235</b>	-0,04623
Zone 8	$0,24 \leq x \leq 0,259$	0,2400	0,164426	-0,00156
		0,2590	0,000000	0,00000

• Diagrammes des moments fléchissant et des efforts tranchants :

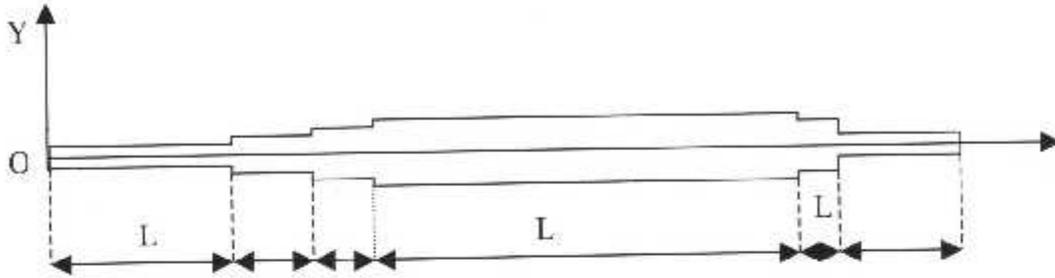


Diagramme des efforts tranchants

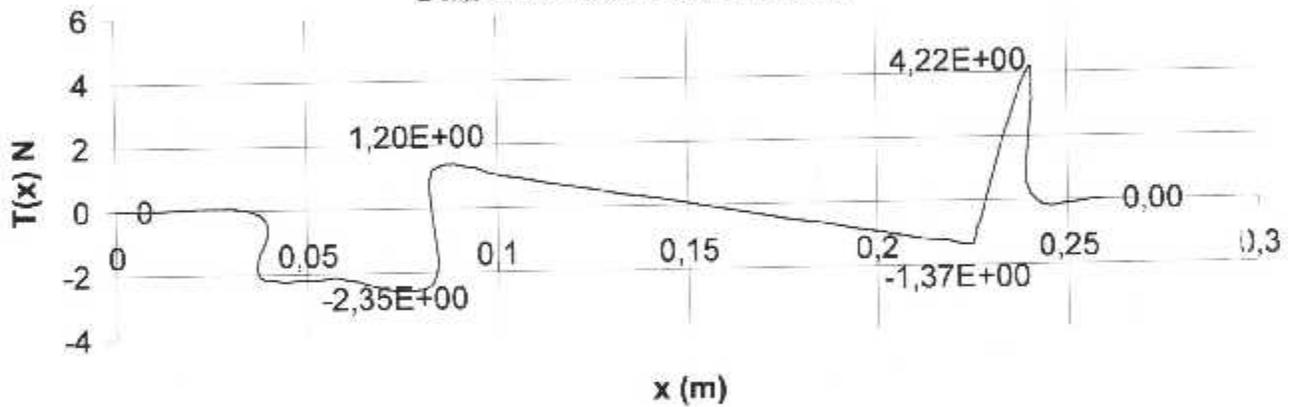
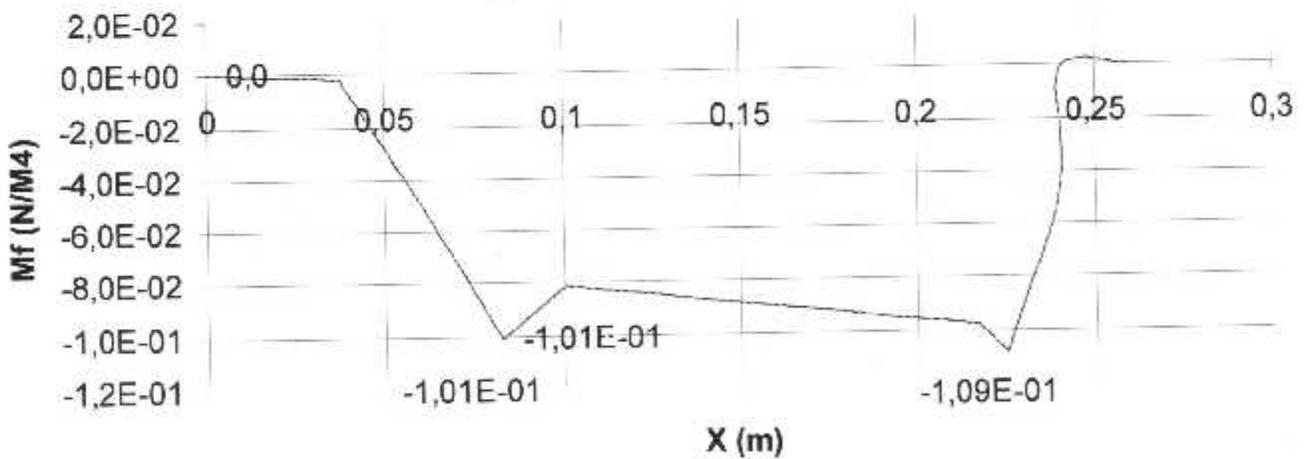


Diagramme des moments



L'analyse des graphes des moments fléchissant et des efforts tranchant nous a permis d'évaluer les efforts max et le moment max appliqué sur la poutre. on aura les grandeurs de moment fléchissant qui se situe a  $x = 0,2250$  m, et qui a pour valeur :

$$M_{f_{\max}} = 0,10853 \text{ N}$$

Et la grandeur de l'effort tranchant situé a  $x = 0,2400$  m, et qui a pour valeur :

$$T_{\max} = 4,218235 \text{ N}$$

Donc la contrainte max :  $\sigma_{\max} = 639756,8545 \text{ N/m}^2$

On sait que la contrainte admissible du XC45 :  $\sigma_{\text{admissible}} = 64.E+7 \text{ N/m}^2$

On vois bien que la contrainte Max de l'arbre est nettement inférieur a la contrainte de cisaillement, cela implique que notre poutre résiste bien aux efforts statiques qu'il subit.

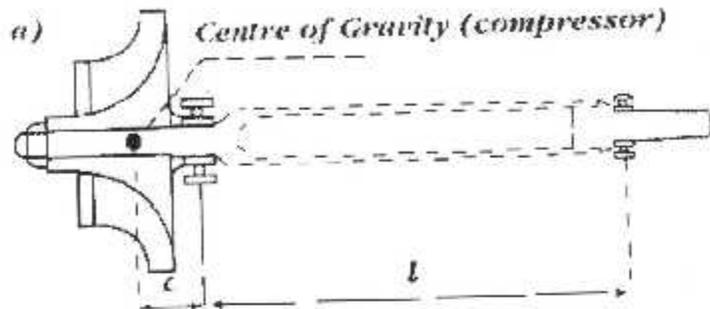
### **6-3) Etude dynamique :**

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 celui de l'assemblage.

**a) compresseur**

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

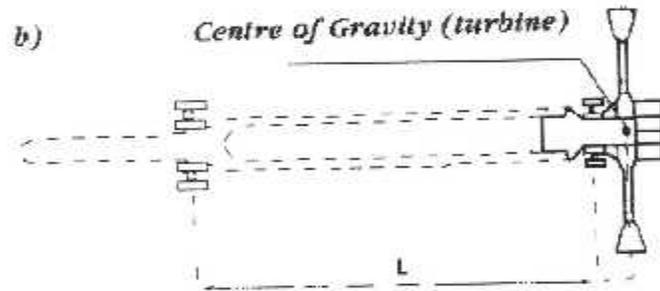
$$\omega_r = \sqrt{\frac{3 \cdot E_r \cdot I_c}{m \cdot (L + C_c) \cdot C_c^2}}$$



**b) turbine**

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

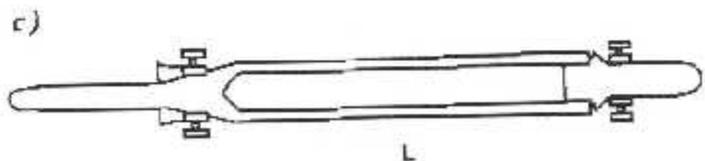
$$\omega_t = \sqrt{\frac{3 \cdot E_t \cdot I_t}{m \cdot (L + C_t) \cdot C_t^2}}$$



**c) arbre**

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

$$\omega_a = \frac{2,47}{l_a^2} \cdot d_a \cdot \sqrt{\frac{E_a}{\rho}}$$



**d) Ensemble**

On estime la pulsation critique de l'ensemble en utilisant une formulation similaire a celle de l'assemblage des capacités électrique. En d'autre terme :

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

cela implique que :

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

avec :

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

et E : le module de Young .

### Résultats :

**Tableau : les pulsations critiques**

	C,L(m)	I(N/m <sup>4</sup> )	E(N/m)	D(m)	M(kg)	$\omega_c$ (rd/s)	$\omega_c$ (tr/min)
<b>Arbre</b>	0,142	5,15 <sup>E</sup> -9	2,1 <sup>E</sup> 11	0.018	0,33	29475147	28146692278
<b>Turbine</b>	0,032	2,22 <sup>E</sup> -6	2,1 <sup>E</sup> 11	0,082	0.40	140064,5	1337518,23
<b>Compresseur</b>	0,038	2,32 <sup>E</sup> -6	72 <sup>E</sup> 9	0.083	0.20	96973,63	926030,010
<b>Ensemble : Arbre turbine compresseur</b>						79729,40	761359,765

Le régime de fonctionnement de notre moteur est au voisinage des 80.000 tr/min, qui est très loin de la valeur critique de notre ensemble, qui est de : **761.359,765 tr/min**, donc notre machine peut fonctionner en toute sécurité, car le risque de détérioration des pièces tournantes engendré par la vitesse élevée est pratiquement nul.

### Choix des roulements :

Le diamètre interne des roulements nous a été imposé par celui de la Roue compresseur, de ce fait, le choix du diamètre externe a été arbitraire -en fonction bien sur des dimensions normalisées- ; Sachant que les paliers ne subissent aucun effort axial, on a opté pour le type de roulement à une rangée de bille 12 BC 02, ce la dit, il faut comme même vérifier que la charge dynamique équivalente de notre système ( $C_p$ ) est inférieure à la charge dynamique de base ( $C_{admissible}$ ) correspondante au type de roulement choisi.

- CALCUL :

La charge dynamique équivalente  $P$  est donnée par :

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

tel que :

$F_r$  : charge radiale

$F_a$  : charge axiale

notre palier ne supporte aucun effort axial, donc :

$$Y=0 \quad \text{et} \quad X=1$$

ainsi :

$$P = F_r$$

Les efforts axiaux que subit nos paliers sont ceux des réactions aux appuis,  $R_A$  et  $R_B$ ,

Donc

$$F_r = \max(R_A, R_B) = R_B$$

Ainsi :

$$P = R_B$$

Nous voulons que notre roulement ait une durée de fonctionnement  $L_H = 10.000$  h, la charge dynamique de notre système  $C_p$  a l'expression suivante :

$$C_p = P \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot N}{16.666}}$$

Tel que :

N : régime de fonctionnement du moteur

K = 3, pour des roulement a bille

La condition a satisfaire est :

$$C_p \leq C_{admissible}$$

### Résultat

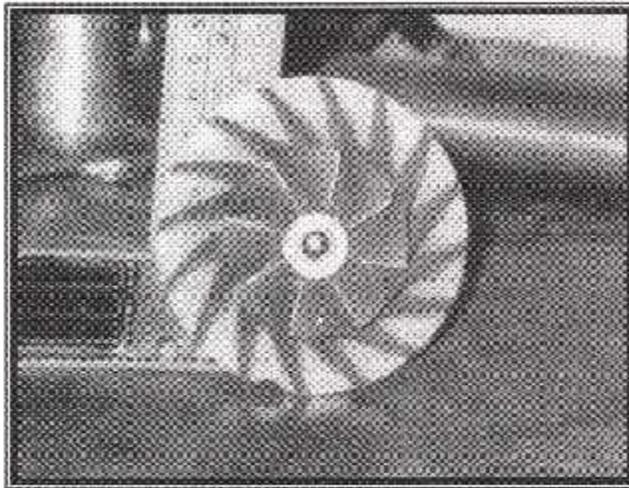
N (tr/min)	$L_H$ (h)	P (dan)	$C_p$ (dan)	$C_{admissible}$ (dan)
80.000	10.000	0,558	20,28	689

D'après les résultats du tableau ci dessus, la condition  $C_p \leq C_{admissible}$  est satisfaite, donc les roulement choisis (12 BC 02 ) résistent aisément aux charge dynamique de notre système et ne représentent aucun risque de défaillance.

# CHAPITRE IV

Après avoir étudié et dimensionné les principaux éléments constituant notre moteur, nous allons entamer l'étape de leur réalisation et leur assemblage par la suite.

Ces éléments ont été étudiés et dimensionnés à partir d'une roue de compresseur centrifuge en aluminium récupérée d'un turbo charger, qui a été réalisée par moulage. Elle comporte 16 aubes radiales et elle a pour dimensions  $D = 83 \text{ mm}$ ,  $d = 47 \text{ mm}$  et une hauteur  $h = 39 \text{ mm}$ .



**Fig 4-1 . le rouet centrifuge**

### **1) REALISATION DU DIFFUSEUR :**

Pour mettre en oeuvre notre diffuseur on avait le choix de le réaliser soit par usinage soit par procédé de moulage. Pour cette dernière, vu la difficulté de réaliser le moule en bois pour une empreinte de la coulé, nous avons opté pour la première possibilité, c'est à dire l'usinage malgré sa complexité.

L'opération d'usinage de notre diffuseur a été faite sur un disque plein en dur aluminium (A-Z 5 GU), d'un diamètre de 160mm et d'une épaisseur de 40mm, cette démarche est effectuée en 4 étapes avec trois principales opérations (tournage, fraisage, ajustage).

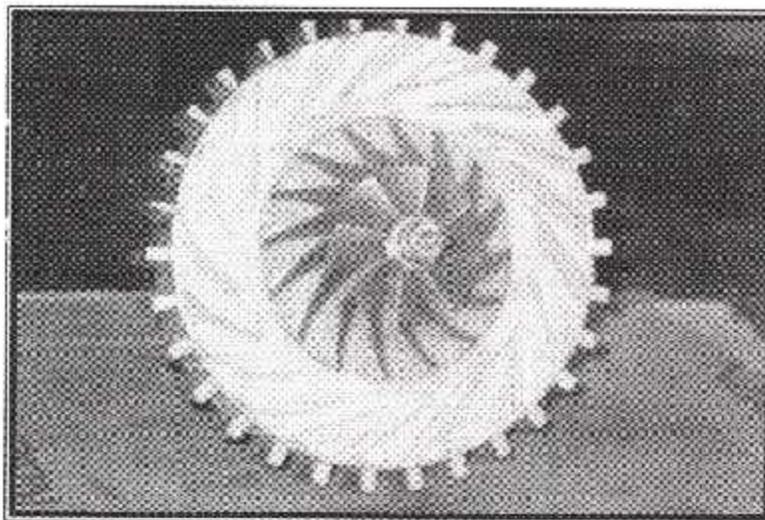


Fig 4-2 . le compresseur ( roue plus diffuseur )

**1<sup>ère</sup> Etape :**

Le disque a subi des opérations de tournage, sur un tour universel, principalement sur la face avant de la pièce a fin de créer les différents diamètres a différentes profondeurs selon le dessin du diffuseur. Sur la face arrière, les opérations de tournage consistent a faire un évidement maximal a fin d'alléger la pièce, étant donné que le facteur poids dans notre conception a une grande influence sur le rendement de notre moteur.

Cependant ce travail a été fait avec une semi-finition pour sauvegarder la robustesse de notre matériau, a fin de résister à la prochaine opération, qui est le fraisage.

- Le temps demandé pour cette étape est de **2 heures de travail**.

