

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE & POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA

RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA

FACULTE DES SCIENCES D'INGENIEURS

DEPARTEMENT D'AÉRONAUTIQUE

Projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en aéronautique

Option : PROPULSION

Thème :

ETUDE DES PERFORMANCES HORS ADAPTATION  
DU MOTEUR PROTOTYPE DE LABORATOIRE

GILKES GT-117

Dirigé par : Mr BADR-EDDINE  
Co-promoteur: Mr BERGUEL

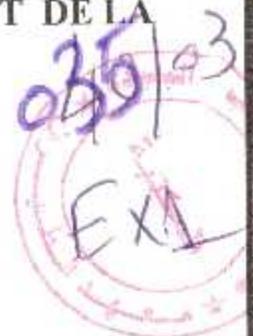
Aimed-eddine  
Said

Réalisé par : SY

Abdoul karim

—Promotion 2002/2003—

— ANNEE 2003 —



## REMERCIEMENT

*Je remercie tout d'abord Dieu le tout puissant de m'avoir aidé à achever à temps ce travail, je formule l'expression de mes profonds remerciements à mon promoteur pour son aide, ses précieux conseils et sa confiance qu'il a mis en moi pour la réalisation de ce projet.*

*Je remercie aussi :*

*Tous les enseignants qui ont contribué à ma formation pendant mon cursus universitaire, et en particulier monsieur : Mr Berguel saïd mon co-promoteur, Bentréd hocine à l'atelier de propulsion et Mr Bakha qui m'ont beaucoup aidé pour la réalisation de ce projet.*

*Je remercie tout le personnel de l'institut d'aéronautique, et tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.*

*\*Sy Abdoul Karim\**

## DEDICACES

Je tiens à exprimer mes remerciements les plus vifs surtout à ma très chère mère ainsi qu' à mon très cher père qui ont bien voulu me voir un jour devenir un être bénéficié de toutes valeurs humaines et de savoir.

A mes sœurs et frères : sira, Hawany, Néné,  
Fatim, Billy.

A la mémoire de mes grand pères : Telly,  
Makan.

A la mémoire de mes grand mères : Siraboula,  
Hadja Fanta.

A mes tantes et oncles.

A mes meilleurs amis (e)

\*sy Abdoul karim\*

# SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	1
-------------------	---

## CHAPITRE I

### DESCRIPTION GENERALE DU BANC D'ESSAIS GILKES GT-117

I.1 DESIGNATION.....	2
I.2 LES ORGANES PRINCIPAUX DU MOTEUR.....	2
I.2.1 L'entrée d'air.....	2
I.2.2 Le compresseur.....	4
I.2.3 Chambre de combustion.....	7
I.2.4 La turbine.....	8
I.2.5 La tuyère.....	11

## CHAPITRE II

### GENERALITE SUR LES TURBOMACHINES

II.1 PARAMETRES REDUITS.....	13
II.1.1 champ du compresseur champ de la turbine.....	13
II.1.2 Poussée réduite.....	15
II.1.3 Consommation réduite.....	16
II.1.4 puissance réduite.....	16
II.1.5 consommation spécifique réduite.....	16
II.2 CARACTERISTIQUE DE DEBIT D'UNE TUYERE.....	17
II.3 DEBIT REDUIT A L'ENTREE D'UNE TURBINE.....	18
II.4 CHARGE D'UNE TURBINE COMPRISE ENTRE DEUX COLS SONIQUES.....	19
II.5 CAS OU LA TURBINE EST COMPRISE ENTRE UN COL SONIQUE A L'AMONT ET UNE SECTION SUBSONIQUE A L'AVAL.....	20

## CHAPITRE III

### ETUDE DU COMPRESSEUR

III.1 DESCRIPTION DES COMPRESSEURS .....	22
III.1.1 Compresseur axial.....	22
III.1.2 Compresseur centrifuge.....	22

III.2 FONCTIONNEMENT D'UN COMPRESSEUR.....	23
III.2.1 Le compresseur centrifuge.....	23
III.2.2 Le compresseur axial.....	24
III.2.2.1 Etude aérodynamique.....	24
III.2.2.2 Etude thermodynamique.....	26
III.3 PROCEDURE DE CALCUL.....	27
III.3.1 Objectif des calculs.....	27
III.3.2 Les hypothèses.....	27
III.3.3 Calcul des paramètres dans chaque station.....	28
III.3.3.1 Entrée d'air .....	28
III.3.3.2 Compresseur .....	29

## CHAPITRE IV

### ETUDE DE LA TURBINE

IV.1 INTRODUCTION.....	41
IV.2 FONCTIONNEMENT.....	41
IV.2.1 But.....	41
IV.2.2 Aubes et grille d'aubes, étage.....	41
IV.2.3 Diagramme des vitesses.....	41
IV.2.4 Principe de fonctionnement de l'étage.....	42
IV.3 ETUDE AEROTHERMODYNAMIQUE D'UNE TURBINE.....	43
IV.3.1 Les hypothèses.....	43
IV.3.2 Les expressions du travail et de la puissance.....	43
IV.3.3 Les différents paramètres de conception.....	44
IV.3.4 Rendement isentropique de la turbine.....	45
IV.4 PROCEDURE DE CALCUL .....	45
IV.4.1 Objectif des calculs.....	45
IV.4.2 Les hypothèses.....	45
IV.4.3 Les caractéristiques de la turbine.....	46
IV.5 ETUDE DES PERTES DANS LES AUBES STATOR ET ROTOR...51	
IV.5.1 Le coefficient de pertes de profile.....	52
IV.5.2 Les coefficients de pertes secondaire et de bout d'aubes.....	53
IV.6 Les dimensions de la turbine.....	57

## CHAPITRE V

### ETUDE DU COUPLAGE DES COMPOSANTS DU MOTEUR

V.1 INTRODUCTION.....	58
V.2 METHODE D'EXPLOITATION DES DIAGRAMMES CARACTERISTIQUES DES COMPOSANTS.....	58
V.2.1 Compatibilité des vitesses de rotation et des débits.....	58
V.2.2 Compatibilité des puissances turbine-compresseur.....	59
V.2.3 Procédure pour la détermination du point de fonctionnement...60	
V.3.PREDICTION DE LA LIGNE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR PAR LE CALCUL AEROTHERMODYNAMIQUE.....	62
V.3.1 Chambre de combustion.....	62
V.3.2 La tuyère.....	63
V.4 TRAÇAGE DE LA LIGNE DE FONCTIONNEMENT DANS LE CHAMP DU COMPRESSEUR.....	64
V.5 DETERMINATION DES PERFORMANCES HORS ADAPTATION DU MOTEUR.....	65
V.6 POINT NOMINAL DU MOTEUR.....	65
V.7 LES PAS DES ITERATIONS.....	66

## CHAPITRE VI

### RESULTATS ET INTERPRETATION

VI.1. CHAMPS DU COMPRESSEUR.....	67
VI.2. CHAMPS DE LA TURBINE.....	67
VI.3.PERFORMANCES DU MOTEUR EN HORS ADAPTATION.....	67
CONCLUSION.....	91

## ANNEXES

ANNEXE 1: ANNALYSE DIMENSIONNELLE

ANNEXE 2: ETUDE DES PERTES DANS LES COMPRESSEURS  
AXIAUX

ANNEXE 3 : LES ORGANIGRAMMES DE CALCUL

BIBLIOGRAPHIE

## LISTE DES FIGURES

Fig(I.1) Dimension de l'entrée d'air.....	2
Fig(I.2) Entrée d'air Vue de face.....	3
Fig(I.3) Entrée d'air Vue de profil.....	3
Fig(I.4) Les Rotors des étages axiaux et le rouet du compresseur centrifuge.....	4
Fig(I.5) Les Dimensions des rotors de la partie axiale.....	5
Fig (I.6) Caractéristiques des profils des rotors de la partie axiale.....	5
Fig(I.7) Dimensions du rouet du compresseur centrifuge.....	6
Fig(I.8) Les stators de la partie axiale.....	6
Fig(I.9) La chambre de combustion vue de dessus.....	7
Fig(I.10) La chambre de combustion vue de profil.....	7
Fig(I.11) Distributeur du 1 <sup>er</sup> étage de la turbine.....	8
Fig (I.12) Les dimensions du distributeur du 1 <sup>er</sup> étage de la turbine.....	9
Fig (I.13) Les dimensions du distributeur du 2 <sup>er</sup> étage de la turbine.....	9
Fig(I.14) Les rotors de la turbine –Vue de face.....	10
Fig(I.15) Les rotors de la turbine –Vue de profil.....	10
Fig(I.16) La tuyère – Vue de profil.....	11
Fig(I.17) La tuyère – Vue de face.....	11
Fig(I.18) Diamètre de sortie de la tuyère.....	12
Fig(II.1) Champ du Compresseur.....	14
Fig(II.2) Champ de la turbine.....	14
Fig(II.3) Etage d'une turbine.....	18
Fig(II.4) Triangle de vitesses dans un étage d'une turbine axiale.....	19
Fig (III.1) Schéma d'un compresseur axial simple corps .....	22
Fig (III.2) Schéma d'un compresseur centrifuge.....	23
Fig (III.3) Diagramme général des vitesses pour un étage axial de compresseur.....	24
Fig (III.4) : Représentation de l'écoulement autour de l'aubage rotor.....	25
Fig (III.5) Numérotation des différentes stations dans le compresseur.....	29
Fig(III.6) Numérotation d'un étage axial.....	29
Fig (III.7) Triangles des vitesses dans les stations (b) et (c).....	30
Fig (III.8) Variation de l'épaisseur de quantité de mouvement en fonction Du facteur de diffusion à l'incidence nulle.....	33

Fig(III.9) Déviation de la vitesse d'écoulement dans le stator axial.....	34
Fig(III.10) Triangles des vitesses dans le rouet du compresseur centrifuge.....	36
Fig (III.11) Déviation des vitesses dans le diffuseur centrifuge.....	36
Fig(III.12) Diagramme (Tt,S) pour le rouet .....	38
Fig (IV.1) Numérotation d'un étage axial de turbine.....	41
Fig(IV.2) Diagramme général des vitesses dans l'étage d'une turbine axiale.....	42
Fig (IV.3) Distributeur de la turbine.....	42
FIG(IV.4) Représentation du Coefficient de pertes de profile à l'incidence nulle pour des aubages conventionnels avec $t/c=0,20$ .....	52
FIG(IV.5) Représentation du jeu.....	54
FIG(IV.6) Paramètre de pertes secondaires.....	54
Fig(V . 1) La Chambre de combustion simplifiée.....	62
Fig(V . 2) La tuyère.....	63
Fig(VI.1) Variation du taux de compression en fonction du débit réduit pour differents régimes.....	69
Fig(VI.2) Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction du débit réduit pour differents régimes.....	70
Fig(VI.3) Variation du débit réduit de la turbine en fonction du taux de détente.....	71
Fig(VI.4) Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction du taux de détente.....	72
Fig(VI.5) Variation de la charge de la turbine en fonction du débit réduit à l'entrée de la turbine.....	73
Fig(VI.6) Variation de la richesse en fonction du débit carburant.....	74
Fig(VI.7) Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de la richesse.....	75
Fig(VI.8) Variation du taux de compression en fonction de la richesse.....	76
Fig(VI.9) Variation du régime de rotation en fonction de la richesse.....	77
Fig(VI.10) Variation de la température totale après la combustion en fonction de la richesse.....	78
Fig(VI.11) Variation de la vitesse V1 à l'entrée du moteur en fonction de la richesse.....	79

Fig(VI.12) Variation du nombre de mach $M_1$ à l'entrée du moteur en fonction de la richesse.....	80
Fig(VI.13) Variation de la vitesse $V_{10}$ à la sortie du moteur en fonction de la richesse.....	81
Fig(VI.14) Variation du nombre de mach $M_{101}$ à la sortie du moteur en fonction de la richesse.....	82
Fig(VI.15) Variation de la poussée en fonction de la richesse.....	83
Fig(VI.16) Variation du rapport $P_{10}/P_{atm}$ en fonction de la richesse.....	84
Fig(VI.17) Variation de la poussée spécifique en fonction de la richesse....	85
Fig(VI.18) Variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse.....	86
Fig(VI.19) Variation du débit d'air à l'entrée en fonction de la richesse....	87
Fig(VI.20) Variation du rendement thermique en fonction de la richesse..	88
Fig(VI.21) Variation de la puissance de la turbine en fonction de la Richesse.....	89
Fig(VI.22) Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction de la richesse.....	90

# NOTATIONS PRINCIPALES

## • Alphabets latins

Tt : la température totale.

T : Température statique.

Pt : Pression totale.

P : Pression statique.

C<sub>p</sub> : Capacité calorifique à pression constante dans le compresseur

C<sub>p</sub>' : Capacité calorifique à pression constante dans la turbine.

N : Le régime de rotation.

Nr : Le régime réduit =  $\frac{N}{\sqrt{Tt}}$

D : Le débit d'air.

Dr : Débit réduit =  $\frac{D\sqrt{Tt}}{Pt}$

D<sub>c</sub> : Débit carburant.

f : Richesse en carburant.

Hf : Pouvoir calorifique effectif.

Puic : puissance du compresseur

Puit : puissance de la turbine

Av : section de passage dans le repère absolu

Aw : section de passage dans le repère relatif

Ht : l'enthalpie total

V : la vitesse absolue.

W : la vitesse relative

U : la vitesse de rotation

Eff : l'efficacité

$eff_d$  : l'efficacité du diffuseur (entrée d'air)

$eff_{st}$  : l'efficacité des stators

$eff_b$  : l'efficacité de la chambre de combustion

$eff_v$  : l'efficacité de la tuyère

$S_n$  : espacement pour les aubes stators de la turbine

$S_r$  : espacement pour les aubes rotors de la turbine

$C_n$  : corde pour les aubes stators de la turbine

$C_r$  : corde pour les aubes rotors de la turbine

$t_n$  : épaisseur pour les aubes stators de la turbine

$t_r$  : épaisseur pour les aubes rotors de la turbine

$k_r$  : jeu rotor

$R_t$  : le rayon tip

$R_r$  : le rayon root

$R_m$  : le rayon moyen (mean)

$H$  : la hauteur de l'aube

$F$  : la poussée

$P_s$  : la poussée spécifique

$C_s$  : la consommation spécifique

## • Alphabets grecs

$\rho$  : la masse volumique

$\gamma$  : le coefficient isentropique

$\pi$  : rapport des pressions totales

$\eta_{pC}$  : Rendement polytropique de compression.

$\eta_{iC}$  : Rendement isentropique de compression.

$\eta_{iT}$  : Rendement isentropique de détente.

$\eta_B$  : rendement de combustion

$\eta_m$  : rendement mécanique.

$\alpha$  : Déviation de la vitesse absolue du flux

$\beta$  : Déviation de la vitesse relative du flux

$\alpha_r$  : angle d'entrée ou de sortie du distributeur de la turbine.