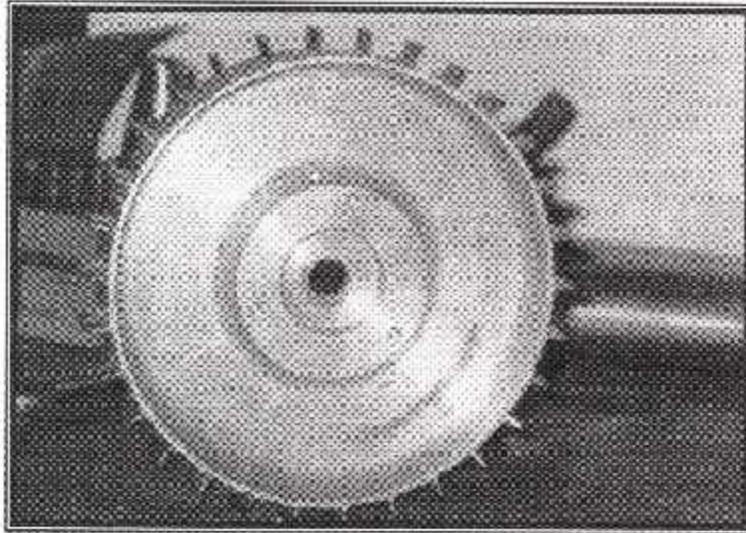


Fig 4-3 . vue arrière du diffuseur

### 2<sup>ème</sup> étape :

Cette phase consiste essentiellement à réaliser les aubes radiales et axiales sur une fraise universelle, et c'est l'étape la plus complexe, car ce travail demande beaucoup d'ingéniosité et de temps. Il faut signaler que ce type de pièce se réalise sur des machines numériques dont la disponibilité et l'accessibilité n'étaient pas à notre portée, sans parler du prix de revient qui est très onéreux.

La complexité de ce travail est due aux petites dimensions des aubes, en particulier leur fine épaisseur (3mm), mais aussi au fait qu'elles soient inclinées avec un certain angle qu'il fallait respecter pour avoir la compression voulue, tel qu'on l'avait signalé dans le chapitre précédent.

- Le temps demandé pour cette étape est de **20 heures de travail**.

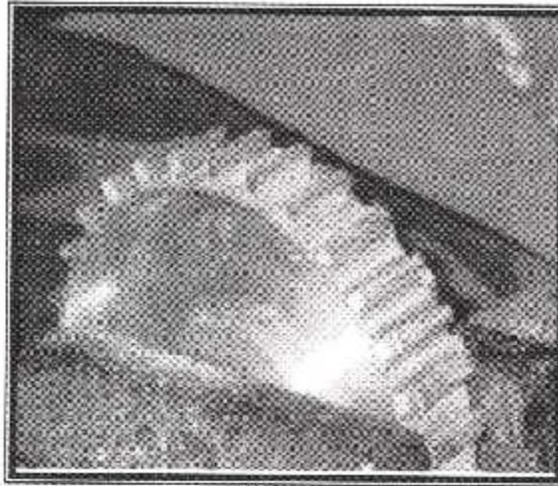


Fig 4-4 . vue rapprochée des aubes axiales

**3<sup>ème</sup> étape :**

On remet la pièce sur le tour pour les finitions des opérations de tournage non achevées dans la première étape, ainsi pour un éventuel allègement.

- Le temps qu'a demandé cette phase est de : **2 heures de travail.**

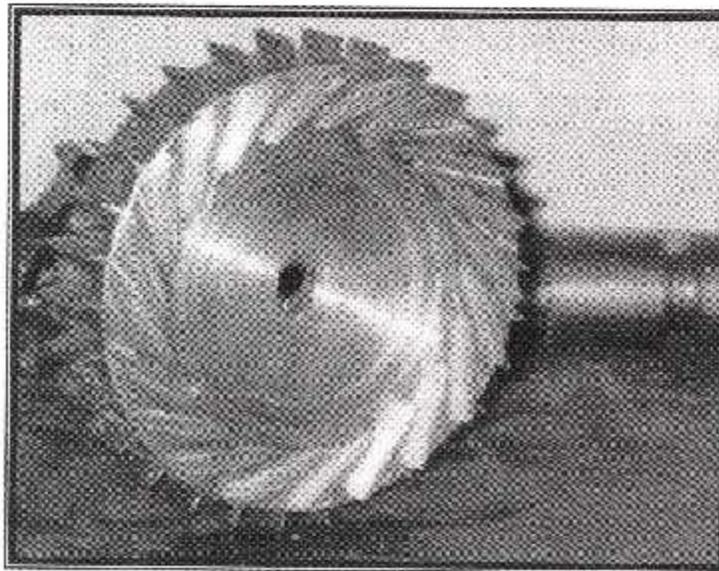
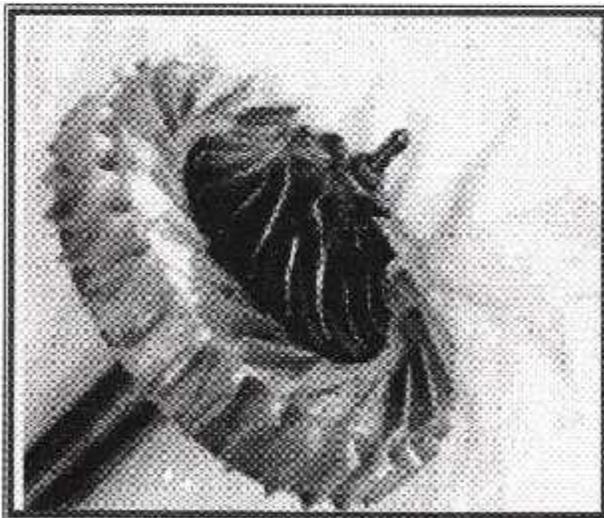


Fig 4-5 . diffuseur avant finition

#### **4<sup>ème</sup> étape :**

Dans cette étape, le travail manuel intervient pour des opérations de finition, particulièrement au niveau des aubes, et cela pour diminuer leur épaisseur et leur donner des profils aérodynamiques, et des cambrures facilitant l'écoulement de l'air qui passe à travers. Ce sont des opérations que l'on ne pouvait pas effectuer sur Les machines universelles.

- Le temps qu'a demandé cette phase est de : **8 heures de travail.**



**Fig 4-6:diffuseur apres finition**



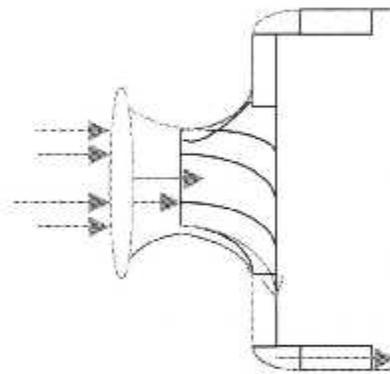
**Fig 4-7. Diffuseur au cours des opérations de finition**

## **2) L'ENTREE D'AIR (CACHE DIFFUSEUR):**

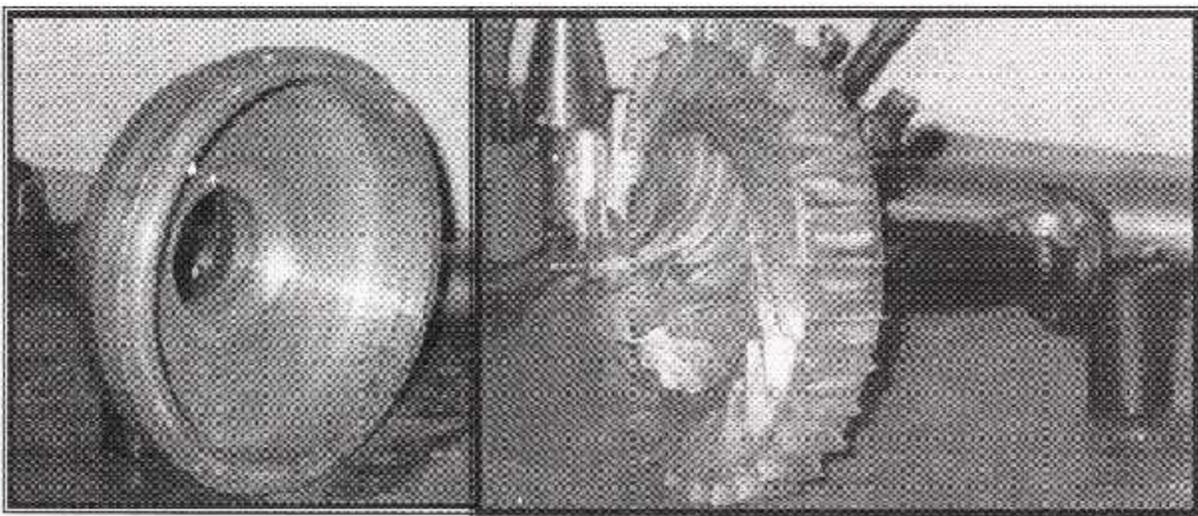
Cet élément, joue un rôle très important dans le bon fonctionnement de notre moteur, car il est d'une part l'entrée d'air qui se trouve a la partie avant de l'élément, et de l'autre, le cache diffuseur ou bien une sorte de chambre ou se loge le compresseur avec ses deux éléments (roue et diffuseur), se trouvant a la partie arrière de la pièce.

La surface interne de la partie arrière de la pièce doit épouser la surface supérieure des aubes du diffuseur et avoir le minimum de jeu avec celle de la roue, pour éviter toutes pertes de pression dans cette station.

La partie avant de la pièce est une conduite convergente, ayant un profil aérodynamique facilitant l'écoulement de l'air aspiré. Sa section de sortie est égale à celle de l'entrée du compresseur.



**Fig 4-8 . Schema explicatif de l'écoulement dans le cache diffuseur**



**Fig 4-9 : ensemble cache diffuseur- rouet et diffuseur**

Cette pièce a été réalisée à partir d'un disque plein en doux aluminium d'un diamètre de 180 mm et d'une épaisseur de 120 mm. Les principales opérations, sont celles du tournage et de l'alésage faites sur un tour universel, et finalement celles du perçage et taraudage.

Le temps qu'a demandé cette phase est de : **4 heures de travail**.

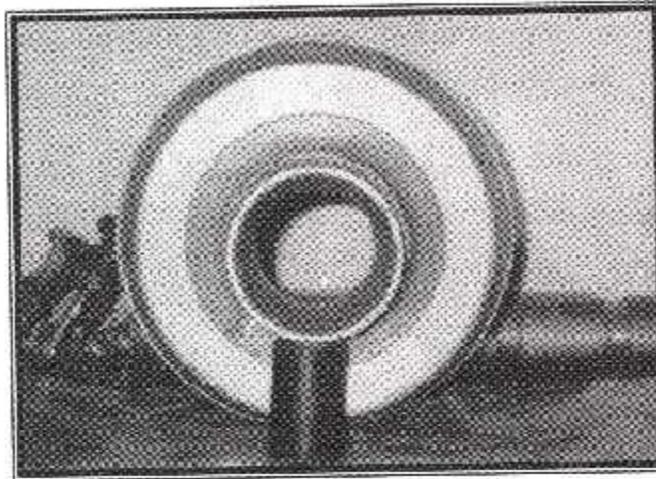


Fig 4-10 : entrée d'air

### 3) ARBRE DE TRANSMISSION :

La réalisation de cet élément a été faite en pointe sur un tour universel, à partir d'un cylindre en acier dur Xc48, d'un diamètre de 20 mm et d'une longueur de 200 mm.

Les principales opérations sont celles du tournage pour faire apparaître les différentes sections de notre arbre et en fin celles du filetage pour les fixations.

➤ Le temps de réalisation est **2 heures de travail**

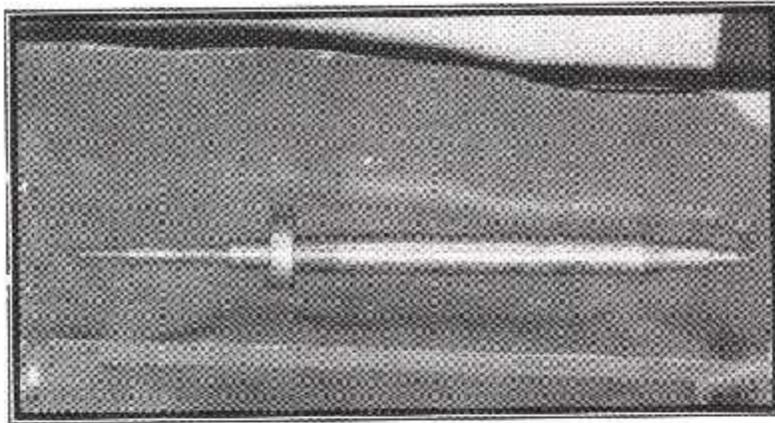


Fig 4-11 :Arbre de transmission

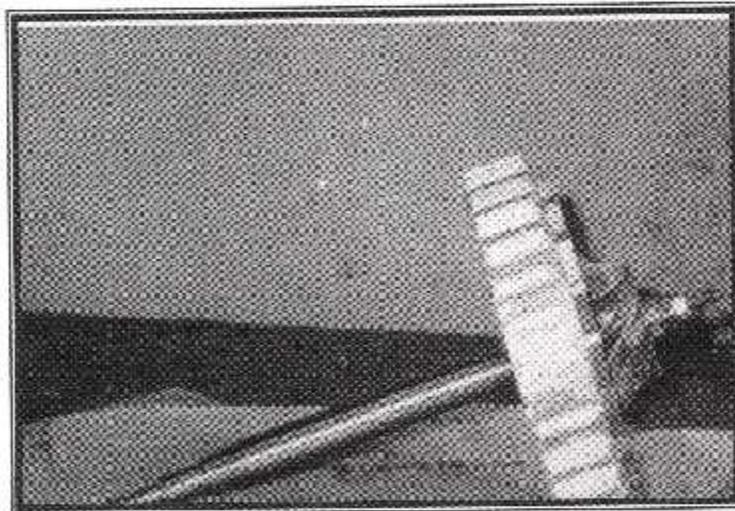


Fig 4-12 : ensemble arbre-diffuseur- rouet

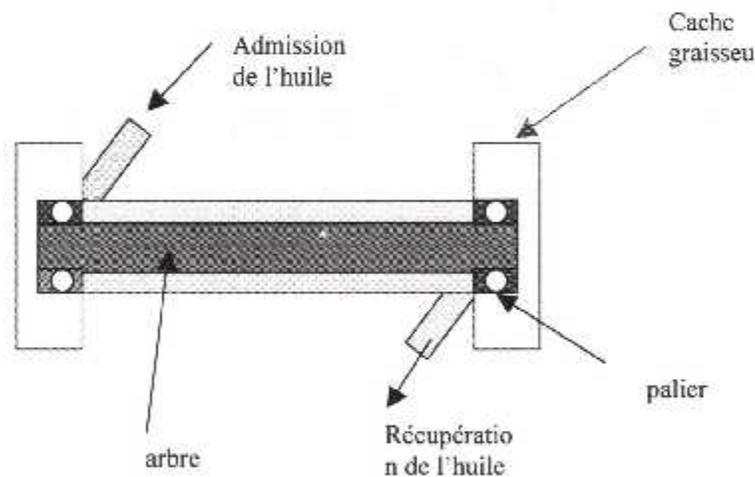
#### **4) CIRCUIT DE GRAISSAGE :**

La lubrification est très importante dans un moteur du fait que nous avons des éléments rotatifs qui peuvent être chauffés ou dégradés par frottement. Le fluide lubrifiant nous permet alors de transporter la chaleur de ces éléments et réaliser un graissage.

Généralement, le fluide doit répondre à des exigences de lubrification tel que, la non corrosivité, la viscosité, et un point d'inflammation élevé.

Pour notre moteur, le système de graissage comportera un circuit interne du moteur et un circuit externe. Le circuit interne va nous assurer la distribution et la récupération de l'huile au niveau des paliers compresseur et turbine. Tandis que le circuit externe il est déjà disponible sur le bon d'essai << jet 001 >> de l'atelier de propulsion de l'IAB.

En effet, on doit réaliser un cache enveloppant et reliant les paliers du compresseur et de la turbine de manière à ce que l'huile pénètre de la partie supérieure du palier avant et puisse être cheminer vers le palier de la turbine grâce à la pompe externe et l'effet rotatif de l'arbre, ainsi le refroidir puis récupérer par la partie inférieure par gravité.



**Fig 4-13 : schéma explicatif du système de graissage**

### **Réalisation du cache graisseur :**

La réalisation de cet élément a été faite sur un tour universel à partir d'un cylindre en acier dur Xc45, d'un diamètre de 70 mm et de longueur de 150 mm.