$\beta_c$  : Déviation du profil de compression des rotors

$\beta_s$  : Déviation du profil de détente des rotors

$\theta$  : la cambrure.

$\mu$  : coefficient de glissement

$\sigma$  : le rapport  $C'_r/C_p$ .

$\lambda_r$  : coefficient de pertes pour l'aubage rotor

$\lambda_s$  : coefficient de pertes pour l'aubage stator

## RESUME

L'objet de ce mémoire est la détermination des performances en hors adaptation du moteur prototype de laboratoire GIKES GT-117. Pour cela j'ai fait une étude sur les différents composants du moteur en vue de la détermination de leurs caractéristiques ; après avoir couplées ces caractéristiques, j'ai pu tracer la ligne de fonctionnement du moteur et toutes ses performances

## SUMMARIZED

The object of this memory is the détermination of the off design performances of the prototype engine of laboratory GIKES GT-117. For that I made a study on the various components of the engine for the détermination of their characteristics; after having coupled these characteristics, I could draw the engine operation line and all his performances.

## ملخص

الهدف من هذه المذكرة هو تحديد مواصفات و خصائص - وذلك بعيدا عن الشروط المثلى - لنموذج محرك المختبر GIKES GT-117. من أجل ذلك قمنا بدراسة على مختلف مكونات المحرك كل على حدى بهدف تحديد خصائصها، و بعد مزوجة هذه الخصائص، تمكنا من رسم خط عمل المحرك و كل المواصفات والخصائص.

# introduction

Une turbomachine se calcule et se dimensionne pour un point de fonctionnement stabilisé bien déterminé (pour un avion civil ce sera en général le point de vol de croisière par exemple à Mach 0,8 et une altitude de 8000m avec une poussée spécifique bien définie).

Le cycle pour ce point de fonctionnement s'optimise en fonction de certains critères (poussée, consommation spécifique, etc.); à la fin de cette étape on a donc déterminé le cycle de cette machine et par suite son dimensionnement.

Il reste à étudier le comportement de la machine tournante pour les autres points du domaine de vol, c'est ce qui constitue le fonctionnement hors adaptation de la turbomachine, dont la finalité est de trouver la ou les lignes de fonctionnement en régime établi.

Le calcul hors adaptation est l'étape suivant alors le choix du cycle; le calcul de ce cycle n'aura nécessité que le choix de grandeurs thermodynamiques (températures, rapports des pressions par exemple). Le débit lui même n'intervient qu'une fois le cycle choisi et découle de la poussée ou de la puissance qu'on veut réaliser.

Le cycle et le débit fixés, pour une condition de vol donnée, il devient possible de dimensionner chaque composant du moteur qui réalisera physiquement les caractéristiques nominales retenues en ce point d'adaptation.

La géométrie du moteur imposera alors, en hors adaptation, des contraintes qui n'existaient pas au niveau du calcul du cycle initial. Ces contraintes sont d'ordre aérodynamique et représentent les lois de débit dans les différentes sections dimensionnées.

Le calcul hors adaptation diffère alors du calcul de cycle purement thermodynamique par l'introduction de grandeurs géométriques. La construction physique des éléments du moteur fait apparaître des limites dans leur fonctionnement: limites aérodynamiques, thermiques et mécaniques; ces deux dernières intervenant conjointement sur la durée de vie du moteur.

Les limites aérodynamiques peuvent se traduire par :

- Le blocage en débit au niveau des sections de passage.
- Le pompage du compresseur (limite de rapport de pression).
- La limite de puissance de la turbine.

Le calcul hors adaptation sera appliqué ici à un moteur bien défini pour sa géométrie (GILKES -GT-117) avec des hypothèses convenables pour déterminer les différentes performances et leur variation.

Le travail sera présenté sous forme de :

-Description générale du banc d'essais GILKES GT-117, concernant ses composants et leur géométrie.

-Généralité sur Les caractéristiques aérothermodynamiques pour tous les composants d'une turbomachine, en tenant compte des grandeurs réduites intervenant dans le calcul hors adaptation.

-Etude du compresseur en tenant compte de la procédure de calcul ainsi que les types de pertes existants avec les corrélations de calcul afin de déterminer son diagramme caractéristique et la zone de pompage.

-Etude de la turbine en tenant compte de la procédure de calcul ainsi que les types de pertes existants avec les corrélations de calcul afin de déterminer ses caractéristiques.

-Etude du couplage des composants du moteur en vue de l'obtention des points de fonctionnement de la machine (moteur).

-Interprétation des résultats obtenus par les programmes de calcul

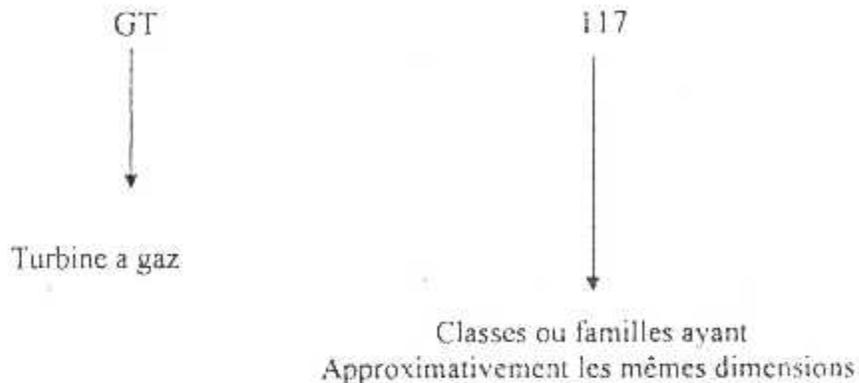
# CHAPITRE I

**DESCRIPTION GENERALE DU BANC D'ESSAIS GILKES GT-117**

Le banc d'essai GT-117 est un réacteur mono corps mono flux de construction anglaise de la maison GILKES.

### I.1 DESIGNATION :

L'utilisation d'une pièce quelconque exige la connaissance de cette dernière, soit ses différentes caractéristiques opérationnelles ou bien le fonctionnement de cette pièce et différents domaines d'utilisation.

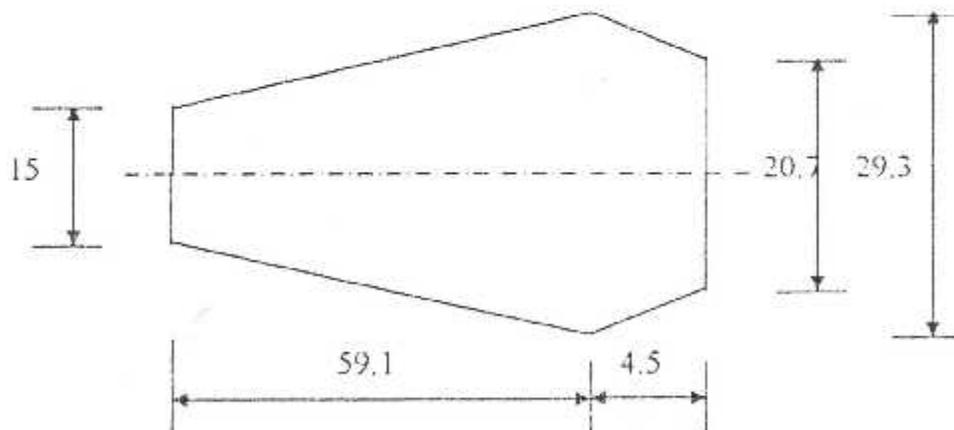


### I.2- LES ORGANES PRINCIPAUX DU MOTEUR :

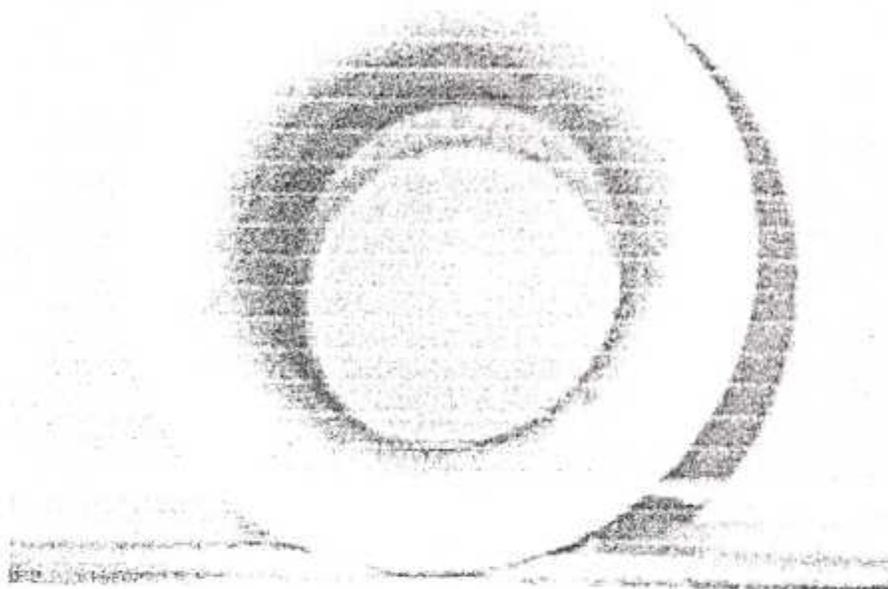
#### I.2.1- l'entrée d'air :

Voir les figures (I.1), (I.2) et (I.3)

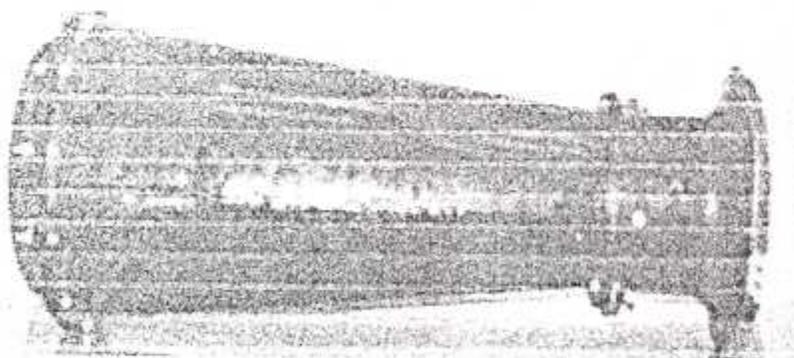
**Remarque :** toutes les dimensions dans ce chapitre sont en centimètre, Les angles en Degrés



Fig(I.1) Dimensions du l'entrée d'air



Fig(1.2) Entrée d'air - Vue de face



Fig(1.3) Entrée d'air - Vue de profil

### 1.2.2 Le compresseur :

La station de compresseur de GT-117 est constituée de 2 étages axiaux et un étage centrifuge.

L'étage axial comprend deux composants :

-rotor

-stator

1<sup>er</sup> Etage :

Rotor : nombre des aubes =25

Stator : nombre des aubes =32

2<sup>ème</sup> Etage :

Rotor : nombre des aubes =25

Stator : nombre des aubes = 29

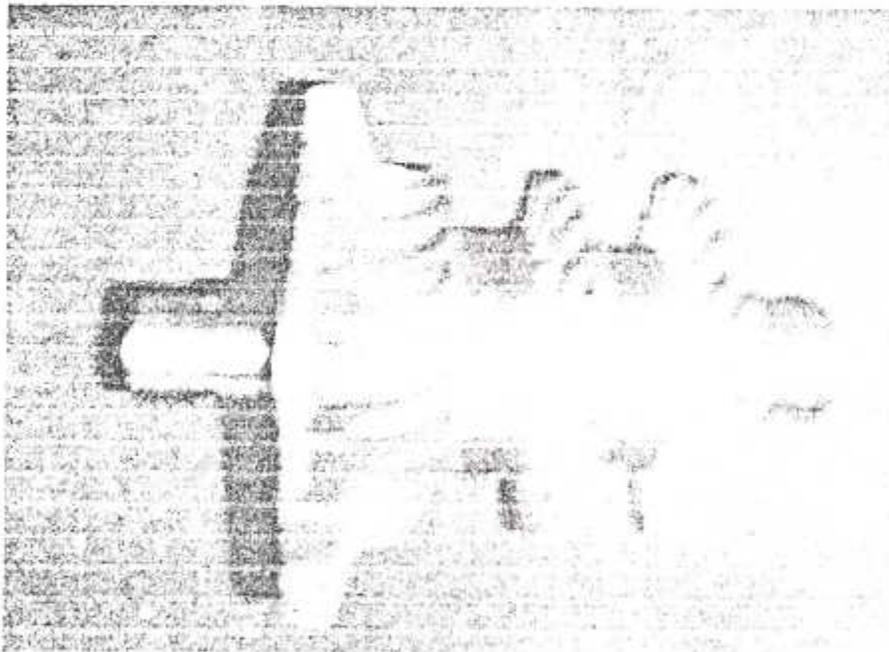
Le compresseur centrifuge comprend deux composants :

-rouet (rotor)

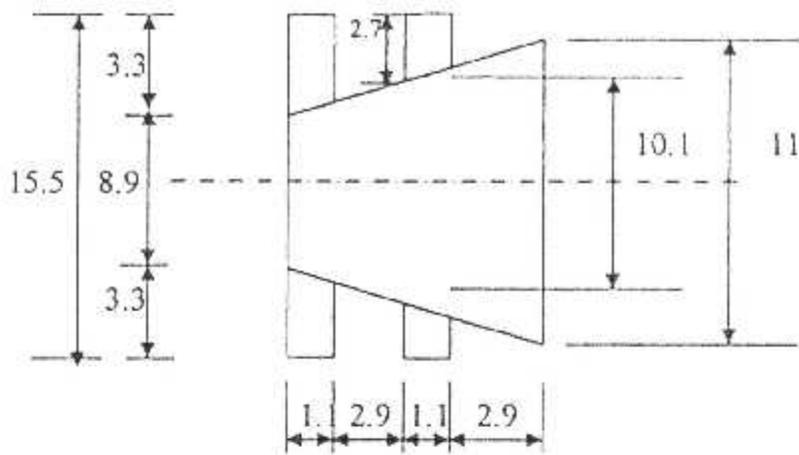
-diffuseur

Le Rouet : nombre des aubes=25

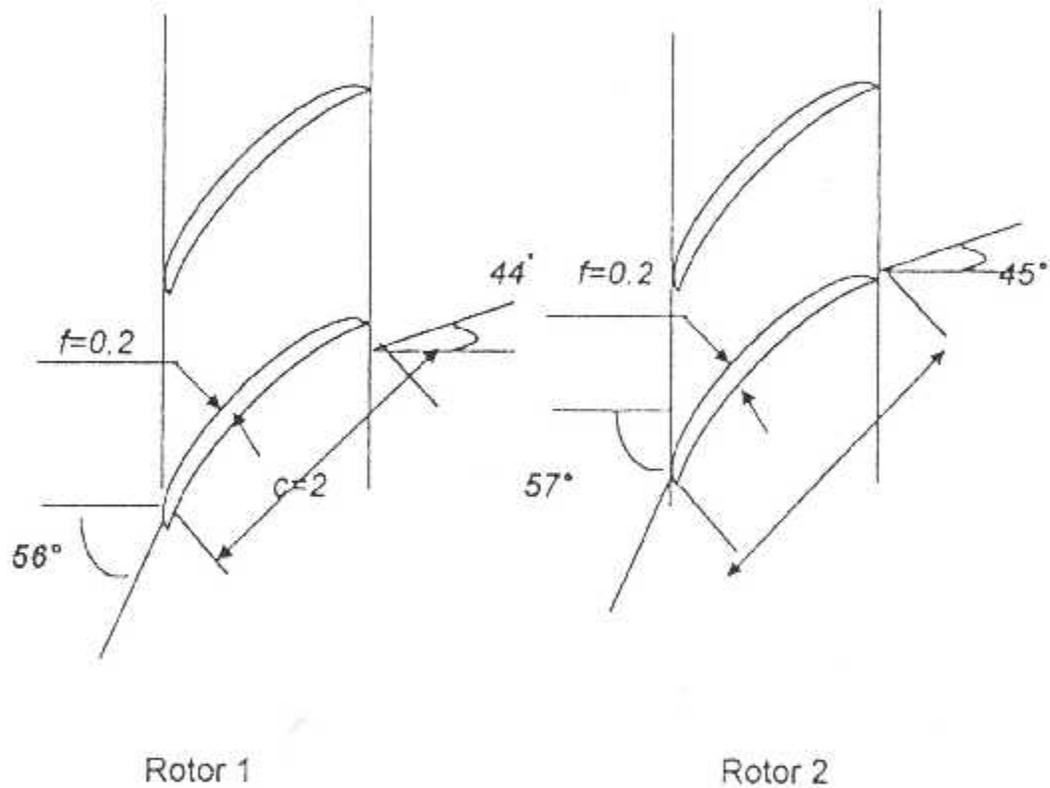
Diffuseur : nombre des aubes=18



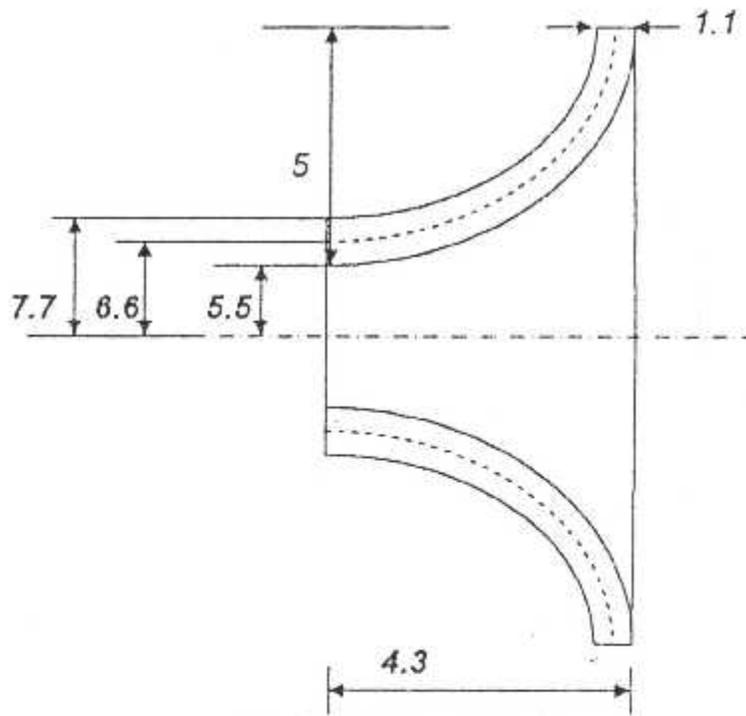
Fig(1.4) Les Rotors des étages axiaux et le rouet du compresseur centrifuge



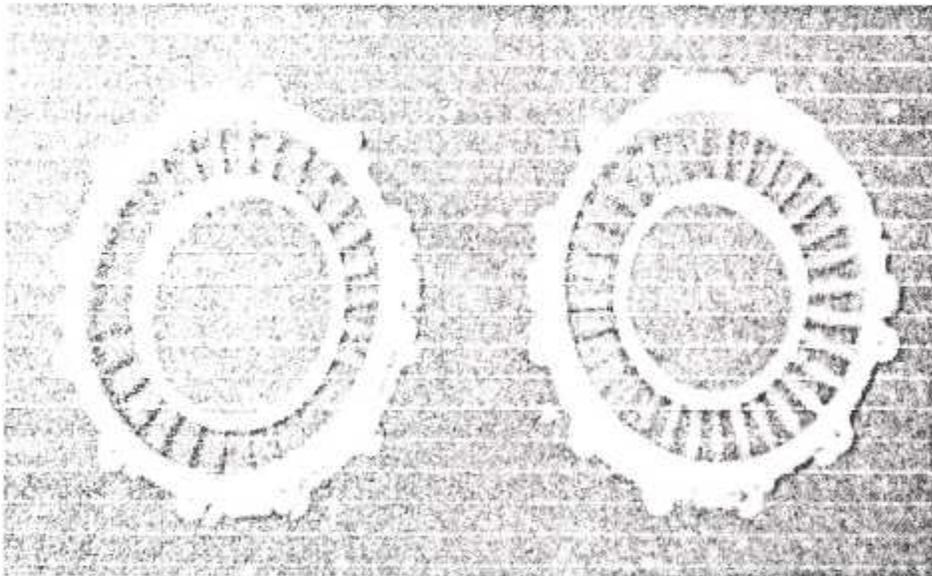
**Fig(1.5) Dimensions des rotors de la partie axiale**



**Fig (1.6) Caractéristiques des profils des rotors de la partie axiale**



Fig(1.7) Dimensions du rouet du compresseur centrifuge

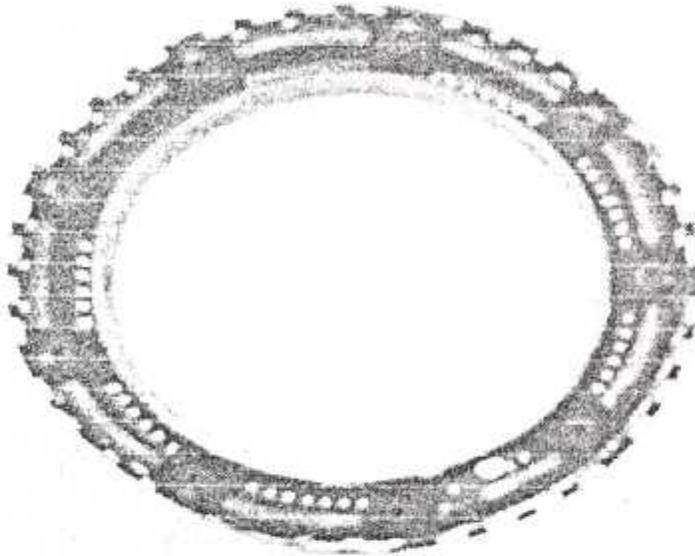


Fig(1.8) Les stators de la partie axiale

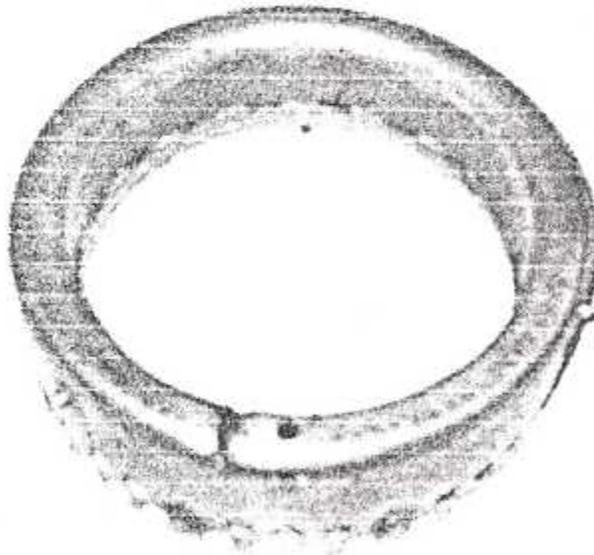
### 1.2.3 chambre de combustion :

La chambre de combustion de type S (flux inversé).

Nombre des injecteurs= 9



Fig(I.9) La chambre de combustion-vue de dessus



Fig(I.10) La chambre de combustion vue de profil

### 1.2.4 La turbine :

La turbine du moteur GT-117 est constituée de 2 étages axiaux.

L'étage d'une turbine axiale comprend deux composants essentiels :

- Le distributeur (stator).
- Le Rotor.

Stator : nombre des aubes =30

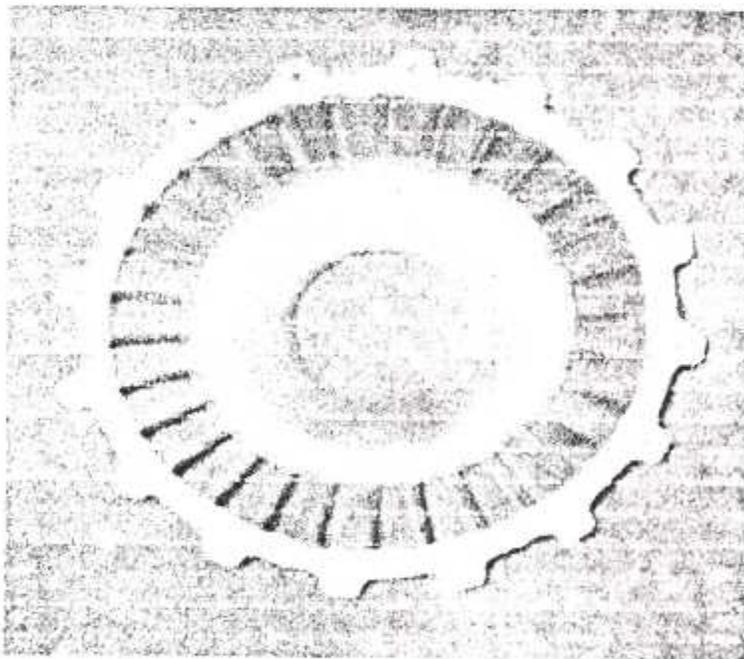
1<sup>er</sup> Etage :

Rotor : nombre des aubes =31

Stator : nombre des aubes =22

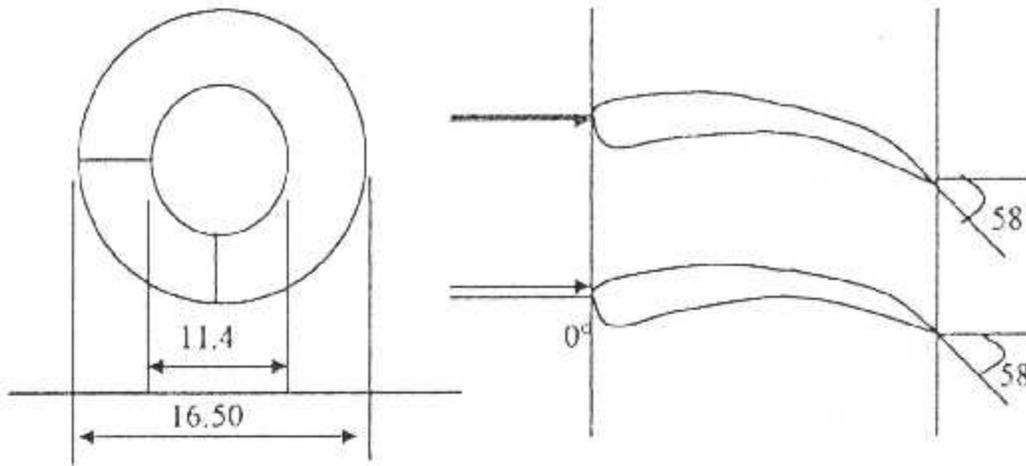
2<sup>ème</sup> Etage :

Rotor : nombre des aubes =31

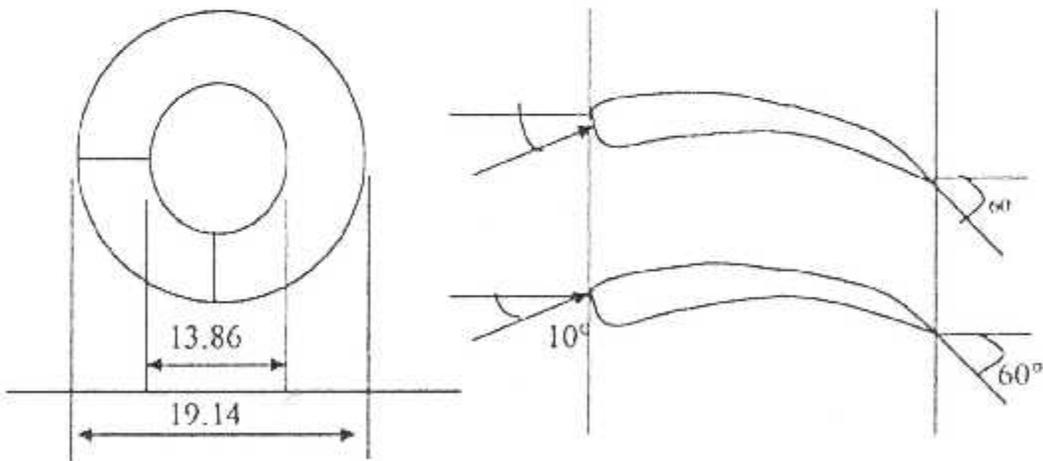


Fig(I.11) Distributeur du 1<sup>er</sup> étage de la turbine

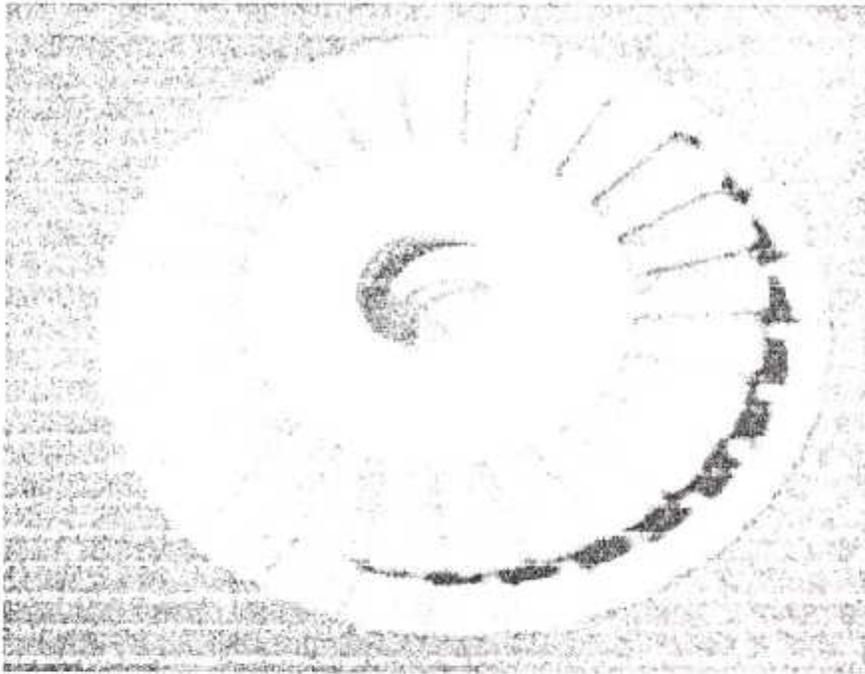
Les éléments essentiels qui caractérisent le distributeur de l'étage de la turbine sont : le rayon extérieur, le rayon intérieur et l'angle de profil. (fig. I.12) et fig.(I.13)