Les principales opérations sont celle du tournage, d'alésage et en fin le perçage et le taraudage.

➤ Le temps de réalisation est **2 heures de travail**

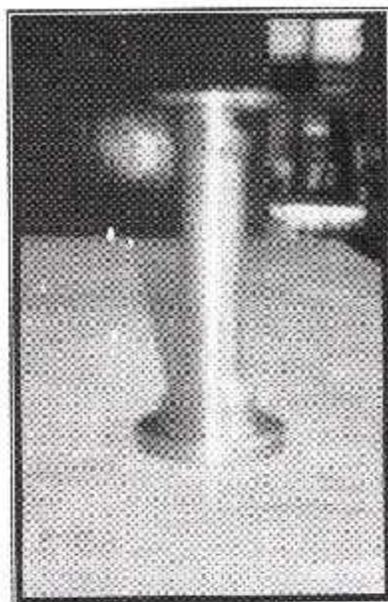


Fig :4-14 a :le cache graisseur

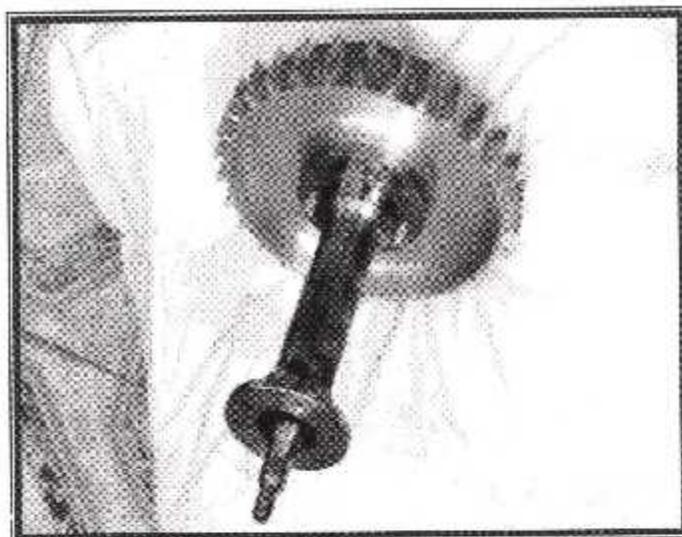
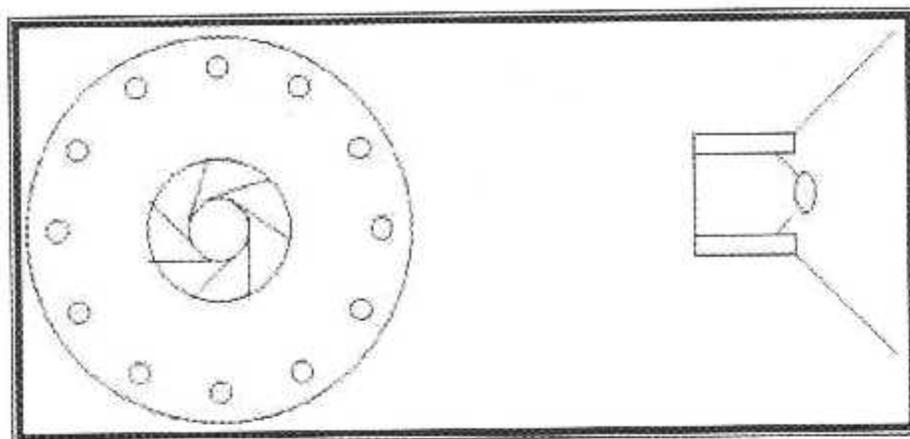


Fig :4-14 b :le cache graisseur en montage

## **5) CIRCUIT CARBURANT :**

La principale difficulté dans l'étude des circuit de carburant, est celle du dimensionnement des injecteurs, car c'est le facteur essentiel pour une bonne combustion, ainsi pour un bon fonctionnement du moteur, donc il doit répondre a certain critères.

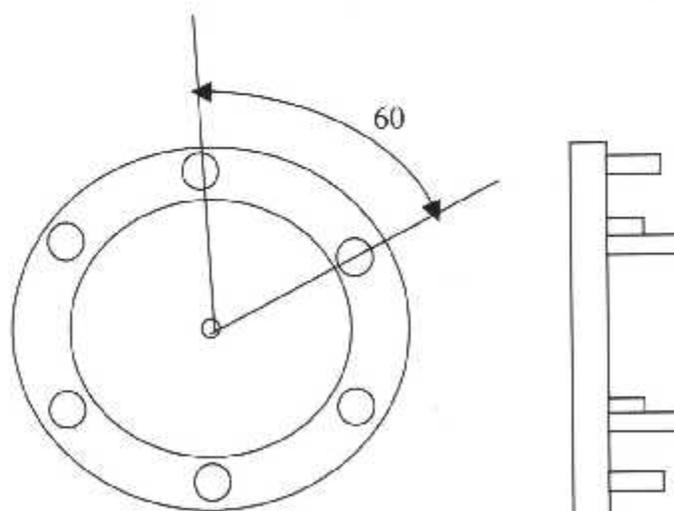
Le fluide injecté doit être sous forme de fines gouttelettes a fin d'augmente la surface d'interface entre les gaz chaud et le combustible , la forme donnée au jet de carburant doit former un cône, ainsi une bonne répartition des injecteur sur le contour de la chambre de combustion assure une bonne homogénéité du remplissage en carburant.



**Fig 4-15 schéma : répartition des injecteur et de la forme du jet**

Dans notre étude la satisfaction des conditions citées ci dessus a été réaliser expérimentalement, le choix du nombre d'injecteurs a été arbitraire et qui est de 6, un nombre supérieur aurai causer un problème d'encombrement a l'intérieur du moteur, et un nombre inférieur n'aurai pas assurer une bonne répartition de la flamme sur le contour de la chambre de combustion.

Pour la réalisation des injecteurs tube de diamètre  $d_i$  ont été soudés sur le contour d'un autre tube cylindrique cintré de diamètre  $D$ , assurant l'alimentation des injecteurs en carburant.



**Fig 4-16 : schéma explicatif du système carburant**

Pour donner la forme conique au jet, la section de sortie des injecteurs  $A_i$ , a été aplatie jusqu'à ce que le fluide sortant a travers forme un anneau de flamme. Dans le cas ou le carburant utilise est sous forme de gaz, un calcul a été fait pour de terminer la section de sortie des injecteurs  $A_i$ .

En effet la loi de conservations de débit montre que :

$$m_f = \rho \cdot V \cdot A = 6 \cdot \rho \cdot V_i \cdot A_i = m_{finj}$$

$m_f$  : débit carburant

$m_{finj}$  : débit carburant pour chaque injecteur

o n a

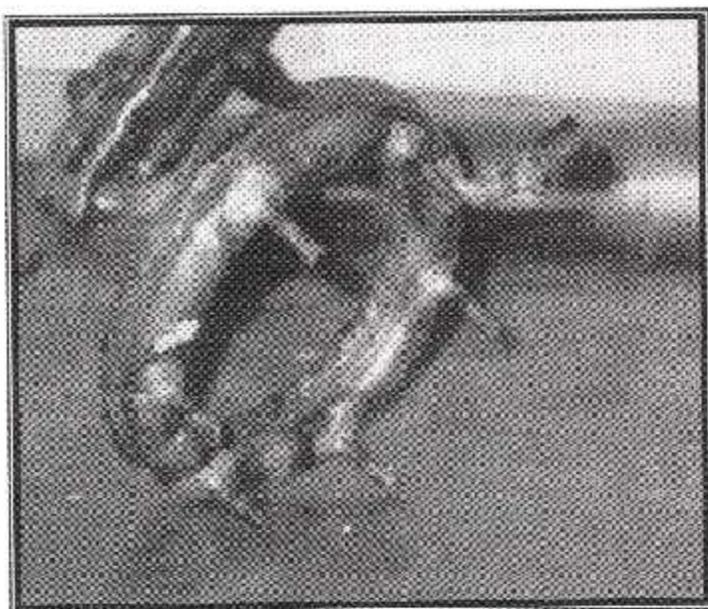
$$m_{finj} = \frac{m_f}{6}$$

avec

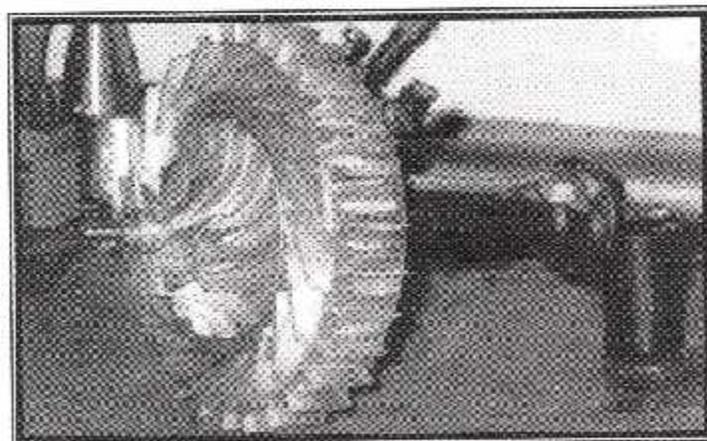
$$m_f = C_s \cdot F$$

$$\Rightarrow A = 6 \cdot A_i \quad \text{si : } V_i = V$$

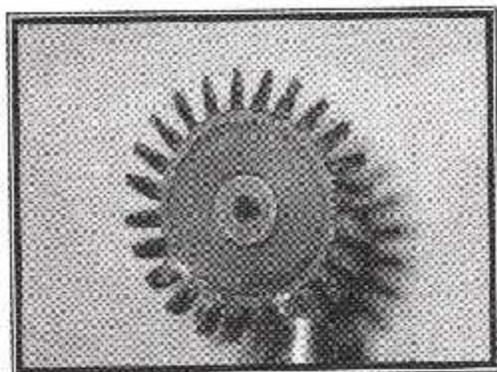
$$\Leftrightarrow d_i = \frac{d}{\sqrt{6}}$$



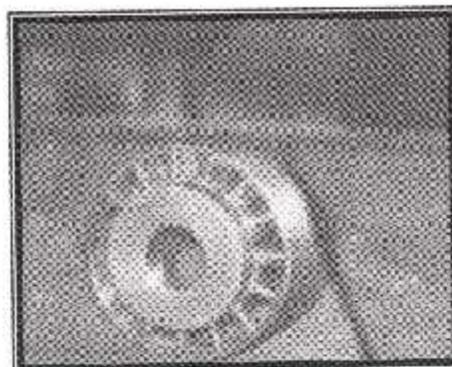
**Fig. 4-17 : systeme carburant**



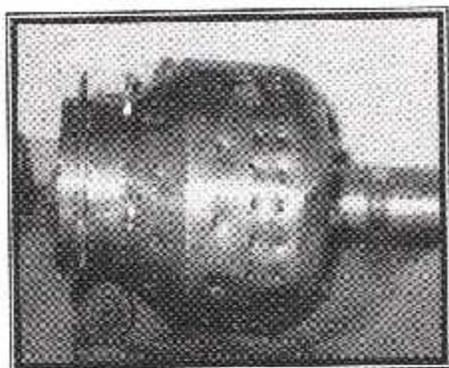
**Fig 4-18 Ensemble : rouet- diffuseur- système de graissage et système carburant**



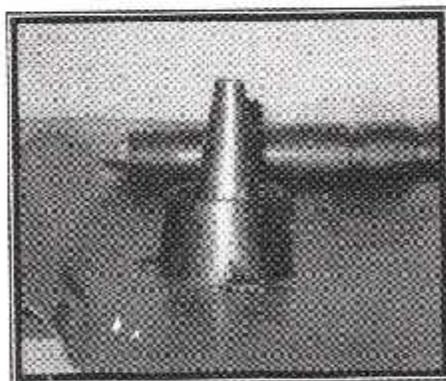
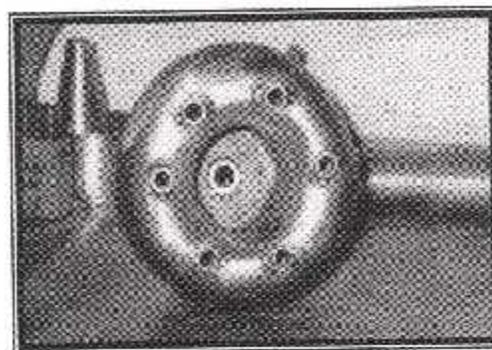
**La roue turbine**



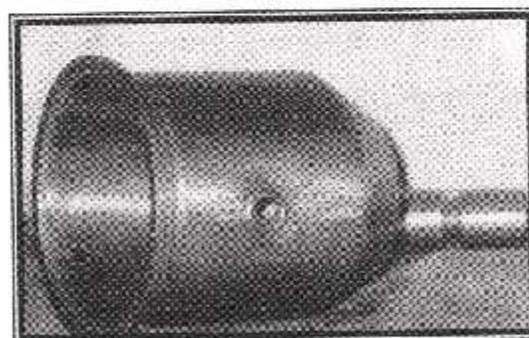
**Le stator**



**La chambre de combustion**



**La tuyère**



**Le carter**

**Éléments concernés par la partie II**

## 6/ LE BANC D'ESSAI

Le banc d'essai est constitué essentiellement d'un ventilateur, d'un socle supportant les différentes parties du banc, à savoir le turboréacteur, le circuit de graissage et les différents instruments de mesure.

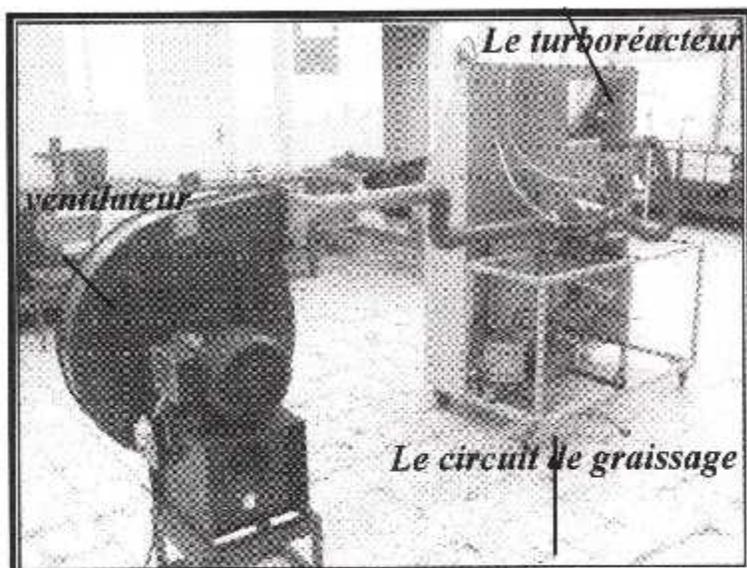


figure 4-19 : le banc d'essai (vue de derrière)



figure 4-20 : le banc d'essai (vue de face)

### 6-1/ LE DEMARREUR :

Pour que le moteur puisse fonctionner, on doit assurer une vitesse de rotation minimale de l'arbre, afin que le compresseur comprime l'air entrant à la chambre de combustion, pour lui assurer le régime minimum de fonctionnement.

Dans ce but on a utilisé un ventilateur centrifuge (avec un angle de fan inférieur à  $90^\circ$ ), qui a les caractéristiques suivantes :

*Marque	:ALPAC induction motor.
*N° de série	:PD 1325.
* Puissance	:5.5 kW
*Alimentation	:380 V Ac
*Fréquence	:50 Hz
*Vitesse de rotation	: 2870 tr/min
*Ampérage	:10.5 A
*Montage	: triphasé en triangle.
*angle de fan	: $\alpha = 30^\circ$ .