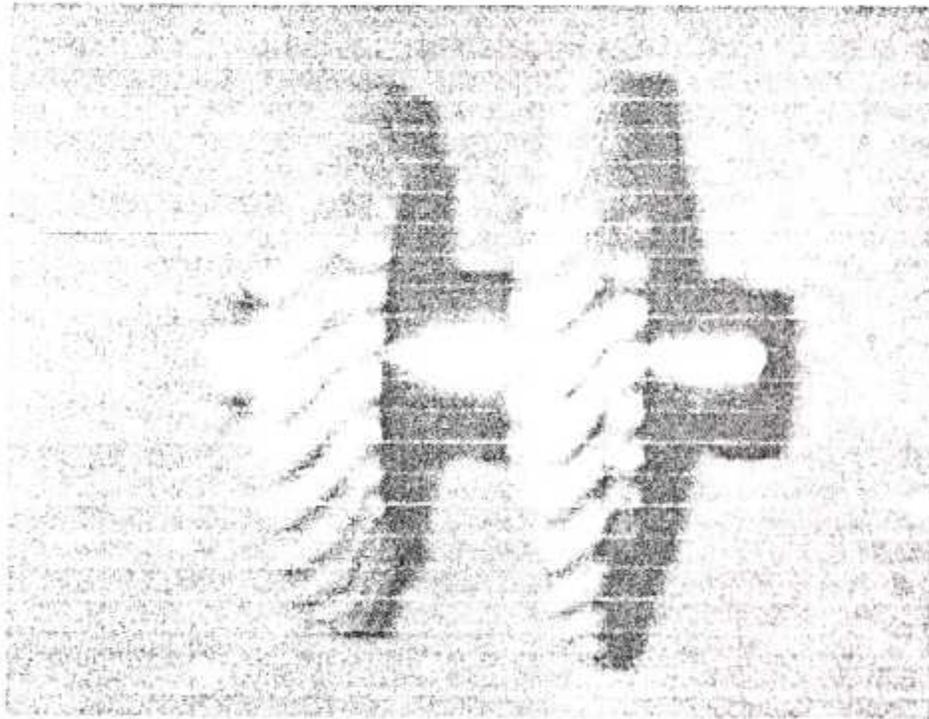
**Fig (I.12) Les dimensions du distributeur du 1<sup>er</sup> étage de la turbine**



**Fig (I.13) Les dimensions du distributeur du 2<sup>er</sup> étage de la turbine**



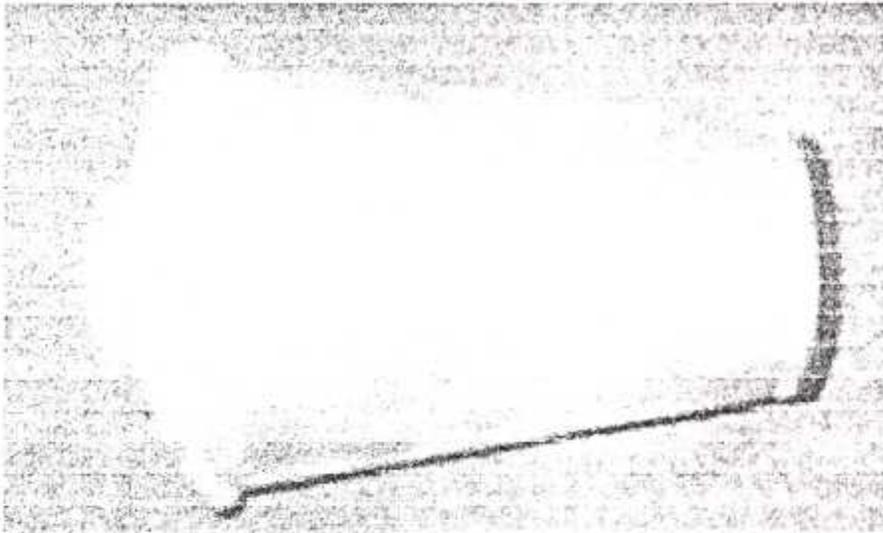
Fig(I.14) Les rotors de la turbine –Vue de face-



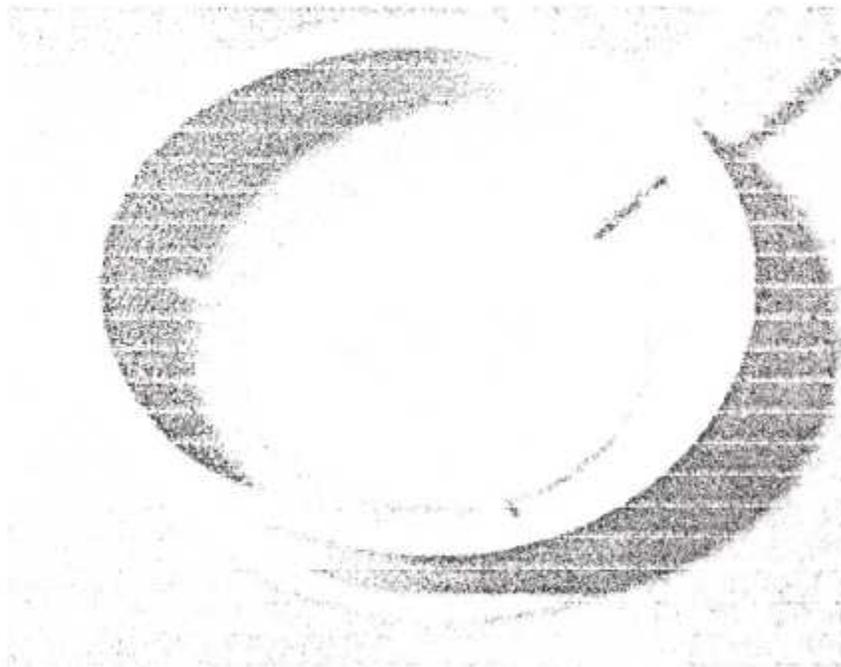
Fig(I.15) Les rotors de la turbine –Vue de profil-

### 1.2.5 La tuyère:

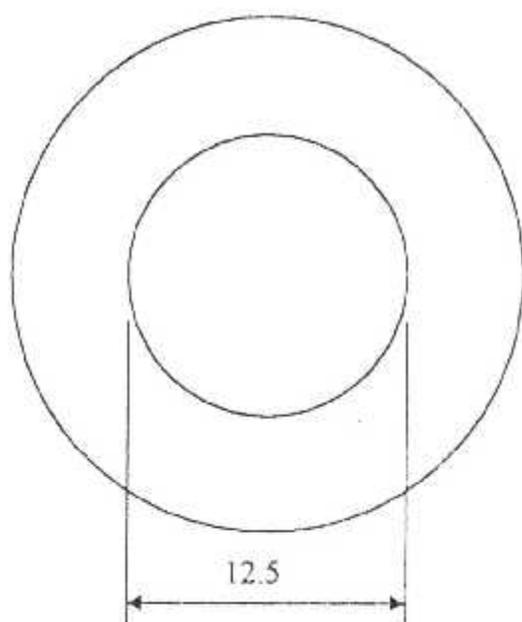
La tuyère du moteur GT-117 est simplement convergente



Fig(1.16) La tuyère – Vue de profil-



Fig(1.17) La tuyère – Vue de face-



Fig(I.18) Diamètre de sortie de la tuyère

# CHAPITRE II

**GENERALITE SUR LES TURBOMACHINES**

Les turbomachines jouent un rôle primordial dans l'industrie ; aussi se voient elles attribuer une place de choix dans le domaine de production de l'énergie et celui de la propulsion qu'elle soit navale, terrestre ou aéronautique.

Les turbomachines sont des organes capables de transformer une énergie peu utilisable en énergie directement utilisable.

Dès leur apparition, ces machines évoluèrent à une vitesse remarquable, grâce à la contribution des diverses connaissances afin d'aboutir à la conception la plus puissante et la plus compacte. C'est dans ce contexte que nous allons aborder ce chapitre par une description des caractéristiques des composants d'une turbomachine.

Une turbomachine peut être considérée comme un assemblage d'éléments tels que :

- Compresseurs
- Turbines
- Chambres de combustion
- Canaux
- Tuyères.

Chacun de ces éléments, une fois dimensionné, a ses caractéristiques propres qui définissent ses performances dans toutes ses conditions de fonctionnement.

## II.1 PARAMETRES REDUITS :

### II.1.1 Champ de compresseur-champ de turbine : [Annexe I]

Dans la pratique on utilise les valeurs totales des températures et pressions et on fait apparaître les paramètres réduits :  $D_r$ ,  $N_r$  et  $\Pi$ .

$$\text{Avec : } D_r = \frac{D\sqrt{T_h}}{P_h} \quad , \quad N_r = \frac{N}{\sqrt{T_h}} \quad \text{et} \quad \Pi = \frac{P_{t_2}}{P_{t_1}}$$

Ces paramètres ne sont pas tous adimensionnels.

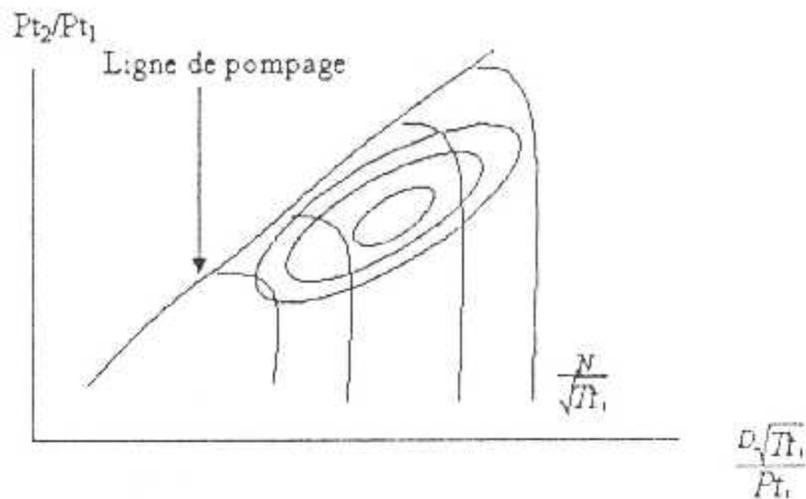
Un champ de compresseur ou de la turbine est la représentation de relations telles que

$$\frac{P_{t_2}}{P_{t_1}} = f\left(\frac{D\sqrt{T_h}}{P_{t_1}}, \frac{N}{\sqrt{T_h}}\right) \quad \dots\dots\dots (II. 1)$$

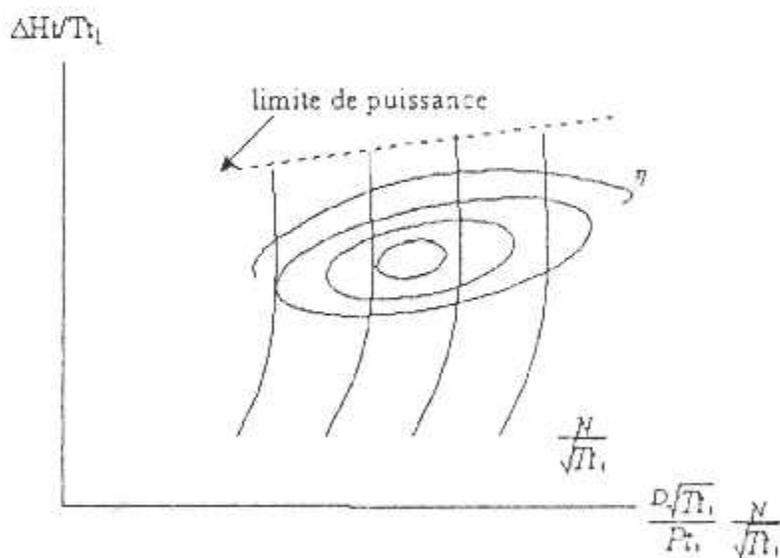
Un exemple de champ de compresseur est représenté dans la Figure (II.1) On superpose aux iso régimes réduits des courbes iso rendements. A une valeur de rapport de pressions et de régime réduit correspondent donc un débit réduit et un rendement. La variation du débit avec les régimes de rotation devient de plus en plus faible au fur et à mesure qu'on s'approche du blocage du canal.

Le champ est limité vers les hautes pressions par une ligne dite ligne de pompage qui correspond au décrochage des aubages.

La représentation du champ de turbine est plus variée que celle des compresseurs



Fig(II.1) Champ de Compresseur



Fig(II.2) Champ de la turbine

Le débit réduit à l'entrée, fixé par la section du distributeur, dépend très peu de la vitesse de rotation à même  $P_{t2}/P_{t1}$ .

Le rendement par contre en dépend. Une pratique courante consiste, pour écarter les iso vitesses et pouvoir tracer des iso rendements, à représenter  $P_{t2}/P_{t1}$ , ou ce qui est équivalent

$\Delta H_t/T_{1}$ , en fonction de  $\frac{N}{\sqrt{T_1}}$  et du produit  $\frac{D\sqrt{T_1}}{P_{t1}} \cdot \frac{N}{\sqrt{T_1}}$  (Fig II 2)

$\Delta H_t$  est la variation de l'enthalpie totale à la traversée de la turbine. Le champ de la turbine est limité vers les  $\Delta H_t/T_{t1}$  élevés par les limites de puissance qui correspond à la charge maximale que peut fournir la turbine.

Pour une machine donnée, il existe en toute rigueur, par suite de la variation du nombre de REYNOLDS, un champ caractéristique par condition de vol. L'effet du nombre de REYNOLDS reste cependant limité et ne devient en général sensible que pour des valeurs très éloignées de celle du point de dimensionnement (vol à très haute altitude et faible nombre de Mach).

Dans la pratique, un champ unique est utilisé, les débits et rendements qui y sont lus étant corrigés de l'effet du nombre de REYNOLDS.

L'utilisation de paramètres réduits permet donc de décrire les caractéristiques du compresseur ou de la turbine de façon plus condensée, indépendante des conditions de température et de pression à l'entrée du composant.

Ils peuvent être définis sur les différents paramètres intervenant dans une turbomachine

### II.1.2 Poussée réduite :

L'expression de la poussée, en tuyère adaptée par exemple, est de la forme :

$$F = D \cdot [(1+f) \cdot V_{10} - V_0] \dots\dots\dots (II. 2)$$

D étant le débit à l'entrée du moteur,

$V_{10}$  La vitesse d'éjection,

$V_0$  La vitesse de vol.

f : richesse en carburant.

$$V_{10}^2 = 2 C_p (T_{10} - T_{10}) = 2 C_p T_{10} (1 - T_{10}/T_{10}) \dots\dots\dots (II. 3)$$

$T_{10}$  étant la température statique des gaz à l'échappement, le nombre de Mach de vol est noté  $M_0$ .

$T_{t2}$  et  $P_{t2}$  étant la température et la pression totales à l'entrée du moteur, prises comme références, on a :

$$V_0 = M_0 \sqrt{\gamma R T_0} = M_0 \sqrt{\gamma R T_{t2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{t2}}} \dots\dots\dots (II. 4)$$

$$V_0 = M_0 \sqrt{\gamma R T_{t2}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (II. 5)$$

$$\frac{T_0}{T_{t0}} = \left(\frac{P_0}{P_{t0}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t0}} \frac{P_{t0}}{P_{t2}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t0}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2} \dots\dots\dots (II. 6)$$

$$D = D r_2 \frac{P_{t2}}{\sqrt{T_{t2}}} \Rightarrow D r_2 = \frac{D \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}} \dots\dots\dots (II. 7)$$

C'est le débit réduit à l'entrée du moteur.

$$D'ou \frac{F}{Pt_2} = Dr_2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2\right)^{-1} \sqrt{\gamma R} \cdot \left[(1+f) \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \frac{T_{t0}}{T_2}} \sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2} - \left(\frac{Pt_2}{Pt_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{2}} - M_0\right] \quad (II. 8)$$

A  $C_p$  et  $f$  constants, le paramètre  $F/Pt_2$  ne s'exprime qu'en fonction des paramètres réduits  $Dr_2$ ,  $T_{t0}/T_2$ ,  $Pt_{t0}/Pt_2$ ,  $M_0$ . Il représente le paramètre réduit de poussée et dépend à la fois des paramètres de cycle et du nombre de Mach de vol.

### II.1.3 Consommation réduite :

Soit un débit d'air  $D$  à la température  $T_{t4}$ , traversant une chambre de combustion. Le débit de carburant injecté  $D_c$  élève sa température de  $T_{t4}$  à  $T_{t5}$ , l'équation de la combustion s'écrit :

$$D \cdot C_p \cdot (T_{t5} - T_{t4}) = D_c \cdot H_f \quad (II. 9)$$

$H_f$  est le pouvoir calorifique effectif à pression constante.

La consommation horaire du carburant est alors :

$$C_k = 3600 \cdot D_c = 3600 \cdot \frac{D \cdot C_p \cdot (T_{t5} - T_{t4})}{H_f} \Rightarrow C_k = 3600 \cdot \frac{D \cdot \sqrt{T_{t2}}}{Pt_2} \cdot \frac{C_p}{H_f} \cdot \left(\frac{T_{t5}}{T_2} - \frac{T_{t4}}{T_2}\right) T_2 \cdot \frac{Pt_2}{\sqrt{T_{t2}}}$$

$$\Rightarrow \frac{C_k}{Pt_2 \cdot \sqrt{T_{t2}}} = 3600 \cdot Dr_2 \cdot \frac{C_p}{H_f} \cdot \left(\frac{T_{t5}}{T_2} - \frac{T_{t4}}{T_2}\right) \quad (II. 10)$$

En première approximation, en considérant  $\frac{C_p}{H_f}$  constant,  $\frac{C_k}{Pt_2 \cdot \sqrt{T_{t2}}}$  ne dépend que des paramètres réduits de débit et température et représente le paramètre réduit de consommation. Contrairement à la poussée réduite, elle ne dépend pas du nombre de Mach de vol.

### II.1.4 Puissance réduite :

La puissance s'exprime par :

$$Pa = D \cdot C_p \cdot (T_{tF} - T_{tI}) \quad (II. 11)$$

$T_{tI}$  et  $T_{tF}$  étant les températures totales avant et après prélèvement de puissance.

$$Pa = \frac{D \cdot \sqrt{T_{t2}}}{Pt_2} \cdot C_p \cdot \left(\frac{T_{tF}}{T_2} - \frac{T_{tI}}{T_2}\right) Pt_2 \cdot \sqrt{T_{t2}} \quad (II. 12)$$

Le paramètre de puissance réduite est donc  $\frac{Pa}{Pt_2 \cdot \sqrt{T_{t2}}}$

### II.1.5 consommation spécifique réduite:

Il faut distinguer ici la consommation spécifique d'un turboréacteur de celle d'un turbomoteur.

Dans le premier cas, on a :

$$C_s = \frac{C_k}{F} = \frac{C_k (P_{t2} \sqrt{T_{t2}})}{F/P_{t2}} \sqrt{T_{t2}} \dots\dots\dots (II.13)$$

La consommation spécifique réduite est donc représentée par  $\frac{C_s}{\sqrt{T_{t2}}}$ .

Dans le second cas

$$C_s = \frac{C_k}{Pa} = \frac{C_k (P_{t2} \sqrt{T_{t2}})}{Pa (P_{t2} \sqrt{T_{t2}})} \dots\dots\dots (II.14)$$

Le paramètre réduit est donc  $C_s$ , lui-même.

## II.2 CARACTERISTIQUE DE DEBIT D'UNE TUYERE :

Le débit masse traversant une section A avec une vitesse normale V s'écrit :

$$D = \rho A V \dots\dots\dots (II.15)$$

Le rapport  $P_t/P$  de la pression totale à la pression statique dans la section A peut s'écrire :

$$\Pi = \frac{P_t}{P} = \left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{V^2}{2 C_p T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\Rightarrow V^2 = 2 C_p T (\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \dots\dots\dots (II.16)$$

En gaz parfait, R étant la constante du gaz pour l'unité de masse :

$$D = \frac{P}{R T} A V = \frac{P}{P_t} \frac{T_t}{T} \frac{P_t}{R T_t} A \sqrt{2 C_p \frac{T}{T_t} T_t (\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)} \dots\dots\dots (II.17)$$

$$\text{Soit : } \frac{D \sqrt{T_t}}{P_t A} = \frac{1}{R} \Pi^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{2 C_p (1 - \Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})} \dots\dots\dots (II.18)$$

Cette formule peut s'appliquer à n'importe quelle section de la tuyère, le débit réduit  $\frac{D \sqrt{T_t}}{P_t}$  est d'ailleurs constant, en écoulement isentropique, quelle que soit la section considérée.

A la section de la tuyère, on considère, tant que le taux de détente  $\Pi$  reste faible, que l'écoulement est parallèle. De ce fait, la pression statique P est égale à la pression atmosphérique  $P_0$  et  $\Pi = \frac{P_t}{P_0}$ .

Lorsque  $P_t$  augmente, à la section A fixe, le débit réduit augmente jusqu'à ce que la section minimale de la tuyère (section de sortie d'une tuyère simplement convergente ou col d'une tuyère convergente divergente) devienne critique.

Le nombre de Mach dans ce plan est alors égal à 1 et, d'après le théorème de HUGONIOT, ne peut dépasser cette valeur. Le taux de détente au col reste alors constant (à  $\gamma$  constant) et égal à :

$$\Pi_c = \frac{P_t}{P_{tcol}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (II.19)$$

Le débit réduit devient également constant et égal à :

$$\begin{aligned} \left(\frac{D\sqrt{T_t}}{P_t}\right)_c &= \frac{1}{R} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{2 C_p \left(1 - \frac{2}{\gamma+1}\right)} A_{col} \\ \Rightarrow \left(\frac{D\sqrt{T_t}}{P_t}\right)_c &= \frac{1}{R} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2 \gamma R}{\gamma-1} \frac{\gamma-1}{\gamma+1}} A_{col} \\ \Rightarrow \left(\frac{D\sqrt{T_t}}{P_t}\right)_c &= \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1} + \frac{1}{2}} A_{col} \\ \Rightarrow \left(\frac{D\sqrt{T_t}}{P_t}\right)_c &= \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} A_{col} \dots \dots \dots (II.20) \end{aligned}$$

Il est proportionnel à  $A_{col}$ .

Une tuyère convergente divergente fixe peut être considérée, en ce qui concerne le débit qui traverse, comme une tuyère simplement convergente variable à deux positions. En effet, tant que le taux de détente est faible, le débit est réglé par la section de sortie du divergeant, la section au col prenant le relais pour les taux de détente importants.

### II.3 DEBIT REDUIT A L'ENTREE D'UNE TURBINE :

Considérons une turbine et ses triangles de vitesses. [Fig (II.3) et Fig(II.4)]

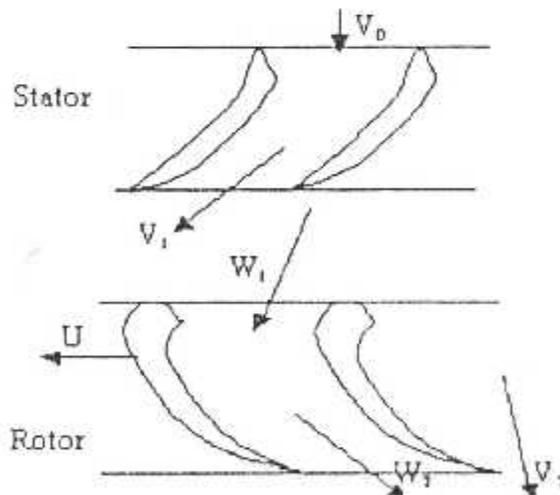


Fig .II.3 Etage d'une turbine

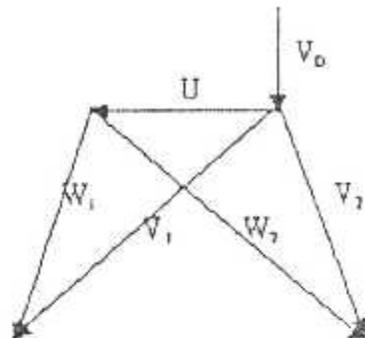


Fig.II.4 Triangle de vitesses dans un étage d'une turbine axiale

D'après le théorème d'EULER, la variation d'enthalpie  $\Delta H$  par étage est

$$\Delta H = U.(V_{u2} - V_{u1}) \dots\dots\dots (II.21)$$

$V_{u2}$  et  $V_{u1}$  étant les composantes de  $V_2$  et  $V_1$  suivant  $U$ .

$\Delta H$  est d'autant plus élevé que la vitesse de rotation et les vitesses  $V_1$  à la sortie du distributeur et  $V_2$  à la sortie de l'étage sont élevées.

La vitesse de rotation est limitée par la résistance des matériaux, la vitesse  $V_2$  par les pertes qu'elle induit à la sortie de l'étage. La vitesse  $V_1$  peut être relativement forte sans pénaliser la roue mobile dont les pertes sont réglées par la vitesse relative  $W_1$ . En général,  $V_1$  est au moins égal à la vitesse du son du moins dans les fonctionnements à taux de détente élevés.

Il existe donc dans le distributeur un col qui reste sonique dans une plage importante de fonctionnement et qui impose alors la constance du débit à l'entrée de la turbine par la verticalité des iso-vitesses.

#### II.4 CHARGE D'UNE TURBINE COMPRISE ENTRE DEUX COLS SONIQUES :

Soit une turbine comprise entre deux cols soniques formés par exemple, en amont par son propre distributeur et en aval par l'étage suivant ou par une tuyère critique. Les débits réduits  $Dr_1$  à l'entrée et  $Dr_2$  à la sortie de la turbine sont alors proportionnels aux sections des cols  $A_1$  et  $A_2$ .

$D$  étant le débit masse traversant la turbine, on a :

$$Dr_1 = \frac{D \sqrt{T_1}}{p_1} = K A_1 \dots\dots\dots (II.22)$$

$$Dr_2 = \frac{D \sqrt{T_2}}{p_2} = K A_2 \dots\dots\dots (II.23)$$

Dans une turbine de rendement polytropique  $\eta_{p,r}$ , les pressions et températures des plans d'entrée 1 et de sortie 2 sont liées par la relation  $\frac{Pt_2}{Pt_1} = \left(\frac{Tt_2}{Tt_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}\eta}$ , d'où

$$\frac{Dr_1}{Dr_2} = \sqrt{\frac{Tt_1}{Tt_2} \frac{Pt_2}{Pt_1}} = \left(\frac{Tt_2}{Tt_1}\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)\eta} - \frac{1}{2}} = \frac{A_1}{A_2} \quad \text{..... (II 24)}$$

Où :

$$\frac{Tt_2}{Tt_1} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^{\frac{2(\gamma-1)\eta}{2\gamma - (\gamma-1)\eta}} \quad \text{..... (II.25)}$$

A  $\gamma$  et  $\eta_{p,r}$  constants, le rapport des températures d'entrée et sortie de la turbine ne dépend donc que des sections des cols amont et aval.

La charge de la turbine  $\frac{\Delta Tt}{Tt} = \frac{Tt_1 - Tt_2}{Tt_1}$  s'écrit :

$$\frac{\Delta Tt}{Tt} = 1 - \frac{Tt_2}{Tt_1} = 1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^c \quad \text{..... (II 26)}$$

Avec :  $c = \frac{2(\gamma-1)\eta}{2\gamma - (\gamma-1)\eta}$ , pour :  $\gamma=1.33$  et  $\eta=0.90$ ,  $c=0.264$

La charge de la turbine ne dépend donc que du rapport des sections des cols. Elle augmente lorsqu'on ferme  $A_1$  ou ouvre  $A_2$  et inversement.

Ceci est un premier exemple de l'influence de la géométrie sur le fonctionnement thermodynamique d'une machine.

## II.5.CAS OU LA TURBINE EST COMPRISE ENTRE UN COL SONIQUE A L'AMONT ET UNE SECTION SUBSONIQUE A L'AVAL :

Ceci est par exemple le cas d'une turbine dont le distributeur (D) est critique et dont le flux sortant est éjecté dans une tuyère (T) de section A avec un faible taux de détente.