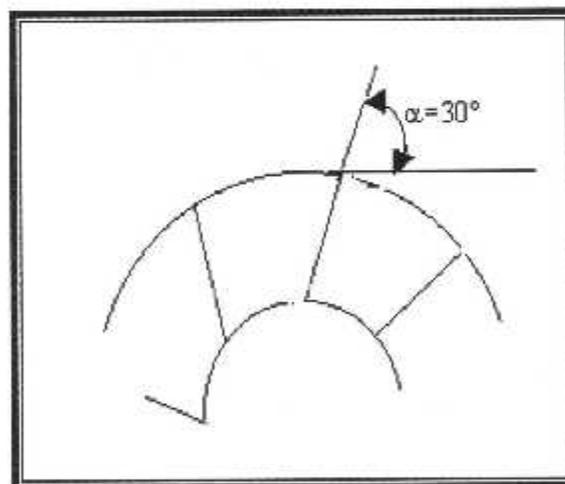
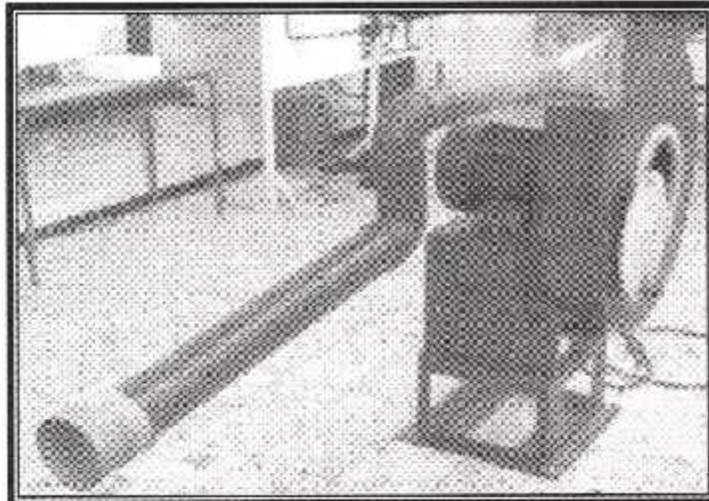


Figure 4-21 :roue du fan du ventilateur



**Figure 4-22 : le ventilateur.**

## **6-2/ LE SOCLE :**

Un socle était nécessaire pour poser et monter notre moteur avec son circuit de graissage et de carburant, et de supporter tout les instruments de mesure.

C'est principalement une structure métallique de 125 cm de longueur, 76 cm de largeur et 154 cm de hauteur, avec des parties en bois. Elle est réalisée en tubes de sections carrés, la base renforcée avec des barres de section(  $35 \times 35$ ) $\text{mm}^2$ , le reste de la structure avec des tubes de section (25 × 25) et les supports des éléments avec de la cornière de 30 mm, caréné avec des tôles de 2 mm d'épaisseur, les liaisons sont faites par soudage et boulonnerie.

Le socle est peint pour le préserver contre la corrosion. Afin de permettre son déplacement, deux paires de roues lui sont placées dont deux avec freins.



### **6-3/ CIRCUIT DE CARBURANT :**

Tout moteur à combustion interne exige un système d'alimentation en carburant. Pour cela on a conçu un circuit d'alimentation en gaz (butane/propane), qui est très disponible et facile à manipuler, et l'un de ses avantages est la non nécessité de pompe pour le refouler à l'intérieur du moteur.

La bouteille est interchangeable, pèse 13Kg, et nous offre une pression entre 2 à 3 bar, qui s'avère utile, et répond au besoins d'alimentation du moteur en carburant.

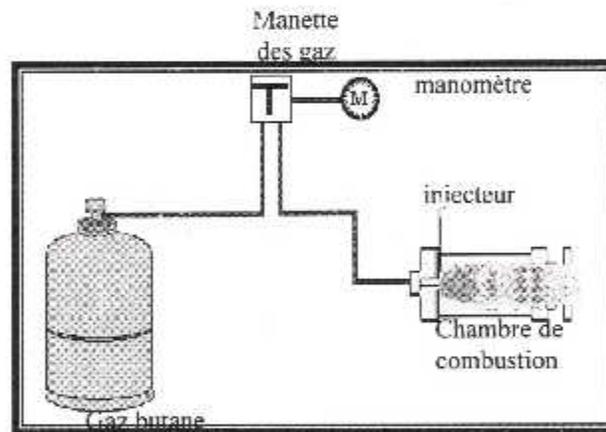
Sachant que plus la pression est importante plus le débit est grand, et plus on a un bon régime de fonctionnement.

Cependant on peut aussi utiliser du propane, qui est à usage industriel, généralement contenu dans des bouteilles de 30Kg, et nous offre une pression de sortie entre 4 et 6 bar.

Notre système est composé des éléments suivant :

- Une bouteille à gaz butane.
- Une manette des gaz.
- Une tuyauterie flexible.
- Un baromètre.
- Un injecteur.

La bouteille est liée directement à la manette des gaz afin de régler le débit pénétrant la chambre de combustion, la pression du gaz est contrôlée à l'aide d'un manomètre relié avec un té entre la manette et le tuyau provenant de la bouteille, ensuite un autre flexible se dirige directement vers la chambre de combustion assurant l'alimentation en carburant. Le schéma ci dessous nous illustre la façon du branchement :



**Figure 4-23 : schéma d'assemblage du système carburant**

Le gaz est injecté dans la chambre de combustion à travers un injecteur qu'on a dimensionné avec une méthode empirique, en jouant sur le diamètre de son orifice. Jusqu'à avoir un débit sortant permettant un mélange suffisant avec l'air entrant.

## 6-4/ CIRCUIT DE GRAISSAGE :

Tout type de mécanisme tournant sur des paliers exige un graissage continu, et un refroidissement adéquat. Généralement les systèmes de graissage adoptés utilisent une huile propre, afin d'assurer une bonne fonctionnalité, et une longue durée de vie des éléments.

Dans la plupart des cas d'utilisation la pression d'alimentation d'huile du turbo vers les paliers est de l'ordre de (1.02 à 2.04 bar) selon les dimensions et le domaine de fonctionnement.

Pour une utilisation adéquate, le micro turboréacteur doit être lubrifié continuellement durant son fonctionnement, puisque le turbo tourne à une vitesse qui atteint les 100 000 tr/min ce qui engendre un frottement intense.

Afin de répondre à ces exigences on a élaboré un petit système de lubrification comprenant les éléments principaux d'un système de lubrification.

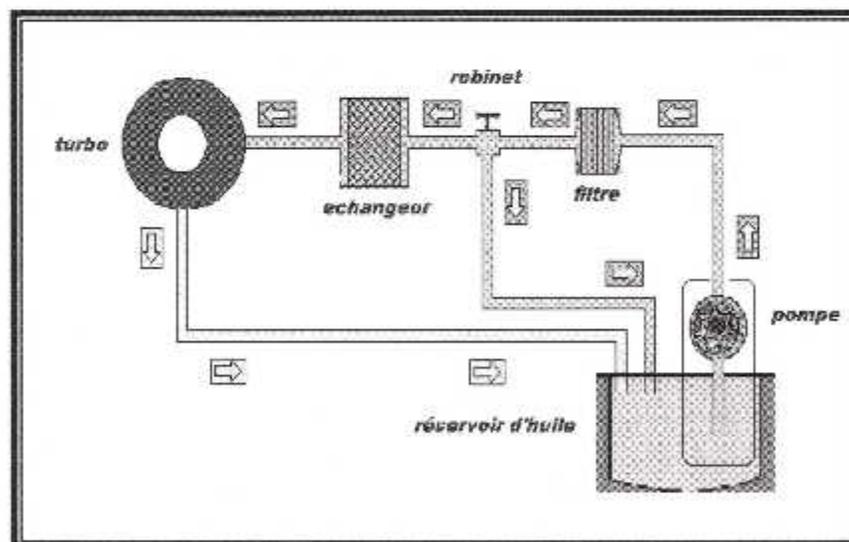


Figure 4-24 : schéma du circuit de graissage

X Le schéma ci-dessus montre le cheminement du circuit. En effet on distingue un circuit de refoulement et un circuit de récupération. Il comporte les éléments suivants :

- Un réservoir
- Une pompe
- Un filtre
- Un échangeur

L'huile est pompée du réservoir par une pompe à engrenage vers le filtre, puis l'échangeur, et enfin les paliers avant et arrière. Après le passage, l'huile sera récupérée, et descend chaude par gravité vers le réservoir.

#### ❖ huile de lubrification

L'huile de lubrification utilisée est l'huile répondant aux exigences d'utilisation d'un *MOTEUR* (turbo charger, équipant les camions de moteur diesel). Utilisant une qualité d'huile répondant aux normes 20W50 et 20W40 qui a pour propriétés dans un domaine de température jusqu'à 100 C° comme indiqué sur (le tableau 4-2).

Afin de régler le débit passant et d'éviter le surplus d'huile, un robinet et un té sont montés après le filtre en lui connectant deux tuyaux, un noir (choisi), qui retourne vers le réservoir, et un transparent (affin d'observer le comportement et le contenu de l'huile), qui continue vers l'alimentation .

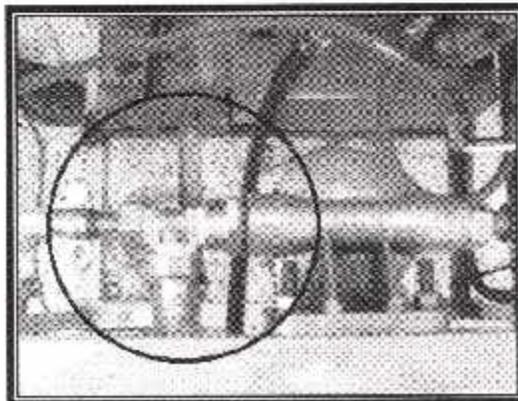


Figure 4-25 :Robinet et té

Le tuyau transparent est lié à l'échangeur de chaleur qui nous assure un refroidissement de l'huile à l'aide d'un ventilateur.

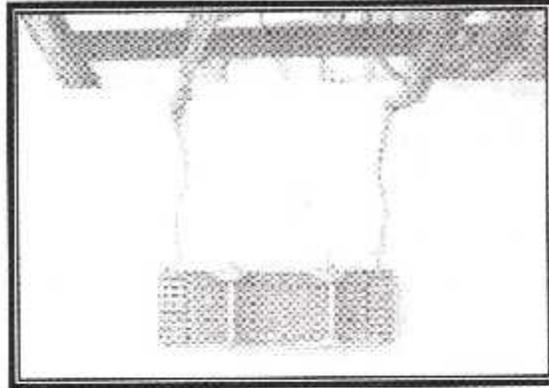
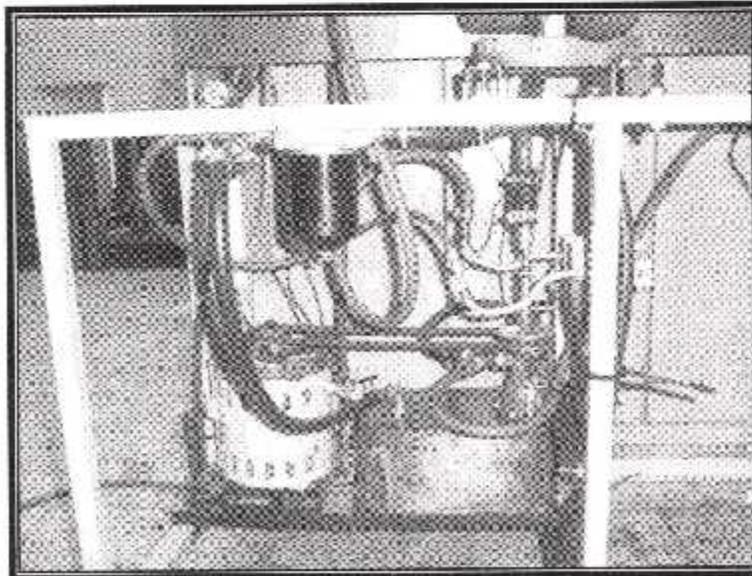


Figure 4-26 : échangeur de chaleur

Un tuyau bleu sort de l'échangeur, pour assurer l'alimentation du moteur, à une pression de (2 bars). Enfin un tuyau transparent de récupération est monté au bas du turbo qui assure le refoulement par gravité de l'huile qui se dirige directement vers le réservoir. *moten*



( Figure 4-27 : du circuit de graissage )

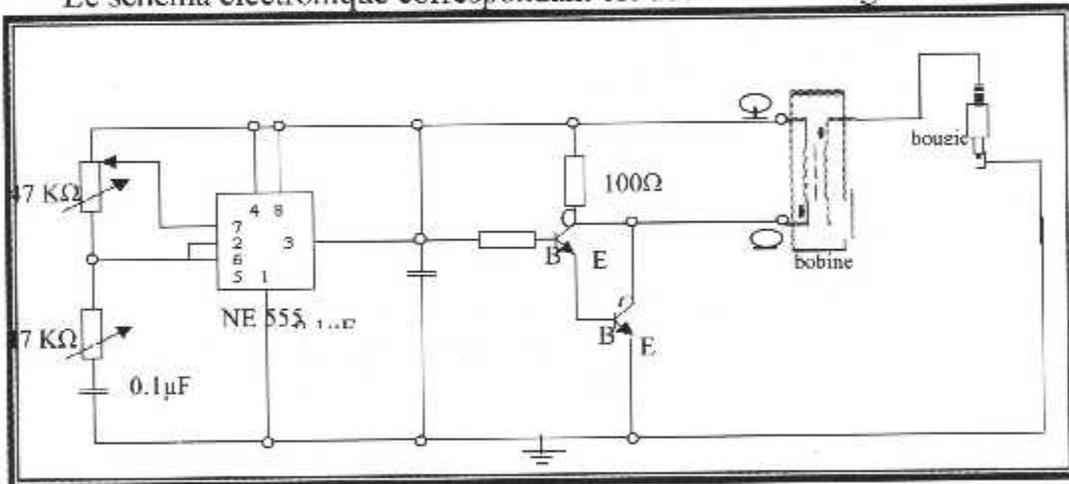
**6-5/ ALLUMAGE :**

Le système d'allumage, est un circuit électrique basé essentiellement sur un micro processeur le NE 555, une base de temps qui permet de fournir un signal carré, périodique, à une certaine fréquence.

Le circuit comporte essentiellement :

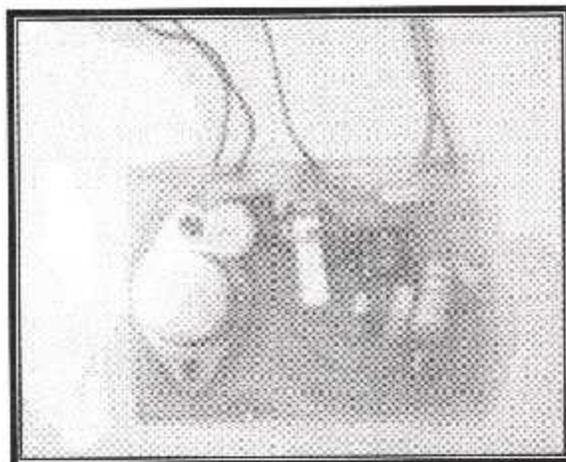
- Une bougie.
- Une bobine 12V.
- Une alimentation 12V.
- Une carte électronique de commande de l'allumage.

Le schéma électronique correspondant est décrit dans la figure suivante :



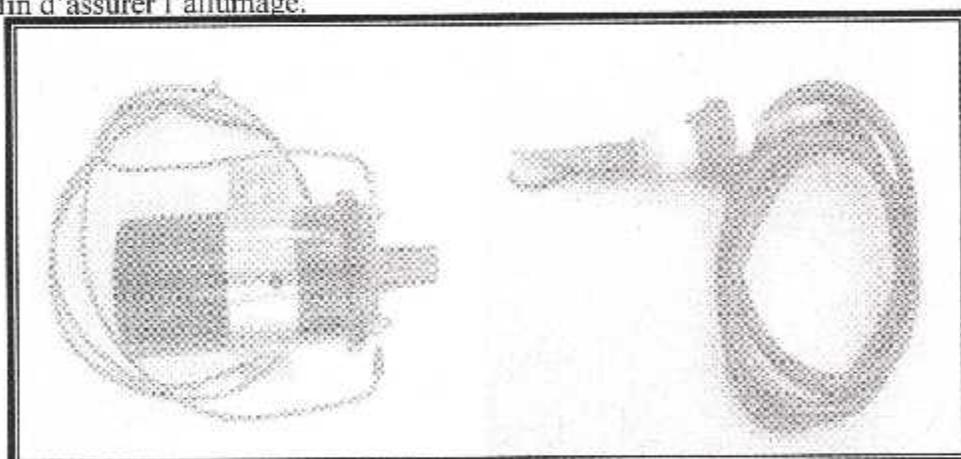
**Figure 4-28 : schéma électronique de la plaque d'allumage.**

Après avoir réalisé la plaque, on la mise dans le boîtier électrique, elle nous permet de générer un signal automatique et cyclique de l'étincelle, la fréquence est contrôlée à l'aide de résistances variables, de  $47K\Omega$ . Un bon ajustage nous permet d'avoir une certaine puissance et une bonne périodicité.



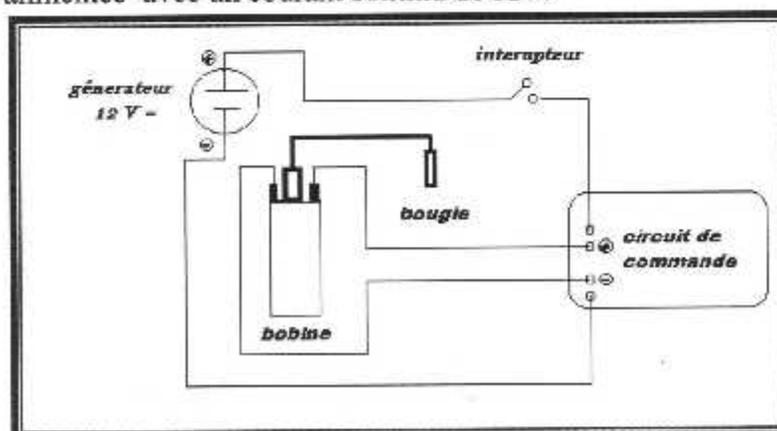
**Figure 4-29 : circuit de commande.**

Après avoir réalisé la plaque on la relie à une bobine, elle même reliée à une bougie, afin d'assurer l'allumage.



**Figure 4-30 : la bobine et la bougie utilisées.**

La plaque est alimentée avec un courant continu de 12V.



**Figure 4-31 : schéma d'assemblage.**

## 6-6/ LE TABLEAU DE CONTROLE :

La surveillance des différentes stations et systèmes du moteur est indispensable pour assurer le bon fonctionnement sûr et efficace du moteur. Pour cela différentes sondes sont placées à plusieurs points, qui nécessitent un suivi continue. Le contrôle se fait sur le tableau d'affichage et de contrôle. Ce dernier est un panneau en bois, perforé pour l'emplacement des afficheurs des différents instruments. Il est composé essentiellement de :

- 3 thermomètres à cadrans.
- 1 thermocouple à affichage digital.
- 4 baromètres à cadrans.
- tableau de commande.
- Un hublot pour le suivi visuel du moteur.
- (Un schéma des différentes stations du moteur.)

### ➤ Les thermomètres :

Pour mesurer :

- La température de l'huile à l'entrée du moteur.
- La température de l'air à la sortie compresseur.
- La température ambiante.

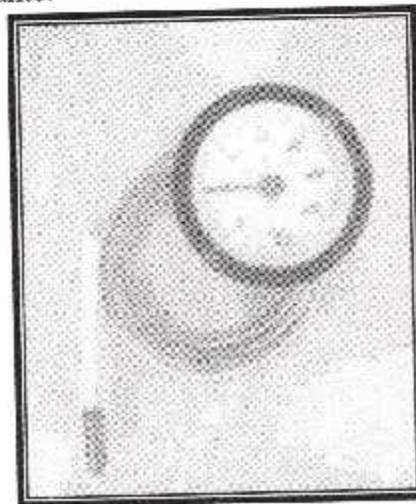
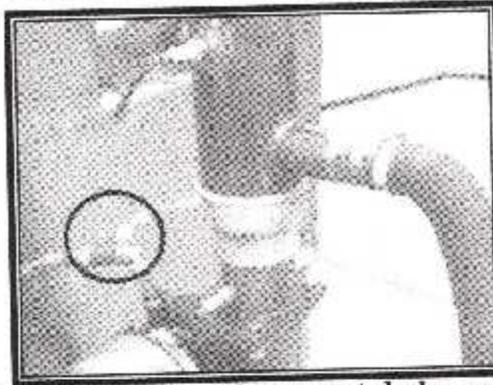


Figure 4-32 : Thermomètre à cadrans

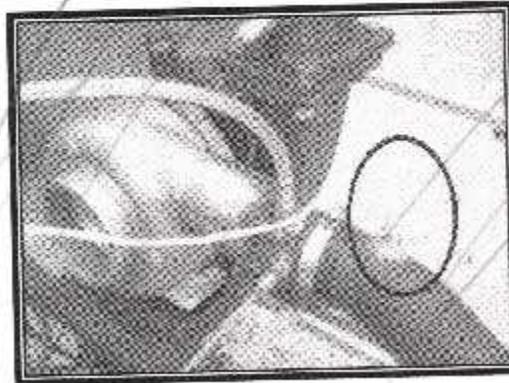
La sonde de mesure de la température d'huile est placée dans l'écoulement d'huile à l'entrée du moteur, grâce à un té.



**Figure 4-33 :L'emplacement de la sonde de mesure de la température de l'huile.**

Cette sonde nous permet de suivre l'évolution de la température de l'huile entrant au moteur, afin d'éviter la surchauffe.

Pour mesurer la température de l'air à la sortie du compresseur, une sonde est placée dans un culot, qui est plongé dans l'écoulement.



**Figure 4-34: l'emplacement de la sonde de la température sortie compresseur**

Le thermocouple à affichage digital pour mesurer:

- La température des gaz d'échappement.

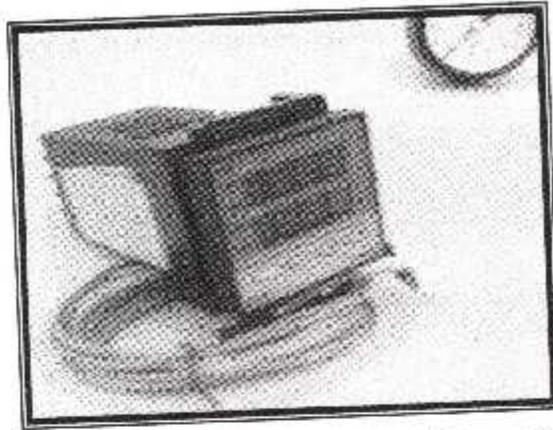


Figure 4-35 : Le thermocouple à affichage digitale

L'afficheur du thermocouple à affichage digital est équipé de plusieurs options à savoir, des alarmes, des systèmes de régulations et contrôle de la température.

➤ Manomètres :

A cadrans pour mesurer :

- La pression sortie compresseur.
- La pression sortie turbine.
- La pression sortie pompe de graissage.
- La pression carburant.

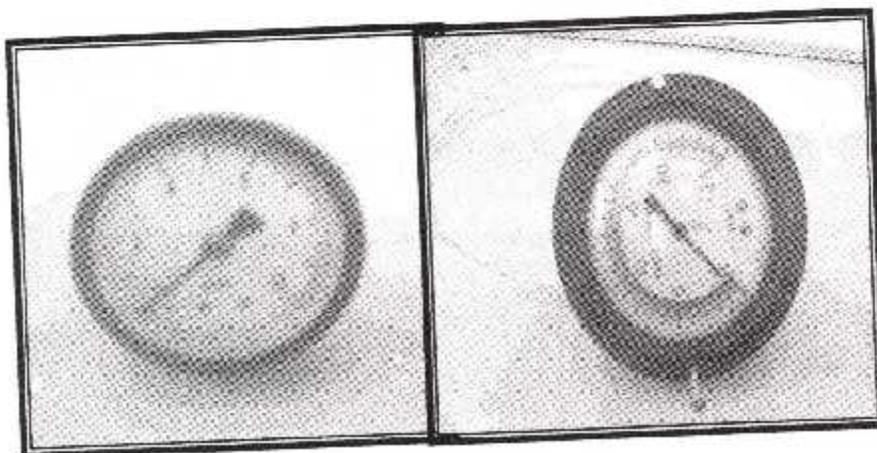


Figure 4-36 : Manomètres à cadrans

*dans le cache diffuseur*  
 Une prise de pression (statique) est soudée à la manchette de connexion sortie compresseur) pour suivre l'évolution de la pression débitée par le compresseur.

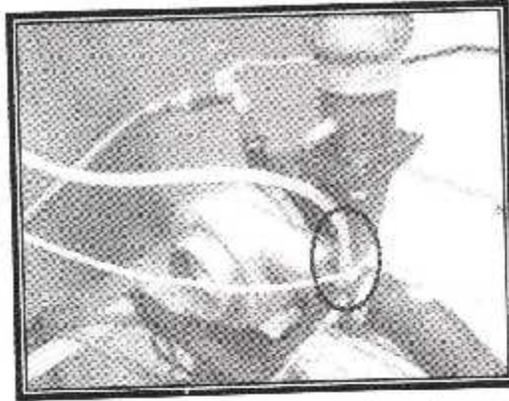


Figure 4-37 : Prise de pression (sortie compresseur)

*du cache diffuseur*

La prise de pression, huile est placée à la sortie de la pompe à l'aide d'un té, et elle reliée par un tuyau à l'afficheur sur le panneau de contrôle.

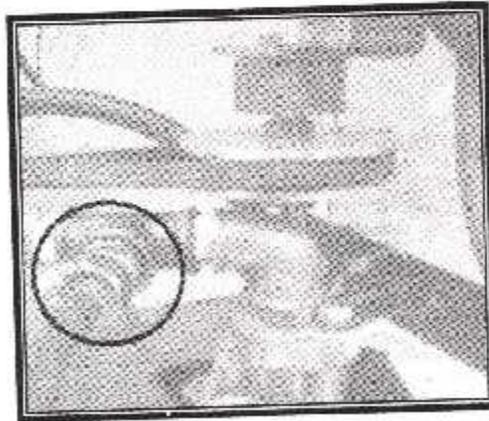


Figure 4-38 : La prise de pression d'huile

Cette prise nous fournit la pression de sortie pompe, qui est utile pour les estimations du débit et de la puissance.

#### ❖ Le tableau de commandes :

Il est composé essentiellement de :

- bouton d'alimentation.

- (2) bouton d'allumage de la pompe à huile.
- (3) bouton d'allumage de la pompe à carburant.
- (4) bouton d'allumage .
- (5) manette des gaz.
- (6) switcher de commande du thermocouple.

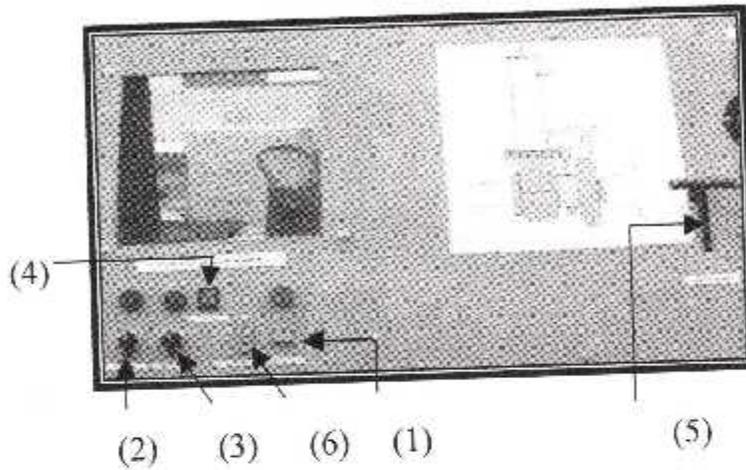


Figure 4-39- :Tableau de commandes.

Un schémas illustratif est placé sur le tableau de contrôle avec le graphe caractéristique du turbocharger.

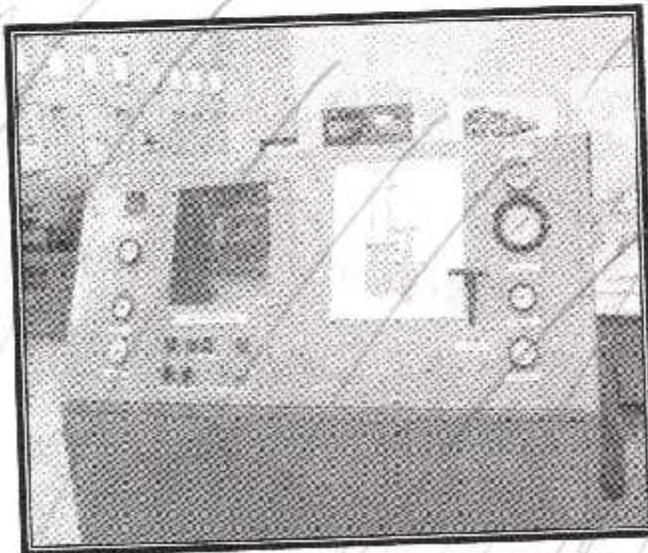


Figure4-40 : Le panneau de contrôle.

**6-7/ MESURES DE SECURITE :****6-7-1) A l'arrêt :**

- S'assurer que la bouteille de gaz est bien connectée, et que la pression qui règne à l'intérieur dépasse 2 bar.
- Les extincteurs posés à côté du moteur , et dégoupillés.
- Le ventilateur est à l'arrêt.
- La manette des gaz est au point off.
- S'assurer que l'allumage est off.
- Vérifier que le réservoir de l'huile est plein.

**6-7-2) En fonctionnement :**

- Faire bien attention à la haute tension 380V, pour le démarrage du ventilateur.
- Ne pas se placer près de la bouche d'aspiration du ventilateur.
- Eviter de rester en face la tuyère d'éjection.
- Se protéger contre le bruit, en utilisant un casque.
- Eviter de toucher au file d'alimentation en électricité, et de la bobine d'allumage.

- Actionner la manette des gaz doucement, toute en vérifiant la pression de la sortie du compresseur, afin d'éviter le décrochage de la flamme.
- Il ne faut pas que la pression affichée sur le manomètre de la sortie compresseur dépasse celle de la bouteille, afin d'éviter le retour de la flamme vers cette dernière.
- Ne jamais allumer sans soufflage d'air.

### **6-8/ PROCEDURES DE DEMARRAGE :**

1. vérifier que toutes les mesures de sécurité sont prises.
2. placer le tube de connexion entre le ventilateur et le moteur.
3. ouvrir la bouteille de gaz tout en laissant la manette fermée.
4. s'assurer que la pression de la bouteille est supérieure à 2.5 bar.
5. ouvrir la trappe du ventilateur afin d'assurer un soufflage d'air avec un débit très faible.
6. actionner le circuit de graissage.
7. actionner le ventilateur.
8. souffler de l'air à l'intérieur du moteur avec un très faible débit.
9. actionner l'allumage, et vérifier qu'il y'a une étincelle.
10. injecter le gaz à l'intérieur en ajustant la manette doucement, jusqu'à obtention de la flamme.

11. jouer entre le débit gaz et la trappe du ventilateur, en rajoutant à chaque fois le débit d'air entrant.
12. après l'accélération du moteur, et que le manomètre de la sortie compresseur atteint une pression supérieur à 1.2 bar, on peut enlever la connexion d'air pénétrant, et arrêter le ventilateur, et l'allumage.

Ainsi en aura assurer le fonctionnement autonome du moteur.

### **6-9/ PHASE D'ACCELERATION :**

Une fois la flamme est accrochée, et que le moteur assure son cycle de fonctionnement, sans l'aide du ventilateur, on peut régler l'accélération du moteur, et le faire fonctionner à différents régimes, tout en jouant sur le débit gaz, plus la manette des gaz est ouverte plus le moteur demande de l'air, ce qui le force à aspirer encore plus d'air, et par conséquent le moteur accélère plus, et fourni beaucoup de puissance.

### **6-10/ EXTINCTION :**

Pour passer à l'arrêt du moteur il suffi de coupé les gaz, en actionnant un moment l'allumage, pour brûler tout le gaz qui reste à l'intérieur, une fois le moteur est à l'arrêt, on ouvre toute la trappe du ventilateur pour assurer un refroidissement de ce dernier, tout en laissant le circuit d'huile en marche, afin d'éviter d'endommager les palier du turbo, pendant 10mn, puis en arrête tout

# CONCLUSION

## *CONCLUSION*

L'expérience requise au cours de la réalisation de ce projet, nous a permis d'élargir notre modeste vision sur le domaine d'ingénierie, qui a été pour nous jusque là comme un simple domaine théorique, ainsi d'enrichir nos connaissances non seulement dans le domaine de propulsion qui est le notre, mais aussi dans celui de la R.D.M, la métallurgie et de la construction mécanique.