Le débit réduit  $Dr_1$  à l'entrée constant mais le débit  $Dr_2$  de sortie est variable. La charge de la turbine est alors variable.

$$\frac{Dr_1}{Dr_2} = \frac{Pt_2}{Pt_1} \sqrt{\frac{Tt_1}{Tt_2}} = \left(\frac{Tt_2}{Tt_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}\eta} = \left(\frac{Pt_2}{Pt_1}\right)^{\frac{1-\frac{1}{\gamma}}{2\eta}} \quad \text{..... (II 27)}$$

$Dr_2$  se calcule à la fois par l'intermédiaire de la turbine.

$$Dr_2 = Dr_1 \left(\frac{Pt_2}{Pt_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\eta}} = Dr_1 \Pi^{\frac{\gamma-1}{2\eta}} \left(\frac{Pt_0}{Pt_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\eta}} \quad \text{..... (II 28)}$$

Et par la tuyère :  $Dr_2 = \frac{A}{R} \Pi^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{2 C_p (1 - \Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})}$  ..... (II 29)

D'où avec des conditions d'alimentation fixées :

$$\Pi^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} = \frac{K}{A}$$

# CHAPITRE III

## ETUDE DU COMPRESSEUR

$$\Rightarrow \Pi^{1-\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{1-\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{K}{A} \dots\dots\dots (II.30)$$

Cette équation montre qu'une ouverture de section de tuyère se traduit par une baisse du taux de détente dans la tuyère et donc par une augmentation de la détente dans la turbine. La charge turbine augmente comme dans la cas de la tuyère bloquée.

$$Dr_2 = \frac{A \sqrt{2 C_p}}{R} \cdot \Pi^{-1} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} = \frac{K \sqrt{2 C_p}}{R} \cdot \frac{\Pi^{-1} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}}{\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma} (1-\frac{\eta}{2})} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}}$$

$$\Rightarrow Dr_2 = \frac{K}{R} \cdot \Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta} \dots\dots\dots (II.31)$$

$Dr_2$  est une fonction décroissante de  $\Pi$ , une ouverture de section de tuyère entraîne donc une augmentation de débit réduit malgré la diminution du taux de détente de tuyère.

Les compresseurs ont pour rôle d'accroître la pression du fluide qui les traverse. Ce sont des machines réceptrices qui consomment l'énergie mécanique pour augmenter l'enthalpie du fluide et le refoulent à la section de combustion.

Généralement un compresseur est constitué d'une partie fixe appelée stator, à l'intérieur de laquelle tourne une partie mobile: rotor formant un passage divergent.

Pour notre cas il existe deux types de compresseurs :

- Un compresseur axial formé de deux étages
- Un compresseur centrifuge d'un seul étage

On peut trouver sur une même turbomachine :

-2 compresseurs centrifuges en série, par exemple le Dart qui équipe les E.27

-2 compresseurs axiaux en série. C'est le cas de tous les réacteurs double flux civils actuels.

### III.1 DESCRIPTION DES COMPRESSEURS:

#### III.1.1 Compresseurs axial

Le compresseur axial est constitué de :

- Un rotor formé d'un empilage de disques à la périphérie desquels sont fixées des aubes ;
- Un stator qui est le carter du compresseur et à l'intérieur duquel sont fixées des rangées circulaires d'aubes.

Les aubes sont constituées de profils aérodynamiques. Chaque disque du rotor avec ses aubes est appelé une grille d'aubes rotor. Chaque anneau du stator avec ses aubes s'appelle une grille d'aubes stator.

Lorsque le compresseur est monté, nous trouvons successivement d'amont en aval des grilles d'aubes rotor suivies, chacune, d'une grille d'aubes stator.

L'ensemble comprenant une grille d'aubes rotor suivie d'une grille d'aubes stator s'appelle un étage compresseur.

Nous donnons ci-dessous le schéma d'un compresseur simple corps.

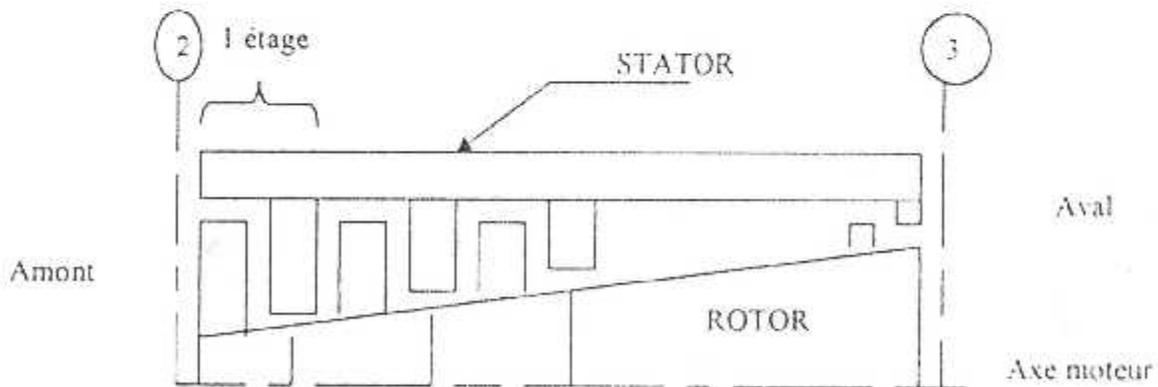


FIG. III.1 Schéma d'un compresseur axial simple corps

#### III.1.2 Compresseur centrifuge:

Il est composé d'un rotor souvent appelé "rouet" et d'un stator ou diffuseur. Nous donnons le schéma ci-dessous

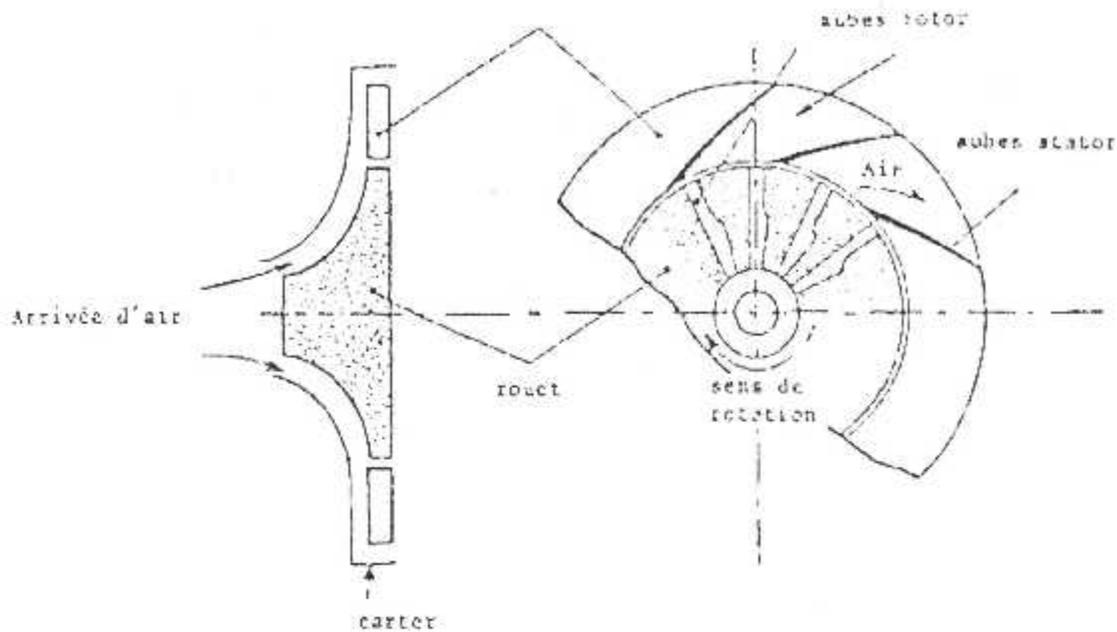


FIG III.2 Schéma d'un compresseur centrifuge

### III.2 FONCTIONNEMENT D'UN COMPRESSEUR:

Le principe de fonctionnement d'un compresseur est simple en théorie:

- le rotor fournit de l'énergie cinétique à l'air
- le stator transforme cette énergie cinétique en énergie de pression.

En fait, comme nous allons le voir, ces deux fonctions ne sont pas aussi nettement différenciées et en pratique:

- le rotor fournit de l'énergie cinétique à l'air et commence à transformer cette énergie en énergie de pression,
- le stator continue de transformer en énergie de pression l'énergie cinétique restante à la sortie du rotor.

#### III.2.1 Le compresseur centrifuge:

Son principe de fonctionnement est le suivant:

L'air arrive par la partie centrale du rotor. Sous l'effet de la vitesse du rouet, il est accéléré vers la périphérie, d'où gain d'énergie cinétique de l'air. En regardant le schéma du rotor, nous voyons que les sections de passage entre aubes rotor sont divergentes et nous aurons donc un début de transformation d'énergie cinétique en énergie de pression. Ensuite les filets d'air pénètrent dans les passages divergents du stator et achèvent leur transformation d'énergie cinétique en énergie de pression.

On peut dire que d'une façon assez générale, la moitié de l'énergie de pression est gagnée dans le rotor.

Pour terminer, donnons la relation de Szydłowski qui régit le fonctionnement d'un compresseur centrifuge :

Cette relation est :  $C_p(T_{1a} - T_{1s}) = \mu U^2$

Avec :

$T_{1a}$  : température sortie compresseur

$T_{11}$  : température entrée compresseur

$\mu$  : coefficient constant pour un compresseur et qui est en général voisin de 0.8

$U$  : vitesse linéaire d'un point du rotor (en général il s'agit de la vitesse linéaire de l'extrémité du rotor).

### III.2.2 Le compresseur axial

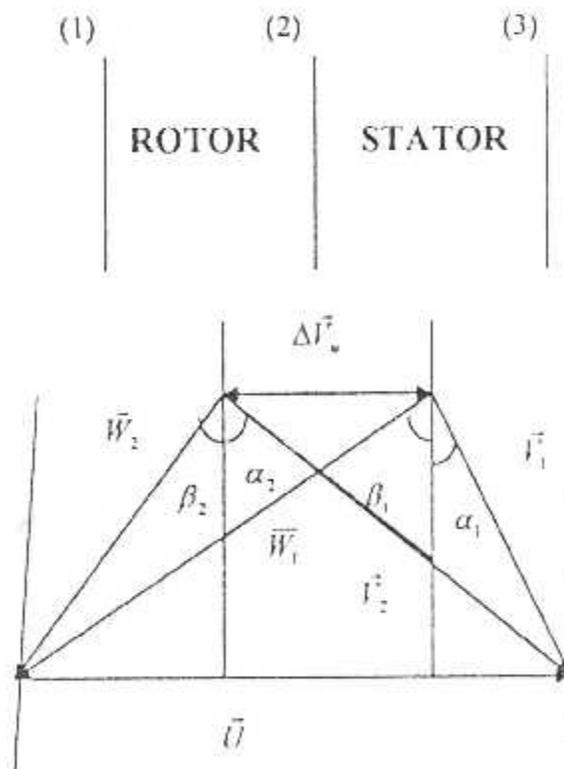
#### III.2.2.1 Etude aérodynamique

##### a) Les hypothèses:

- Ecoulement stationnaire
- Ecoulement adiabatique
- Ecoulement quasi-monodimensionnel
- Le gaz est parfait

##### b) Diagramme des vitesses

Prenons l'exemple sur le premier étage de notre compresseur



**FIGIII.3 Diagramme général des vitesses pour un étage axial de compresseur**

$\vec{V}_1$  : vitesse absolue à la station 1

$\vec{V}_{1u}$  et  $\vec{V}_{1\omega}$  ses composantes axiales et tangentielle respectivement

$\vec{V}_2$  : vitesse absolue à la station 2

$\vec{V}_{2u}$  et  $\vec{V}_{2\omega}$  ses composantes axiales et tangentielle respectivement

$\vec{V}_3$  : vitesse absolue à la station 3

$\vec{U}$  : vitesse d'entraînement

$\vec{W}_1$  : vitesse relative à la station 1

$$\vec{V}_1 = \vec{U} + \vec{W}_1$$

$\vec{W}_2$  : vitesse relative à la station 2

$$\vec{V}_2 = \vec{U} + \vec{W}_2$$

### c) Les efforts sur les aubes

L'équation de quantité de mouvement sous forme intégrale est :

$$D(\vec{V}_2 - \vec{V}_1) = -P_1 A_1 \vec{n}_1 - P_2 A_2 \vec{n}_2 - \vec{F} \dots \dots \dots (III.1)$$

Alors

$$\vec{F} = D(\vec{V}_1 - \vec{V}_2) - P_1 A_1 \vec{n}_1 - P_2 A_2 \vec{n}_2 \dots \dots \dots (III.2)$$

Avec

$\vec{F}$  : force du fluide sur l'aube

$P_1$  et  $P_2$  les pressions à l'entrée et à la sortie du rotor respectivement

$A_1$  et  $A_2$  les sections à l'entrée et à la sortie du rotor respectivement

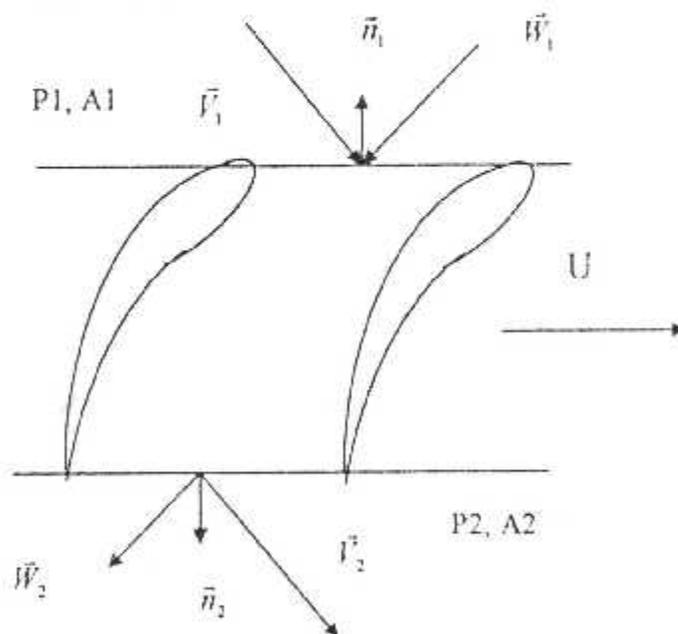
$$D = \rho_1 V_{1a} A_1 = \rho_2 V_{2a} A_2 \dots \dots \dots (III.3)$$

-L'effort tangentiel  $F_u$  :

$$F_u = D(V_{1u} - V_{2u}) \dots \dots \dots (III.4)$$

-L'effort axial  $F_a$  :

$$F_a = D(V_{1a} - V_{2a}) + P_1 A_1 - P_2 A_2 \dots \dots \dots (III.5)$$



**FIG.III.4 Représentation de l'écoulement autour de l'aube rotor**

### d) Expressions du travail sur l'arbre:

Les efforts communiqués par l'écoulement du fluide sur les pièces mobiles sont régis par le théorème des quantités de mouvement. Ce théorème exprime qu'en régime permanent le couple moteur est égal à la variation du moment du débit de quantité de mouvement du fluide par rapport à l'axe lors de la traversée des organes mobiles.