Cependant, des difficultés ont été rencontrées lors de notre réalisation en particulier celle de la non disponibilité des matériaux désirés et surtout celle de la réalisation des pièces compliquées, tel que le diffuseur.

Grâce à la motivation des binômes concernés par ce projet et leur détermination, ainsi que celle de notre promoteur, nous avons pu surmonter ces difficultés et concrétiser notre moteur qui est considéré en premier lieu comme une réussite personnelle, et un modèle concret pour les étudiants de notre institut, en espérant qu'il leur sera une source de motivation et d'encouragement pour toucher de plus près le domaine de la conception.

## *BIBLIOGRAPHIE*

- [Réf 01] : Cours de la thermodynamique (D<sup>r</sup> .HENNI MANSOUR)
- [Réf 02] : Cours de la propulsion 1 et 2 (M<sup>r</sup> .BADREDDINE )
- [Réf 03] : Cours de la résistance des matériaux (M<sup>r</sup> .BEZGUI).
- [Réf 04] : « Energétique et turbomachine » R.BIDAR et J.BONIN  
Edition eyrolles germain. Paris 1979.
- [Réf 5] : Guide du dessinateur industriel A.CHEVALIER.  
Edition : 1991-1992
- [Réf 06] : « La théories des turboréacteurs »  
1987 V.MACIMОВI VIBAKOULEXI
- [Réf 07] : « moteur d'avion » (tom1) DAVERDIN Gérard  
Edition : 1994.
- [Réf 08] : « Technique de l'ingénieur »  
Partie turbine à gaz, volume BL3
- [Réf 09] : « TECHNICAL TRAINING »  
SABINA BELGIAN WORLD AIRLINES
- [Réf 10] : «Technologies des turboréacteurs »  
G.LEHMANN ET P.LEPOURRY Edition : 1989
- [Réf 11] : « Turbomachine théorie générale » Jan KRYSINSKI  
O.P.U .Edition : 1986
- [Réf 12] : Thèse « réalisation d'un micro turboréacteur » 2001-2002  
promoteur BENTRAD HOCINE.

## ❖ NOTATION

$P_t$	la pression totale [Pas]
$P$	la pression statique [Pas]
$T_t$	la température totale [°K]
$T$	la température statique [°K]
$\rho$	la masse volumique [ kg/m <sup>3</sup> ]
$C_p$	chaleur spécifique à pression constante [j / kg.°K]
$C_v$	chaleur spécifique à volume constant [j / kg.°K]
$\gamma$	le coefficient isentropique
$H$	l'enthalpie [j/kg]
$\dot{m}$	le débit massique [kg/s]
$N$	le régime de rotation [ tours / minute]
$U$	la vitesse de rotation [ m/s]
$M$	le nombre de Mach
$V$	la vitesse absolue [ m/s]
$w$	la vitesse radiale [m/s]
$v$	la vitesse tangentielle [m/s]
$u$	la vitesse axiale [ m/s]
$A$	la section [m <sup>2</sup> ]
$d$	le diamètre [m]
$b$	l'espacement [ m]
$W_c$	la puissance du compresseur [ j/s]
$\pi_c$	le rapport de compression
$\tau_c$	le taux de compression
$e_c$	le coefficient polytropique
<b>MFP</b>	le paramètre du débit
$F$	la poussée [ N]
$F_s$	la poussée spécifique [ N/kg/s ]
$C_s$	la consommation spécifique [ kg/N/h]
$f$	le dosage [kg fuel/ kg d'air]
$\delta$	le degré de réaction
$\eta_c$	le rendement compresseur
$\eta_t$	le rendement turbine
$\eta_{th}$	le rendement théorique
$\sigma$	la contrainte normale [ N/ mm <sup>2</sup> ]
$E$	le module d'élasticité longitudinale [ N/ mm <sup>2</sup> ]
$I$	le moment d'inertie [ mm <sup>4</sup> ]
$M_f$	le moment de flexion [ N.m]
$m$	la masse [kg]

## ❖ INDICES

<b>h</b>	hub
<b>t</b>	tip
<b>R</b>	relative
<b>s</b>	isentropique
<b>G</b>	centre de gravité

# ANNEXES

\*\*\*\*\* PROGRAMME \*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\* CALCULS DES PERFORMENCES D'UN TURBO REACTEUR \*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*

real m6,m0,mv,ma,i,m5

```

write(*,*)'pression et temperature atmospherique:p0,t0'
read(*,*)p0,t0
write(*,*)'rendement diffuseur rod='
read(*,*)rod
write(*,*)'rapport de compression Pic='
read(*,*)pic
write(*,*)'rendement compresseur roc='
read(*,*)roc
write(*,*)'Tmax='
read(*,*)Tmax
write(*,*)'rendement chambre de combustion rob='
read(*,*)rob
write(*,*)'DELTA Pb='
read(*,*)deltapb
write(*,*)'rendement mecanique turbine rom='
read(*,*)rom
write(*,*)'rendement turbine rot='
read(*,*)rot
write(*,*)' Qr en KJ/Kg='
read(*,*)qr
write(*,*)'mach a l'entre m0='
read(*,*)m0
write(*,*)'debit en kg/s ma='
read(*,*)ma
write(*,*)'rend tuyere ron='
read(*,*)ron

```

r=287.  
 gam=1.4  
 gamg=1.333

```

open(1,file='pops.dat')
write(1,100)
write(1,200)'M0=', 'Ts', 'Cs', 'Rop', 'Roth', 'Ro', 'EGT'
write(1,100)
m0=0.

```

write(\*,\*)'\*\*\*\*\*station 1: diffuseur\*\*\*\*\*'

```

v0=m0*sqrt(gam*r*t0)
x1=(1+rod*((gam-1)/2)*m0**2)
x2=(1+((gam-1)/2)*m0**2)
pt2=(p0*x1**(gam/(gam-1)))
tt2=t0*x2

```

pid=(x1/x2)\*\*(gam/(gam-1))

write(\*,\*)'v0=',v0

write(\*,\*)'Pt2=',pt2

write(\*,\*)'tt2=',tt2

write(\*,\*)'Pid=',pid

write(\*,\*)'\*\*\*\*\*station 2: compresseur\*\*\*\*\*'

write(\*,\*)'rapport de compression=',pic

toc=((pic\*\*((gam-1)/gam)-1)/roc)+1

pt3=pt2\*pic

tt3=tt2\*toc

write(\*,\*)'TOc=',toc

write(\*,\*)'Pt3=',pt3

write(\*,\*)'Tt3=',tt3

cp=((r\*gam)/(gam-1))\*0.001

Wc=ma\*cp\*(tt3-tt2)

write(\*,\*)'\*\*\*\*\*station 3:chambre de combustion\*\*\*\*\*'

```

tt4=tmax
cpg=((r*gamg)/(gamg-1))*0.001
tob=tt4/tt3
f=((tob-(cp/cpg))/tob)/(((rob*qr)/(cpg*tt4))-1)
pib=1-deltapb
pt4=pt3*pib
write(1,*)'Tt4=',tt4
write(1,*)'TOb=',tob
write(1,*)'Pt4=',pt4
write(1,*)'PIb=',pib
write(1,*)'f=',f

write(1,*)'*****station 4:turbine*****'
tot=1-((cp*(toc-1))/((1+f)*rom*cpg*toc*tob))
pit=(((tot-1)/rot)+1)**(gamg/(gamg-1))
tt5=tt4*tot
pt5=pt4*pit
write(1,*)'Tt5=',tt5
write(1,*)'TOt=',tot
write(1,*)'Pt5=',pt5
write(1,*)'PIt=',pit
write(*,*)'*****station 5:tuyere*****'
p6=pt5/((1-(1/ron)*((gamg-1)/(gamg+1)))**(-gamg/(gamg-1)))
x=(ron*(1-((p6/pt5)**((gamg-1)/gamg))))
m6=((2/(gamg-1))*(x/(1-x)))**.5
tt6=tt5
t6=tt6/(1+((gamg-1)/2)*m6**2)
mv=(p6*100000)/(r*t6)
v6=m6*sqrt(gamg*r*t6)
a6=((1+f)*ma)/(mv*v6)
d6=sqrt((4*a6)/3.14)
write(*,*)'section sortie turbine=',a6
write(*,*)'masse volumique echappement=',mv
write(*,*)'diametre=',d6
write(*,*)'M6=',m6
write(*,*)'p6=',p6
write(*,*)'Tt6=',tt6
write(*,*)'T6=',t6
write(*,*)'*****performances du moteur*****'
ts=(1+f)*v6-v0+(1+f)*((r*t6)/v6)*(1-(p0/p6))
write(*,*)'pousee specifique Ts=',ts
t=ts*ma
write(*,*)'pousee T=',t
write(1,*)'pousee T=',t
cs=(f/ts)*60
write(*,*)'consomation speciphique Cs=',cs
y=.5*(1+f)*v6**2
z=.5*v0**2
rop=(ts*v0)/(y-z+(1+f)*r*t6*(1-(p0/p6)))
write(*,*)'rendement de propulsion=',rop
roth=(y-z+(1+f)*r*t6*(1-(p0/p6)))/(f*(qr*1000))
write(*,*)'rendement thermique=',roth
ro=rop*roth
write(*,*)'rendement du moteur=',ro

write(1,300)M0,Ts,Cs,Rop,Roth,Ro,tt5

format(2(3x,38('##'),/))

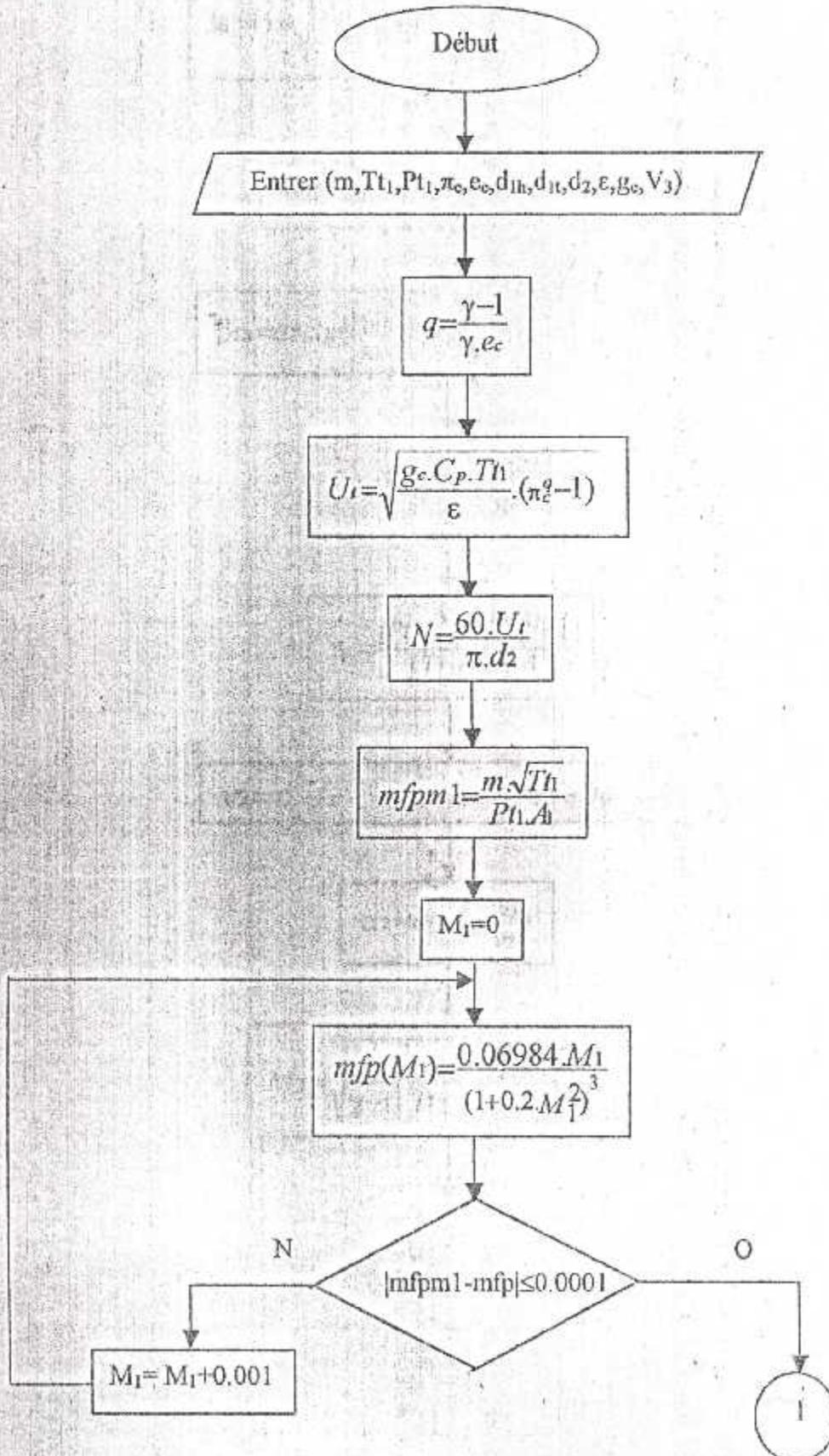
format(3x,'##',2x,a3,2x,'##',5x,a2,4x,'#',5x,a2,5x,'#',5x,a3,
4x,'#',4x,a4,4x,'#',5x,a2,5x,'##',5x,a3,5x,'//')

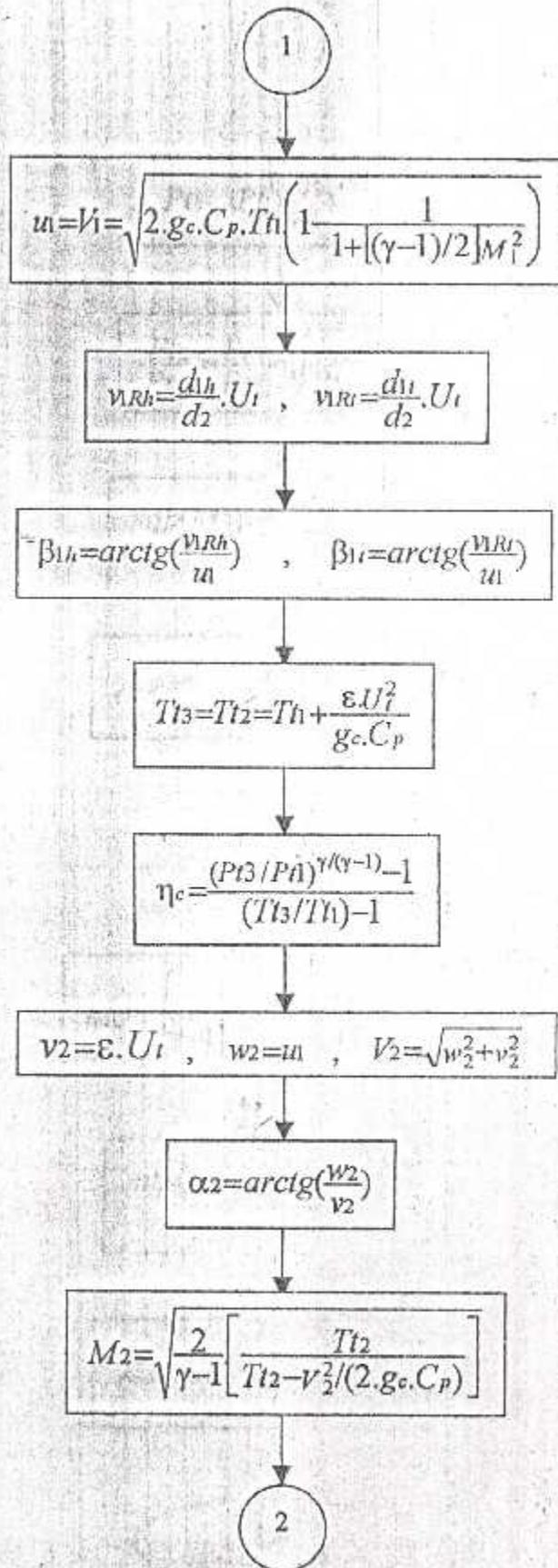
format(3x,'##',2x,f3.2,2x,'##',2x,f7.3,2x,'#',4(2x,f8.5,2x,'#')
,2x,e 10.4,2x,'#',/)
write(1,100)
stop

```

## Organigramme :

L'organigramme suivant permet de déterminer les différentes caractéristiques du compresseur centrifuge à savoir les pressions, les températures, ainsi que leurs performances comme la vitesse de rotation et le rendement.





2

$$P_{t3s} = P_{t1} \left( \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\frac{P_{t2}}{P_{t3s}} = \frac{P_{t3}}{P_{t2}} = \sqrt{\frac{P_{t3}/P_{t1}}{P_{t3s}/P_{t1}}}$$

$$mfp(M_2) = \frac{0.06984 M_2}{(1 + 0.2 M_2^2)^3}$$

$$A_2 = \frac{m \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2} mfp(M_2) \cos(\alpha_2)}$$

$$b = \frac{A_2}{\pi d_2}$$

$$M_3 = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[ \frac{T_{t3}}{T_{t3} - V_3^2 / (2 g_c C_p)} \right]}$$

$$mfp(M_3) = \frac{0.06984 M_3}{(1 + 0.2 M_3^2)^3}$$

$$A_3 \cos(\alpha_3) = \frac{m \sqrt{T_{t3}}}{P_{t3} mfp(M_3)}$$

Fin

## calcul des parametres d'un compresseur centrifuge

```

program compresseur
real mf,pc,ec,rh,d2,v3,pt1,tt1,eps,rt,N,mfpm1,ut,mfp,m1,nc,m2,mfpm
+2,m3,mfpm3,Wc,m,mirt,m1rh,m2r,lenbredaube
open(3,file='d1.dat')
write(*,*) 'masse flow rate='
read(*,*) mf
write(*,*) 'pressure ratio='
read(*,*) pc
write(*,*) 'polytropic efficiency='
read(*,*) ec
write(*,*) 'intelroot diameter='
read(*,*) rh
write(*,*) 'owtlet diameter of impeller='
read(*,*) d2
write(*,*) 'vit3='
read(*,*) vit3
write(*,*) 'pt1='
read(*,*) pt1
write(*,*) 'tt1='
read(*,*) tt1
write(*,*) 'slip factor='
read(*,*) eps
write(*,*) 'intel Tip diameter='
read(*,*) rt
gama= 1.4
gc=1
r=287
cp=1004
pI=acos(-1.)
m1=0.
h=0.001
q=(gama-1)/(gama*ec)
ut=sqrt(gc*cp*tt1*((pc**q)-1)/eps)
N=(60*ut)/(pI*d2)
a1=pI*((dt/2)**2-(dh/2)**2)
mfpm1=(mf*sqrt(tt1))/(pt1*a1)
m1=m1+h
mfp=m1*0.06984*(1/((1+0.2*m1**2)**3))
x=abs(mfpm1-mfp)
if(x.LT.0.0001) then
m1=m1
else
goto 20
endif
q1=1+((gama-1)/2)*(m1**2)
vit1=sqrt(2*gc*cp*tt1*(1-(1/q1)))
u1=vit1
u1rh=u1
u1rt=u1
u2r=u1
u2=u1
w1=u1
v1rh=(dh*ut)/d2
v1rt=(dt*ut)/d2
q2=v1rh*u1
q3=v1rt*u1
beta1hrd=atan(v1rh/u1)
beta1h=beta1hrd*180/pI
beta1trd=atan(v1rt/u1)
beta1t=beta1trd*180/pI
t1=tt1-(1/(2*cp))*vit1**2
t1r=t1
t1rt=t1
t1rh=t1rt
w1r=w1
vit1rh=sqrt(w1r**2+v1rh**2)

```

```

itl1rt=sqrt(w1r**2+v1rt**2)
tt1rh=t1r+(1/(2*cp))*vit1rh**2
t1rt=t1r+(1/(2*cp))*vit1rt**2
t2=tt1+(eps*(ut**2)/(gc*cp))
tt3=tt2
wc=mf*cp*(tt3-tt1)
3=tt3-(1/(2*cp))*vit3**2
g=(gama-1)/gama
nc=((pc**z-1)/((tt3/tt1)-1))
2=eps*ut
2=u1
vit2=sqrt((w2**2)+(v2**2))
2=tt2-(1/(2*cp))*vit2**2
2r=ut-v2
w2r=w2
vit2r=sqrt(w2r**2+v2r**2)
2r=t2
t2r=t2r+(1/(2*cp))*vit2r**2
degredereaction=((tt2-tt1)-(vit2**2-vit1**2)/(2*cp))/((tt3-tt1)-
vit3**2-vit1**2)/(2*cp))
lpha2rd=atan(w2/v2)
alpha2=alpha2rd*180/pi
4=(tt2/(tt2-((vit2**2)/(2*gc*cp))))-1
2=sqrt((2*q4)/(gama-1))
pc2=((tt3/tt1)**3.5)
f=sqrt(pc/pc2)
t2=(f*pc2*pt1)/1000
t3=(pc*pt1)/1000
pt1=pt1/1000
1=(pt1*(tt1/t1)**(-3.5))
1r=p1
p1rt=p1r
p1rh=p1r
t1rh=(p1r*(tt1rh/t1r)**3.5)
pt1rt=(p1r*(tt1rt/t1r)**3.5)
p2=(pt2*(tt2/t2)**(-3.5))
2r=p2
t2r=(p2r*(tt2r/t2r)**3.5)
p3=(pt3*(tt3/t3)**(-3.5))
fpm2=m2*0.06984*(1/((1+0.2*m2**2)**3))
2=(mf*sqrt(tt2))/(pt2*1000*mfpm2*cos(alpha2rd))
b=a2/(pi*d2)
5=(tt3/(tt3-((vit3**2)/(2*gc*cp))))-1
3=sqrt((2*q5)/(gama-1))
mfpm3=m3*0.06984*(1/((1+0.2*m3**2)**3))
g=a3*cos(alpha3)
=(mf*sqrt(tt3))/(pt3*1000*mfpm3)
6=(tt1rh/(tt1rh-((vit1rh**2)/(2*gc*cp))))-1
m1rh=sqrt((2*q6)/(gama-1))
7=(tt1rt/(tt1rt-((vit1rt**2)/(2*gc*cp))))-1
1rt=sqrt((2*q7)/(gama-1))
q8=(tt2r/(tt2r-((vit2r**2)/(2*gc*cp))))-1
m2r=sqrt((2*q8)/(gama-1))
ata2rrd=atan(u1/v2r)
beta2r=beta2rrd*180/pi
beta2=beta2r
lrh=dh
1rt=dt
r2r=d2
2=d2
enbredaube=360/alpha2
a3=(t3*p2*vit2*a2)/(t2*p3*vit3)
3=d3/2
4=sqrt(a3/pi+r3**2)
u4=2*r4
write(3,110)

```

```
format(/14x,7hdonnees)
write(3,130)
format(/8x,10hdebit dair,/8x,22hrapport de compression)
write(3,140)mf,pc,ec
format(10x,2hmf,F9.3/10x,2hpc,F9.3)
write(3,100)
format(/5x,7hstation,9x,1h1,14x,3h1Rh,11x,3h1Rt,13x,2h2R,13x,1h2,
+14x,1h3,/10hproprietes/)
write(3,200)tt1,tt1rh,tt1rt,tt2r,tt2,tt3,t1,t1rh,t1rt,t2r,t2,t3,
+pt1,pt1rh,pt1rt,pt2r,pt2,pt3,p1,p1rh,p1rt,p2r,p2,p3,
+m1,m1rh,m1rt,m2r,m2,m3,vit1,vit1rh,vit1rt,vit2r,vit2,
+v3,vit3,u1,u1rh,u1rt,u2r,u2,u3,v1,v1rh,v1rt,v2r,v2,v3
format(8x,2hTt,6(6x,F9.3),/9x,1hT,6(6x,F9.3),/8x,2hPt,6(6x,F9.3)/,
+9x,1hP,6(6x,F9.3)/,9x,1hM,6(6x,F9.3),/7x,3hvit,6(6x,F9.3)/,9x,1hu,
+6(6x,F9.3)/,9x,1hv,6(6x,F9.3))
write(3,120)'alpha2=',alpha2,'beta1h=',beta1h,'beta1t=',beta1t,
+'beta2r=',beta2r,'beta2=',beta2,'b=',b,'degrede reaction=',degre
+dereaction,'Wc=',Wc,'a1=',a1,'a2=',a2,'N=',N,'lenbredaube',
+lenbredaube,'nc=',nc
format(/5x,a,g12.4)
stop
end
```

```

10 format(/14x, /ndommes)
write(3,130)
30 format(/8x,10hdebit dair, /8x,22hrapport de compression)
write(3,140)mf,pc,ec
40 format(10x,2hmf,F9.3/10x,2hpc,F9.3)
write(3,100)
00 format(/5x,7hstation,9x,1h1,14x,3h1Rh,11x,3h1Rt,13x,2h2R,13x,1h2,
+14x,1h3, /10hproprietes/)
write(3,200)tt1,tt1rh,tt1rt,tt2r,tt2,tt3,t1,t1rh,t1rt,t2r,t2,t3,
+pt1,pt1rh,pt1rt,pt2r,pt2,pt3,p1,p1rh,plrt,p2r,p2,p3,
+m1,m1rh,m1rt,m2r,m2,m3,vit1,vit1rh,vit1rt,vit2r,vit2,
+vit3,u1,u1rh,u1rt,u2r,u2,u3,v1,v1rh,v1rt,v2r,v2,v3
00 format(8x,2hTt,6(6x,F9.3), /9x,1hT,6(6x,F9.3), /8x,2hPt,6(6x,F9.3)/,
+9x,1hP,6(6x,F9.3)/,9x,1hM,6(6x,F9.3), /7x,3hvit,6(6x,F9.3)/,9x,1hu,
+6(6x,F9.3)/,9x,1hv,6(6x,F9.3))
write(3,120)'alpha2=',alpha2,'beta1h=',beta1h,'beta1t=',beta1t,
+'beta2r=',beta2r,'beta2=',beta2,'b=',b,'degredereaction=',degre
+dereaction,'Wc=',Wc,'a1=',a1,'a2=',a2,'N=',N,'lenbredaube',
+lenbredaube,'nc=',nc
20 format(/5x,a,g12.4)
stop
end

```

donnees

debit dair: mf=0.180 kg/s  
 rapport de compression: pc=2.000  
 coefficient polytropicque: ec=0.800

station proprietes	1	1Rn	1Rc	2R	2	3
Tt(°K)	288.160	290.069	303.641	333.127	369.100	369.100
T(°K)	283.836	283.836	283.836	328.353	328.353	365.066
Pt(KPa)	101.300	103.668	121.661	154.311	220.937	202.600
P(KPa)	96.078	96.078	96.078	146.709	146.709	194.956
M	0.276	0.331	0.591	0.270	0.788	0.235
vlt(m/s)	93.184	111.874	199.421	97.909	286.043	90.000
u(m/s)	93.184	93.184	93.184	93.184	93.184	
v(m/s)	0.000	61.908	176.311	30.049	270.440	

alpha2(deg)=19.01 ;  
 beta1n(deg)=33.60 ;  
 beta1t(deg)=62.14 ;  
 beta2r(deg)=72.13 ;  
 beta2deg)=72.13 ;  
 l'espacement b(m)=0.1639E-02 ;  
 degrederaction=0.5480 ;  
 Wc(j/s)=0.1463E+05  
 section a1(m²)=0.1633E-02  
 section a2(m²)=0.4274E-03  
 nombre de toursN(tours/minute)=0.6914E+05  
 rendement nc= 0.7797  
 lenbredeube=18.94

donnees

debit cair: mf=0.180 kg/s  
 rapport de compression: pc=2.200  
 coefficient polytropicque: ec=0.500

station	1	IRh	LRT	2R	2	3
proprietes						
Tt (°K)	288.160	290.370	306.085	340.227	381.880	381.880
T (°K)	283.836	283.836	283.836	335.382	335.382	377.847
Pt (Kpa)	101.300	104.045	125.124	164.164	245.943	222.860
P (Kpa)	96.078	96.078	96.078	156.127	156.127	214.729
M	0.276	0.339	0.626	0.269	0.833	0.231
vit (m/s)	93.184	114.547	211.369	98.634	305.563	90.000
u (m/s)	93.184	93.184	93.184	93.184	93.184	93.184
v (m/s)	0.000	66.616	189.720	32.334	291.008	
alpha2(deg)	=17.76	;	degreedereaction= 0.5483	;	lenbredeabe:20.28	
beta1h(deg)	=35.56	;	Wc(j/s)=0.1694E+05			
beta1t(deg)	=63.84	;	section a1(m²)=0.1633E-02			
beta2r(deg)	=70.86	;	section a2(m²)=0.3813E-03			
beta2(deg)	=70.86	;	nombre de toursN(tours/minute)=6.7440E+05			
i'espacement b(m)	=0.1462E-02	;	rendement nc=0.7769			

donnees

debit dair: mf=0.180  
 rapport de compression: pc=2.400  
 coefficient polytropique: ec=0.800

station	1	1Rb	1Rt	2R	2	3
proprietes						
Tt(°K)	288.160	290.554	308.391	346.923	393.934	393.934
T(°K)	283.836	283.836	283.836	342.011	342.011	389.900
Pt(Kpa)	101.300	104.402	128.453	173.853	271.236	243.120
P(Kpa)	96.078	96.078	96.078	165.389	165.389	234.518
M	0.276	0.347	0.658	0.268	0.871	0.227
vit(m/s)	93.184	117.011	222.050	99.313	322.894	90.000
u(m/s)	93.184	93.184	93.184	93.184	93.184	
v(m/s)	0.000	70.771	201.551	34.351	309.156	

alpha2(deg)=16.77 ; degrederaction=0.5485 ; lenbreddaube=21.46

beta1h(deg)=37.22 ; Wc(j/s)=0.1912E+05

beta1t(deg)=65.19 ; section a1(m²)=0.1633E-02

beta2r(deg)=69.76 ; section a2(m²)=0.3455E-03

beta2(deg)=69.76 ; nombre de toursN(tour/minute)=0.7904E+05

l'espacement b(m)=0.1325E-02 ; rendement nc=0.7742

donnees

debit dair: mf=0.180  
 rapport de compression: pc=2.500  
 coefficient polytropic: ec=0.900

station	1	1Rt	2R	2	3
proprietes					
Tt (°K)	288.160	290.454	306.767	342.208	385.446
T (°K)	283.836	283.836	283.836	337.343	381.412
Pt (Kpa)	101.300	104.151	126.102	175.711	253.250
P (Kpa)	96.078	96.078	95.078	167.123	244.094
M	0.275	0.341	0.636	0.269	0.230
vit (m/s)	93.184	115.281	214.584	98.836	90.000
u (m/s)	93.184	93.184	93.184	93.184	0.000
v (m/s)	0.000	67.872	193.296	32.944	0.000
alpha2(deg)	=17.45	;	degrederaction=0.5484		lenbredaube=20.63
beta1h(deg)	=36.07	;	Wc(j/s)=0.1758E+05		
beta1t(deg)	=64.26	;	section a1(m²)=0.1633E-02		
beta2r(deg)	=70.53	;	section a2(m²)=0.3516E-03		
beta2(deg)	=70.53	;	nombre de toursN(tour/minute)=0.7580E+05		
l'espacement b(m)	=0.1349E-02	;	rendement nc= 0.8864		

Calculs de la position du centre de Gravité de la Roue-Compresseur :

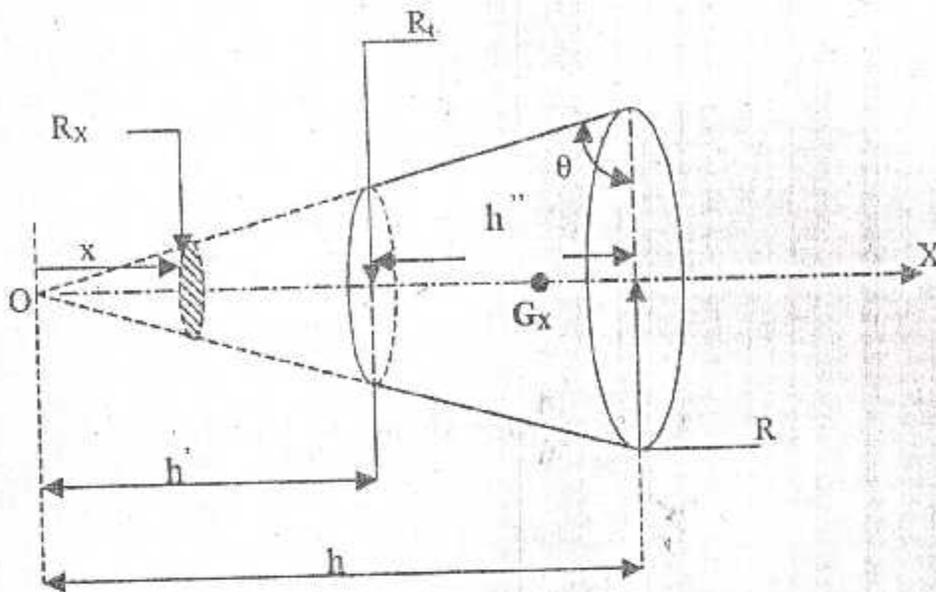


Schéma prétendu d'une forme Roue-compresseur

données :

$R = 41.5 \text{ mm}$  tel que  $R$  avec  $R = \frac{d_2}{2}$  ; tel que  $d_2$  est le grand diamètre de la roue-compresseur

$R_t = 23.5 \text{ mm}$  tel que  $R_t$  avec  $R_t = \frac{d_1}{2}$  ; tel que  $d_1$  est le diamètre type de la roue-compresseur

$h'' = 39 \text{ mm}$  tel que  $h''$  est la hauteur de la roue.