Le couple moteur a donc pour expression :

$$C = D(r_2 V_{2u} - r_1 V_{1u}) \dots \dots \dots (III.6)$$

Cette équation est dite équation fondamentale des turbomachines.

La puissance fournie par l'arbre sera alors :

$$P_a = C W = D(r_2 W V_{2u} - r_1 W V_{1u}) = D(U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u}) \dots \dots \dots (III.7)$$

Alors

$$P_a = D \Delta(U V_u) \dots \dots \dots (III.8)$$

Le travail sur l'arbre est donné par :

$$W_a = \frac{P_a}{D} = \Delta(U V_u) \dots \dots \dots (III.9)$$

Cette équation est dite équation d'Euler que l'on peut présenter d'une autre manière en utilisant les éléments du triangle de vitesse ; le travail sera alors :

$$W_a = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \dots \dots \dots (III.10)$$

Cette équation du travail est la forme cinématique de l'équation d'Euler

### III.2.2.2 Etude thermodynamique

#### a) Expression du travail

D'après le premier principe de la thermodynamique:

$$\delta Q_{ex} + \delta W_a = dH_i \dots \dots \dots (III.11)$$

L'écoulement étant adiabatique alors  $\delta Q_{ex} = 0$

$\delta W_a = -dH_i$  alors

$$W_a = \Delta H_i = c_p \Delta T_{ie} \dots \dots \dots (III.12)$$

Avec  $\Delta T_{ie}$  : gradient de température de l'étage

#### b) Rendement d'un compresseur :

On peut considérer deux types de rendement d'un compresseur:

-Le rendement isentropique:

Il est défini comme étant le travail isentropique sur le travail réel

$$\eta_i = \frac{c_p \Delta T_{is}}{c_p \Delta T_i} = T_{i1} \frac{\left(\frac{P_{i3}}{P_{i1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{i3} - T_{i1}} \dots \dots \dots (III.13)$$

On définit le rapport de pression de l'étage par:

$$\pi_{ie} = \frac{P_{i3}}{P_{i1}} = \left(1 + \eta_i \frac{\Delta T_{ie}}{T_{i1}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (III.14)$$

-Le rendement polytropique

La notion de rendement isentropique traite le compresseur globalement. Or il existe un autre concept pour tenir compte du fait que la compression réelle n'est pas réversible et que de plus la compression complète de  $P_{i1}$  à  $P_{i3}$  se fait par une succession de petites compression élémentaires tout au long des étages compresseurs: c'est le rendement polytropique

On suppose que chacune des compressions élémentaires se fait avec le même rendement polytropique  $\eta_p$  ce qui nous permet d'écrire :

$$1 + \frac{\Delta P_{st}}{P_a} = \left[ 1 + \eta_p \cdot \frac{\Delta T_{st}}{T_a} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (III 15)$$

Avec  $\Delta P_{st}$  : gain de pression dans l'étage

Après développement on obtient :

$$\eta_p = \frac{\frac{n}{\gamma} - 1}{\gamma - 1} ; \text{ Avec } n : \text{ constante polytropique}$$

La relation entre les deux rendements nous donne :

$$\eta_s = \frac{\frac{\pi_{st}^{\frac{\gamma}{n}} - 1}{\gamma - 1}}{\pi_{st}^{\frac{n}{\gamma}} - 1}$$

### c) Degré de réaction

La notion de degré de réaction exprime l'augmentation de l'enthalpie statique réalisée dans le rotor par rapport à l'augmentation de l'enthalpie statique dans tout l'étage

$$\delta = \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_1} \quad (III 16)$$

Si  $\delta = 1$  alors la compression s'effectue entièrement dans le rotor et l'étage est à réaction

Si  $\delta = \frac{1}{2}$  alors la moitié de la compression s'effectue dans le rotor et l'autre moitié dans le stator

Si  $\delta = 0$  alors la compression s'effectue entièrement dans le stator et l'étage est dit à action

## III.3 PROCEDURE DE CALCUL

### III.3.1 Objectif des calculs

L'objectif des calculs suivants est :

- Traçage des diagrammes caractéristiques du compresseur.

### III.3.2 Les hypothèses :

- Ecoulement permanent.
- Les paramètres de chaque station du moteur sont des paramètres calculés au rayon moyen de la section de passage de l'écoulement.
- L'air est un gaz parfait :  $P = \rho R T$  ( $R = 287 \text{ S.I.}$ ),  $\gamma = \frac{7}{5}$ ,  $C_p = 1004.5 \text{ J/Kg.}^\circ\text{K}$

$$\Rightarrow \frac{A}{A_c} = \Sigma(M) = \frac{(M^2 + 5)^{3/2}}{216M} \text{ et le débit réduit : } Dr = \frac{D \sqrt{T_1}}{P_1 t} = \frac{8.7303 MA}{(M^2 + 5)^3}$$

Avec : A : la section perpendiculaire de la vitesse et  $A_c$  : la section critique ou le nombre de Mach est égale à 1.

- Le gaz après la combustion est parfait :  $\gamma = \frac{4}{3}$ ,  $C_p = 1148 \text{ J/Kg.}^\circ\text{K}$

$$\Rightarrow \frac{A}{A_c} = \Sigma(M) = \frac{(MP+6)^{3.5}}{907.493M} \text{ et le débit réduit : } Dr = \frac{D\sqrt{T_1}}{Pt} = \frac{37.203 M A}{(MP+6)^{3.5}}$$

- De l'équation fondamentale des turbomachines :  $\int_{s_1}^{s_2} h_c (\rho V^2 ds) = P_s + Q_{ext}$

On suppose que les composants du moteur sont adiabatiques ( $Q_{ext}=0$ ), et si la puissance extérieure  $P_s=0$  dans un composant (entrée d'air, tuyère), l'efficacité

$$\frac{P_{t,final}}{P_{t,initial}} = 0.98. \text{ Sauf dans la chambre de combustion où l'efficacité} = 0.95.$$

- La combustion est totale et le rendement ( $\eta_p=0.99$ ), le pouvoir calorifique du carburant utilisé  $H_f=43100 \text{ KJ/Kg}$ .

### III.3.3 Calculs des paramètres dans chaque station:

Le moteur fonctionne au sol, c'est à dire  $H=0$  et  $M_0=0$  donc :

- $P_{t0} = (P_{atm})_{H=0} = 101325 \text{ Pascal}$ .
- $T_{t0} = (T_{atm})_{H=0} = 288.15 \text{ °K}$ . (Atmosphère standard)

#### III.3.3.1 Entrée d'air (1,2) :

L'entrée d'air est subsonique, donc :

- $P_{t1} = P_{t0}$
- $T_{t1} = T_{t0}$

Si on fixe le nombre de Mach d'entrée  $M_1$  on trouve les paramètres à la station (1):

$$T_1 = \frac{T_{t1}}{1+0.2M_1^2} \dots\dots\dots (III 17)$$

$$P_1 = \frac{P_{t1}}{(1+0.2M_1^2)^{3.5}} \dots\dots\dots (III 18)$$

$$V_1 = M_1 \sqrt{\gamma R T_1} \dots\dots\dots (III 19)$$

$$\text{Le Débit : } D_1 = (P_1 / (R T_1)) V_1 A_1 \dots\dots\dots (III 20)$$

$$r_1 : \text{ le rayon d'entrée} = 7.5 \text{ Cm} \quad A_1 = \pi r_1^2 = 176.7146 \text{ Cm}^2$$

Pour déterminer les paramètres à la station (2), il suffit de calculer le Mach  $M_2$ :

$$T_{t2} = T_{t1} \quad (\text{adiabatique}) \dots\dots\dots (III 21)$$

$$P_{t2} = P_{t1,eff} \dots\dots\dots (III 22)$$

$$\text{Le Débit réduit de (1) : } D_{r1} = D_1 \frac{\sqrt{T_{t1}}}{P_{t1}} = \frac{8.7303 M_1 A_1}{(M_1^2 + 5)^{3.5}}$$

$$\text{Le Débit réduit de (2) : } D_{r2} = D_2 \frac{\sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}} = \frac{8.7303 M_2 A_2}{(M_2^2 + 5)^{3.5}} \quad (D_1 = D_2, \text{ Conservation du Débit})$$

$$\frac{D_{r2}}{D_{r1}} \Rightarrow \frac{M_2}{(M_2^2 + 5)^{3.5}} = \frac{M_1}{(M_1^2 + 5)^{3.5}} \frac{A_1}{eff_{p,A_2}} = Cte = Cm \dots\dots\dots (III 23)$$

$A_2$ : la section d'entrée compresseur,  $A_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot h_2$

$R_2$ : le rayon moyen  $= (r_{2i} + r_{2r}) / 2 = 6.1 \text{ Cm}$ ,  $h_2$ : longueur d'aube (2)  $= r_{2i} - r_{2r} = 3.3 \text{ Cm}$

$A_2 = 126.4805 \text{ Cm}^2$

$$\Rightarrow M_2 = C_m \cdot (M_2^2 + 5)^3$$

Pour calculer  $M_2$  on utilise la méthode des approximations successives.

Et on tire les différents paramètres de la station (2).

$$T_2 = \frac{T_{t2}}{1 + 0.2 M_2^2} \quad \text{..... (III 24)}$$

$$P_2 = \frac{P_{t2}}{(1 + 0.2 M_2^2)^{3.5}} \quad \text{..... (III 25)}$$

$$\rho_2 = P_2 / (R \cdot T_2) \quad \text{..... (III 26)}$$

Donc on a les paramètres d'entrée compresseur.

### III.3.3.2 Compresseur (2,4) :

Pour calculer les paramètres après la compression, on doit fixer un régime de rotation  $N$ , dans le calcul hors adaptation, il est commode d'introduire le régime réduit

$$N / \sqrt{T_{t2}}$$

Le moteur GILKES GT-117 possède deux parties de compression : une partie axiale présentée par deux étages axiaux et une partie centrifuge présentée par un compresseur centrifuge.

On désigne les différentes stations comme suit :

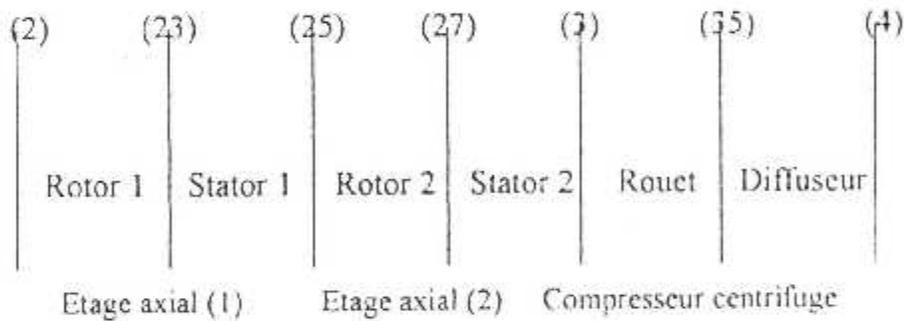


Fig.III.5 Numérotation des différentes stations dans le compresseur

#### a) Calcul des paramètres dans un étage axial :

Un étage axial est constitué d'un Rotor et d'un Stator, que nous désignons comme l'indique la figure (III.6),

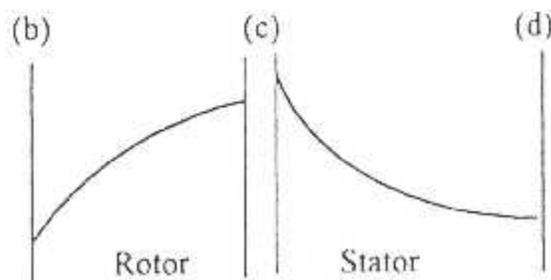
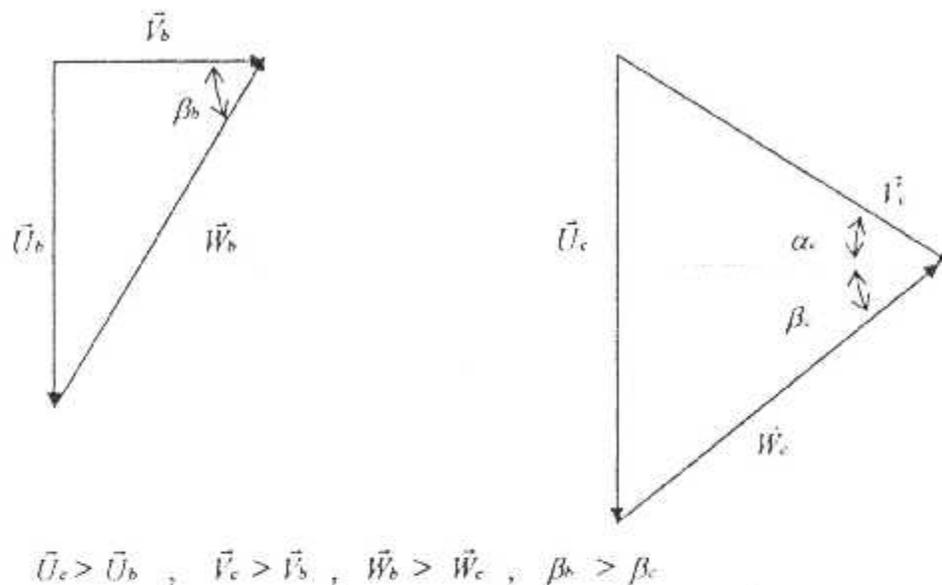


Fig.III.6 Numérotation d'un étage axial

Le compresseur du moteur GT-117 ne possède pas des aubages près rotatoires, connaissant le régime N on tire la vitesse de rotation  $\vec{U}_b$  ( $U_b = N \cdot r_b$ ), la vitesse relative  $\vec{W}_b$ , ( $W_b = \sqrt{U_b^2 + V_b^2}$ ) et la déviation du flux (l'angle  $\beta_b$ ) ( $\beta_b = \arctg(\frac{U_b}{V_b})$ ) -Fig(III.7)



**Fig III.7 Triangles des vitesses dans les stations (b) et (c)**

Une fois  $W_b$  est calculé, on tire le Mach relatif de (b),  $M'_b = W_b / \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_b}$  ..... (III.27)

Le calcul de  $M'_b$  indique la position du blocage; en fait le blocage commence lorsque  $M'_b \geq 1$ , et par conséquent :

- $T'_b = T_b \cdot (1 + 0.2 M_b'^2)$  ..... (III.28)

- $P'_b = P_b \cdot (1 + 0.2 \cdot M_b'^2)^{3.5}$  ..... (III.29)

La déviation du flux en (c) est obtenue par la formule de HOWELL (FIG A.2.1)

$$\beta_c - \beta_b = m \cdot (Ca + i) \sqrt{\frac{S_c}{C}}, \quad m = 0.23 + 0.002 \cdot \beta_c + 0.05 M'_b$$

C : Corde du profil  $\approx 2$  Cm

$S_c$  : Distance entre aubes =  $(2 \cdot \pi \cdot r_c) / Z$  (Z : nombre des aubes dans la grille = 25)

Ca : la cambrure =  $\beta_b - \beta_c$  [Degrés]

i : l'incidence =  $\beta_b - \beta_c$  [Degrés]

$$Ct = (Ca + i) \sqrt{\frac{S_c}{C}}$$

$$\Rightarrow \beta_c = (\beta_b - Ct \cdot (0.23 + 0.05 M'_b)) / (1 + 0.002 \cdot Ct) \text{ [Degrés]} \dots\dots\dots (III.30)$$

de l'équation d'EULER :  $\Delta H_t = \Delta(U \cdot V_r) = \frac{\Delta V^2}{2} + \frac{\Delta U^2}{2} - \frac{\Delta W^2}{2}$  ..... (III.31)

Conservation de l'énergie :  $\Delta H_t = C_p(T_{1c} - T_{1b})$  ..... (III.32)

$$T_1 = T + \frac{V^2}{2.C_p} = \frac{V^2}{2.C_p} + \frac{U^2}{2.C_p} - \frac{W^2}{2.C_p}$$

$$\Rightarrow T_1' = T + \frac{W^2}{2.C_p} = \frac{U^2}{2.C_p}$$
 ..... (III.34)

On peut calculer :  $T_{1c} = \frac{U_c^2}{2.C_p}$ , avec :  $U_c = N.r_c$ ,  $r_c$ : le rayon moyen à la station (c)

Ensuite il faut déterminer soit le Mach relatif en (c) ou la vitesse  $W_c$  : pour cela, on introduit la conservation du débit à travers le rotor.

$$D_b \frac{\sqrt{T_{1b}}}{P_{1b}'} = \frac{8.7303 M_b' A_{wb}}{(M_b'^2 + 5)^3}$$
 ..... (III.35)

$$D_c \frac{\sqrt{T_{1c}}}{P_{1c}'} = \frac{8.7303 M_c' A_{wc}}{(M_c'^2 + 5)^3}$$
 ..... (III.36)

Avec :  $A_w$  : la section perpendiculaire à la vitesse  $W$ ,  $A_w = A \cos(\beta)$ .