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{h'}{R - R_t} = \frac{h}{41.5 - 39} = 1.77 \Leftrightarrow \theta = 60.57$$

$$\frac{h}{R} = 1.77 \Leftrightarrow h = R \cdot 1.77 \Leftrightarrow h = 73.57$$

$$h = 73.57 \text{ mm}$$

$$h' = h - h'' = 73.57 - 39 = 34.57 \text{ mm}$$

Volume d'un cône :

$$V = \iiint dv = \iiint r dr . d\theta . dx$$

$$V = \int_0^{2\pi} d\theta \cdot \int_0^h \left[ \int_0^{R_x} r . dr \right] . dx$$

$$V = 2\pi \int_0^h \left[ \frac{R_x}{2} \right] . dx = 2\pi \cdot \int_0^h \frac{R^2}{2h^2} . x^2 . dx = \pi \cdot \frac{R^2}{h^2} \cdot \int_0^h x^2 . dx$$

Avec  $R_x = \frac{R}{h} . x$

Volume de la roue compresseur :

Pour le volume de notre roue,  $h$  vari sur l'axe OX de  $h'$  jusqu'à  $h$  ainsi les bornes d'intégrale de  $dx$  deviennent :

$$V = \pi \cdot \frac{R^2}{h^2} \cdot \int_{h'}^h x^2 . dx$$

$$V = \pi \cdot \frac{R^2}{h^2} \left[ \frac{x^3}{3} \right]_{h'}^h = \pi \cdot \frac{R^2}{h^2} \left[ \frac{h^3 - h'^3}{3} \right]$$

Après l'application numérique on a le volume de la roue compresseur qui est égal a :

$$V = 119898.175 \text{ mm}^3$$

Centre de graviter d'un cône :

$$OG_x = \frac{1}{V} \cdot \iiint x . dv$$

$$OG_x = \frac{1}{V} \cdot \pi \cdot \frac{R^2}{h^2} \cdot \int_0^h x^3 \cdot dx$$

Centre de graviter de la roue compresseur :

$$OG_x = \frac{1}{V} \cdot \pi \cdot \frac{R^2}{h^2} \cdot \int_h^h x^3 \cdot dx$$

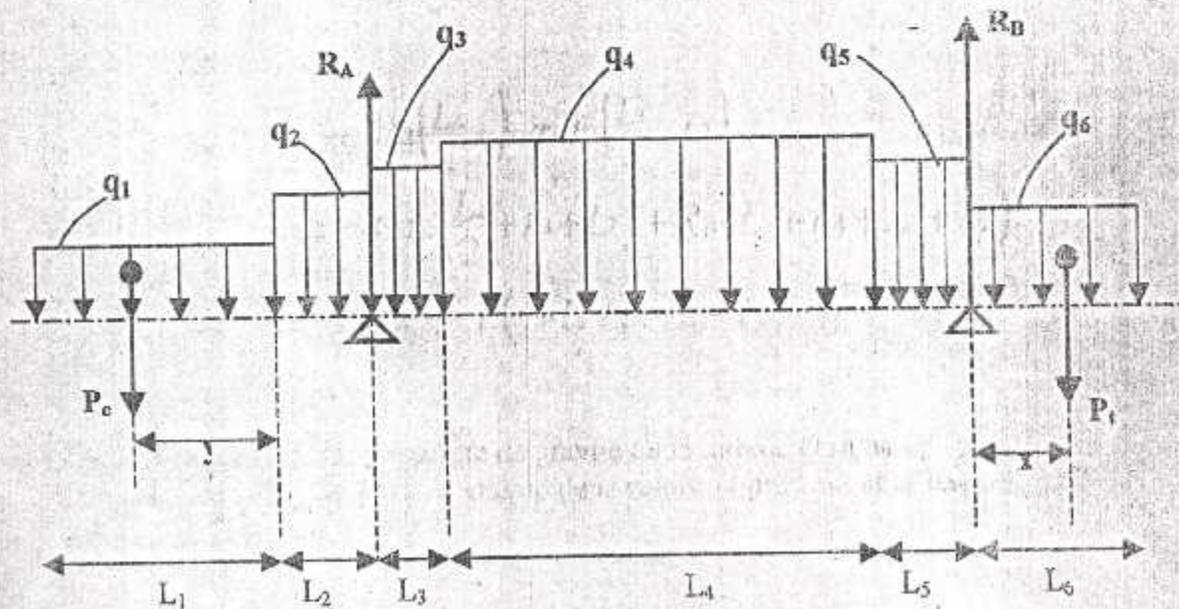
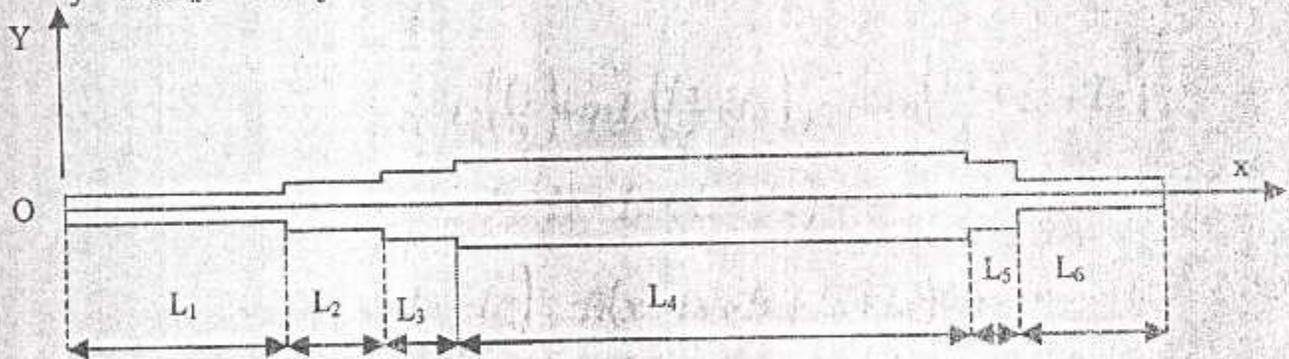
$$OG_x = \frac{1}{V} \cdot \pi \cdot \frac{R^2}{h^2} \cdot \left[ \frac{x^4}{4} \right]_h^h$$

AN :

$$OG_x = 58.08 \text{ mm}$$

Soit  $y$  la distance du centre de graviter de la roue par rapport a sa base ; tel que :

$$y = h - OG_x \quad \Leftrightarrow \quad y = 15.5 \text{ mm}$$



$$\sum \vec{F} = 0$$

$$R_A + R_B = q_1 + q_2 L_2 + q_3 L_3 + q_4 L_4 + q_5 L_5 + q_6 L_6 + P_c + P_t$$

$$= g \cdot \rho \cdot v + P_c + P_t = g \cdot \rho \cdot v + P_c + P_t$$

$$\text{avec : } q_1 = \frac{m_c}{L_1} \cdot g = \frac{\rho \cdot v_1 \cdot g}{L_1}$$

$$\text{et } P_c = m_c \cdot g \quad \text{et} \quad P_t = m_t \cdot g$$

$$R_A + R_B = \rho \cdot g \cdot v + P_c + P_t$$

$$R_A + R_B = g \cdot (\rho \cdot v + m_c + m_t)$$

$m_c$  : la masse du roue-compresseur  
 $m_t$  : la masse de la roue-turbine

$$\sum M_A = 0$$

$$-q_1 \frac{(L_1)^2}{2} + q_1 \frac{1}{2} P_c \cdot y + q_2 \cdot L_2 \left( \frac{L_2}{2} \right) + q_3 L_3 \left( \frac{L_3}{2} + L_2 \right) + q_4 L_4 \left( \frac{L_4}{2} + L_3 + L_2 \right) +$$

$$q_5 L_5 \left( \frac{L_5}{2} + L_4 + L_3 + L_2 \right) + R_B (L_5 + L_4 + L_3 + L_2) +$$

$$q_6 L_6 \left( \frac{L_6}{2} + L_5 + L_4 + L_3 + L_2 \right) + P_t (x + L_5 + L_4 + L_3 + L_2) = 0$$

$$q_1 \frac{(L_1)^2}{2} + P_c \cdot y - \frac{q_2}{2} L_2 \left( \frac{L_2}{2} \right) - q_3 L_3 \left( \frac{L_3}{2} + L_2 \right)$$

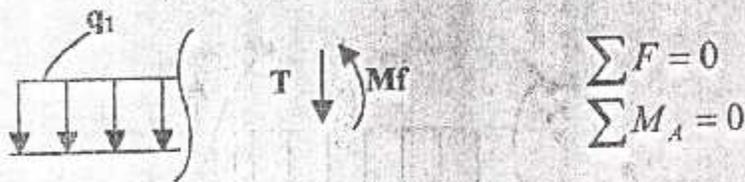
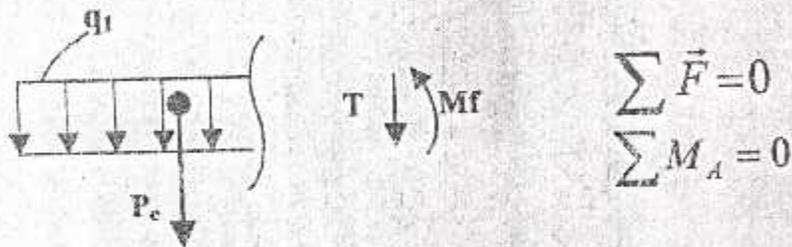
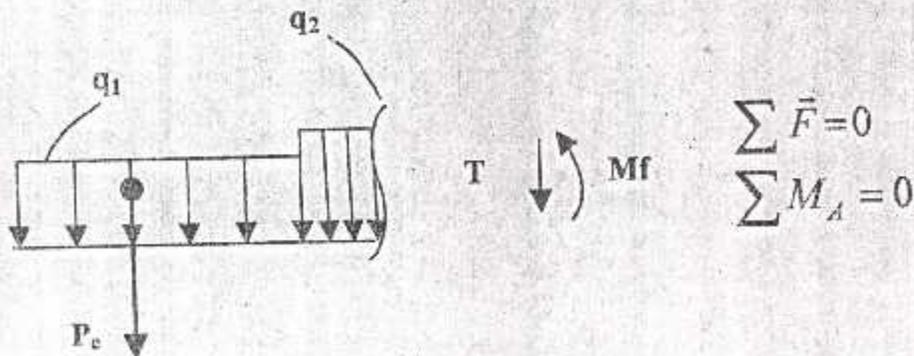
$$- q_4 L_4 \left( \frac{L_4}{2} + L_3 + L_2 \right) - q_5 L_5 \left( \frac{L_5}{2} + L_4 + L_3 + L_2 \right) + R_B (L_5 + L_4 + L_3 + L_2)$$

$$- q_6 L_6 \left( \frac{L_6}{2} + L_5 + L_4 + L_3 + L_2 \right) - P_t (x + L_5 + L_4 + L_3 + L_2) = 0$$

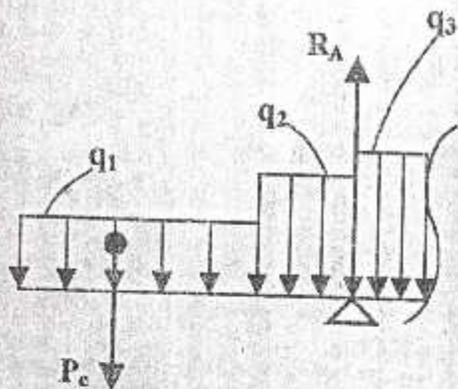
$x$  : est la distance de entre le centre de gravité de la turbine et sa base.  
 $y$  : La distance entre le centre de gravité de la roue compresseur et sa base.

Calcul de l'effort tranchant et du moment fléchissant :

q	2.94	8.654	11.779	19.471	11.779	8.654
L (m)	0.085	0.025	0.01	0.116	0.008	0.034
d (mm)	7	12	14	18	14	12

Zone 1 :Zone 2 :Zone 3 :

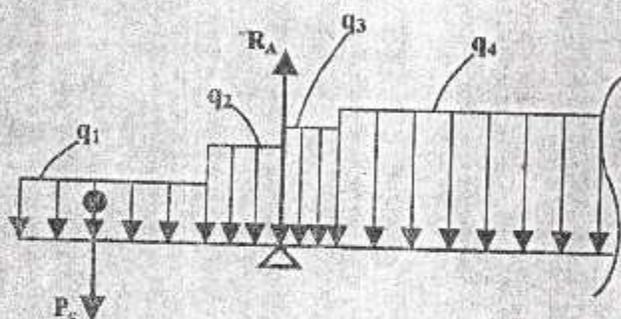
Zone 4 :



$$\sum \vec{F} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

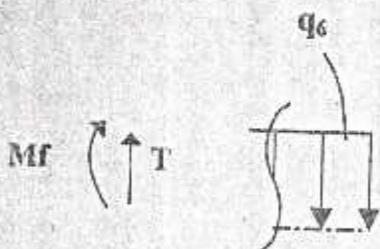
Zone 5 :



$$\sum \vec{F} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

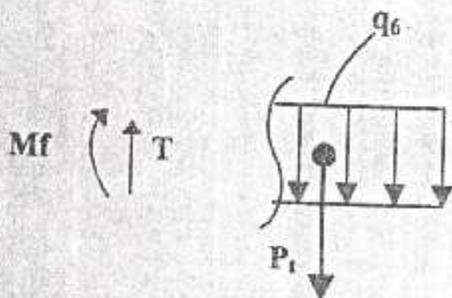
Zone 8 :



$$\sum \vec{F} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

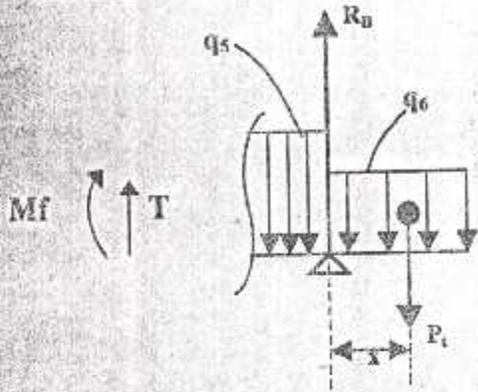
Zone 7 :



$$\sum F = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

Zone 6 :



$$\sum F = 0$$

$$\sum M_A = 0$$