Avant d'introduire le calcul des pertes, on suppose que la compression relative est isentropique cela signifie que ( $P_b' = P_c'$  et  $T_{1b}' = T_{1c}'$ ).

On définit l'efficacité du rotor par :

$$eff_{\kappa} = \frac{P_c'}{P_b'}$$
 ..... (III.37)

Des équations (III.35) et (III.36) on obtient :

$$M_c' = \left( \frac{A_{wb}}{A_{wc}} \right) \left( \frac{1}{eff_{\kappa}} \right) \sqrt{\frac{T_{1c}'}{T_{1b}'}} \frac{M_b'}{(M_b'^2 + 5)^3} (M_c'^2 + 5)^3$$
 ..... (III.38)

Au terme de la vitesse  $W_c$  :

$$W_c = M_c' \sqrt{\gamma R T_c'} = M_c' \sqrt{\frac{\gamma R T_c'}{1 + 0.2 M_c'^2}}$$

$$\Rightarrow M_c' = \frac{W_c}{\sqrt{\gamma R T_c' - 0.2 W_c^2}}$$
 ..... (III.39)

On introduit (III.39) dans (III.38), on trouve finalement :

$$W_c = (5. \gamma R T_c') (\gamma R T_c' - 0.2 W_c^2)^{-2.5}$$
 ..... (III.40)

Et on calcul  $M_c'$  ou  $W_c$  par la méthode des approximations successives.

Une fois  $W_c$  est calculé ( $W_c < W_b$ ), on détermine les différents paramètres à la sortie du rotor -la station (c)- :

$$M_c' = \frac{W_c}{\sqrt{\gamma R T_c' - 0.2 W_c^2}}$$
 ..... (III.41)

$$T_c = \frac{T_{1c}'}{1 + 0.2 M_c'^2}$$
 (la température statique (c)) ..... (III.42)

$$V_{ac} = W_c \cos(\beta_c)$$
 (la vitesse axiale (c)) ..... (III.43)

$$V_{uc} = U_c - W_c \sin(\beta_c) \text{ (Projection de la vitesse } V_c \text{ suivant } U) \dots\dots\dots (III 44)$$

$$V_c = \sqrt{V_{uc}^2 + V_{uc}^2} \dots\dots\dots (III 45)$$

$$M_c = \frac{V_c}{\sqrt{\gamma R_c T_c}} \dots\dots\dots (III 46)$$

$$T_{tc} = T_c (1 + 0.2 M_c^2) \dots\dots\dots (III 47)$$

• Calcul des pertes de charge dans le rotor de l'étage axial:

Les pertes de charge dans le rotor sont essentiellement dues aux frottements (viscosité) et par choc pour des vitesses relatives grandes ; on considère la perte par choc le rapport  $\frac{P_{t2}}{(P_{t2})_0}$

( $M_c > 1$ )

$(P_{t2})_0$  : Pression totale relative avant le choc.

$P_{t2}$  : Pression totale relative après le choc.

Pour les pertes de charge par frottement, on utilise la corrélation de SWAN [voir annexe 2]

$$\varpi = \left[ \frac{2(Sc/c)}{\cos \beta_b} \right] \left( \frac{\theta}{c} \right) \left( \frac{\cos \beta_b}{\cos \beta_c} \right) \left\{ 1 - \left( \frac{\theta}{c} \right) \left[ \frac{H Sc c}{\cos \beta_c} \right]^2 \left( \frac{3H - 1}{2H} \right) \right\}$$

Pour une couche limite turbulente dans un profil d'ailette :  $\frac{U}{U_*} = \left( \frac{y}{\delta} \right)^{1/4}$

$$\theta : \text{Epaisseur de quantité de mouvement} = \int_0^{\delta} \frac{U}{U_*} \left( 1 - \frac{U}{U_*} \right) dy$$

$$\delta^* : \text{Epaisseur de déplacement} = \int_0^{\delta} \left( 1 - \frac{U}{U_*} \right) dy$$

$$H : \text{le facteur de forme} = \frac{\theta}{\delta^*} = \left( \frac{\theta}{c} \right) / \left( \frac{\delta^*}{c} \right)$$

Après le développement des intégrales, on trouve :

$$\frac{\theta}{c} = \frac{7}{72} \frac{\delta}{c} \dots\dots\dots (III 48)$$

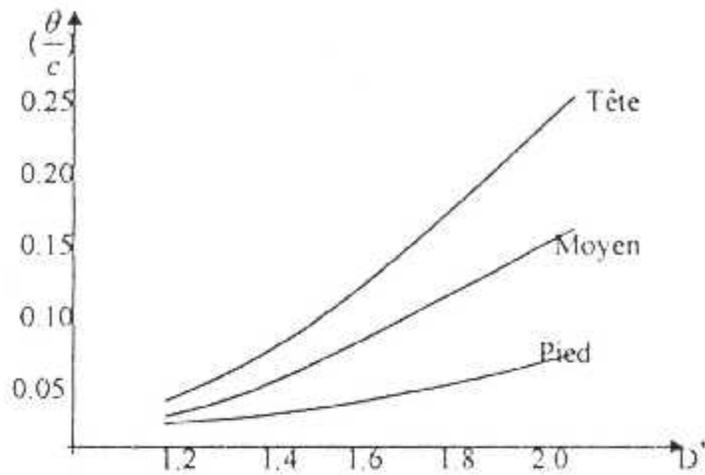
$$\frac{\delta^*}{c} = \frac{1}{8} \frac{\delta}{c} \dots\dots\dots (III 49)$$

$$H = 7/9 \dots\dots\dots (III 50)$$

Avec  $\delta$  : L'épaisseur de la couche limite.

Nous avons indiqué dans ce chapitre que l'épaisseur de quantité de mouvement ou l'incidence est nulle est une fonction du facteur de diffusion Fig(III.8), et par l'interpolation on trouve :

$$\left( \frac{\theta}{c} \right)^* = 0.239.D^{*2} - 0.5846.D^* + 0.3676 \text{ (Moyen)}$$



**Fig (III.8) Variation de l'épaisseur de quantité de mouvement en fonction du facteur de diffusion à l'incidence nulle**

Finalement le coefficient de perte globale pour le rotor est défini par :

$$\varpi_R = (\varpi)_{\text{frottement}} + (\varpi)_{\text{choc}} \dots \dots \dots (III 51)$$

$\varpi_R$ , définit la perte de charge totale relative dans les rotors :

$$\varpi_R = \frac{(Pt'_c)S - Pt'_c}{Pt'_b - P_b} \dots \dots \dots (III 52)$$

Partant de cette équation on peut avoir la valeur réelle de  $Pt'_c$ , cette valeur de  $Pt'_c$  calculée en fonction des pertes sera comparée à celle supposée au départ. Si les deux valeurs convergent alors on continue les calculs pour avoir  $P_c$  sinon la nouvelle valeur de  $Pt'_c$  sera injecté dans l'équation (III.37), et le même calcul sera répété jusqu'à la convergence des deux pressions totales relatives

$$P_c = \frac{Pt'_c}{(1 + 0.2 \cdot M_c^2)^{1/2}} \dots \dots \dots (III 53)$$

$$Pt'_c = P_c \cdot (1 + 0.2 \cdot M_c^2)^{1/2} \dots \dots \dots (III 54)$$

• Critère de pompage :

1 Stabilité du coefficient de perte :

Le coefficient des pertes de charge dans les rotors varie entre 0 et 1

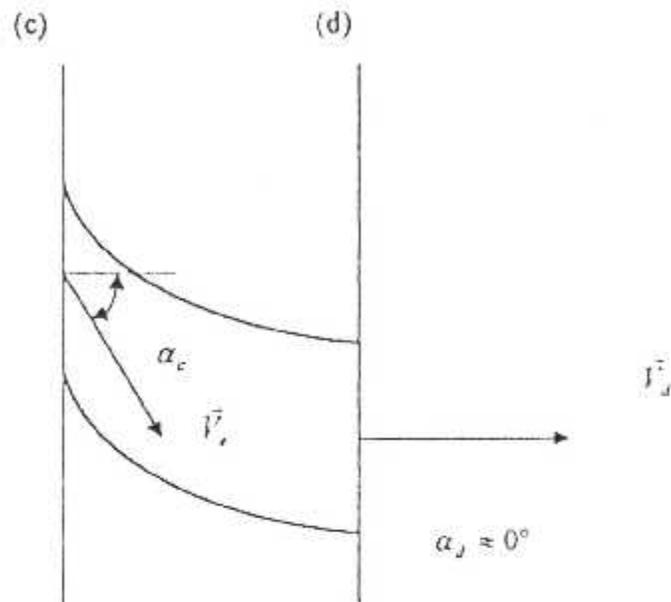
2. Calcul du coefficient de pression relative statique :

On calcule le coefficient de pression relative statique

$$K_p = \frac{P_c - P_b}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_b^2} \dots \dots \dots (III 55)$$

Si  $K_p$  dépasse une valeur d'ordre 0.8, la couche limite dans les profils d'aubes décolle ce qui conduit au pompage.

Tous les paramètres de sortie du rotor sont des paramètres d'entrée du stator, les stators des étages axiaux du compresseur de GT-117 sont conçus de façon que l'angle  $\alpha_d \approx 0^\circ$ .



**Fig(III.9) Déviation de la vitesse d'écoulement dans le stator axial**

Pour calculer les paramètres à la station (d), on doit déterminer soit la vitesse  $V_d$  ou le nombre de Mach  $M_d$ . Avec la conservation du débit on aura :

$$D \frac{\sqrt{T_{1c}}}{P_{1c}} = \frac{8.7303 M_c A_c}{(M_c^2 + 5)^3} \dots \dots \dots (III.56)$$

$$D \frac{\sqrt{T_{1d}}}{P_{1d}} = \frac{8.7303 M_d A_d}{(M_d^2 + 5)^3} \dots \dots \dots (III.57)$$

Avec :  $A_c = A_d \cdot \cos(\alpha_c)$ ,  $T_{1d} = T_{1c}$  (stator adiabatique)

De la même façon que pour le rotor, avant d'introduire le calcul des pertes, on suppose que la compression dans le stator est isentropique  $\Rightarrow P_{1d} = P_{1c}$  (prise comme valeur initiale)

L'efficacité du stator est définie par :  $eff_{sd} = \frac{P_{1d}}{P_{1c}}$

Des équations (III.56) et (III.57) on obtient :

$$M_d = \left( \frac{A_c}{A_d} \right) \left( \frac{1}{eff_{sd}} \right) \frac{M_c}{(M_c^2 + 5)^3} \cdot (M_d^2 + 5)^3 \dots \dots \dots (III.58)$$

On calcule  $M_d$  par la méthode des approximation successives ( $M_c > M_d$ )

$$T_d = \frac{T_c}{1 + 0.2 M_d^2} \dots \dots \dots (III.59)$$

$$V_d = M_d \sqrt{\gamma R T_d} \dots \dots \dots (III.60)$$

• **Calcul des pertes de charge dans le stator de l'étage axial:**

Comme pour le rotor, les pertes de charge dans le stator sont essentiellement dues aux frottements (viscosité) et par choc pour des grandes vitesses; on considère la perte par choc le

rapport :  $\frac{P_{sd}}{(P_{sd})_0} (M_c > 1)$

$(P_{sd})_0$  : Pression totale avant le choc.

$P_{sd}$  : Pression totale après le choc.

Pour les pertes de charge par frottement, on utilise la même corrélation de SWAN et on tiendra compte du fait que la vitesse d'entraînement est nulle pour le stator

Finalement le coefficient de perte de charge globale pour le stator est défini par :

$$\varpi_s = (\varpi)_{\text{frottement}} + (\varpi)_{\text{choc}} \dots\dots\dots (III 61)$$

$\varpi_s$ , définit la perte de charge absolue dans les stators

$$\varpi_s = \frac{(P_{sd})_s - P_{sd}}{P_{sc} - P_c} \dots\dots\dots (III 62)$$

Partant de cette équation on peut avoir la valeur réelle de  $P_{sd}$  et par conséquent  $P_d$

$$P_{sd} = (P_{sd})_s - \varpi_s (P_{sc} - P_c) \dots\dots\dots (III 63)$$

Le même test sera appliqué sur  $P_{sd}$  comme pour le cas du rotor

$$P_d = \frac{P_{sd}}{(1 + 0.2 M_d^2)^{1/2}} \dots\dots\dots (III 64)$$

Donc on a tous les paramètres de la station (d) qui sont les paramètres de sortie de l'étage axiale.

**b) performances de L'étage axial :**

**1. Taux de compression de l'étage :**

Par définition :  $\Pi_{\text{Etage}} = \frac{P_{td}}{P_{tb}} \dots\dots\dots (III 65)$

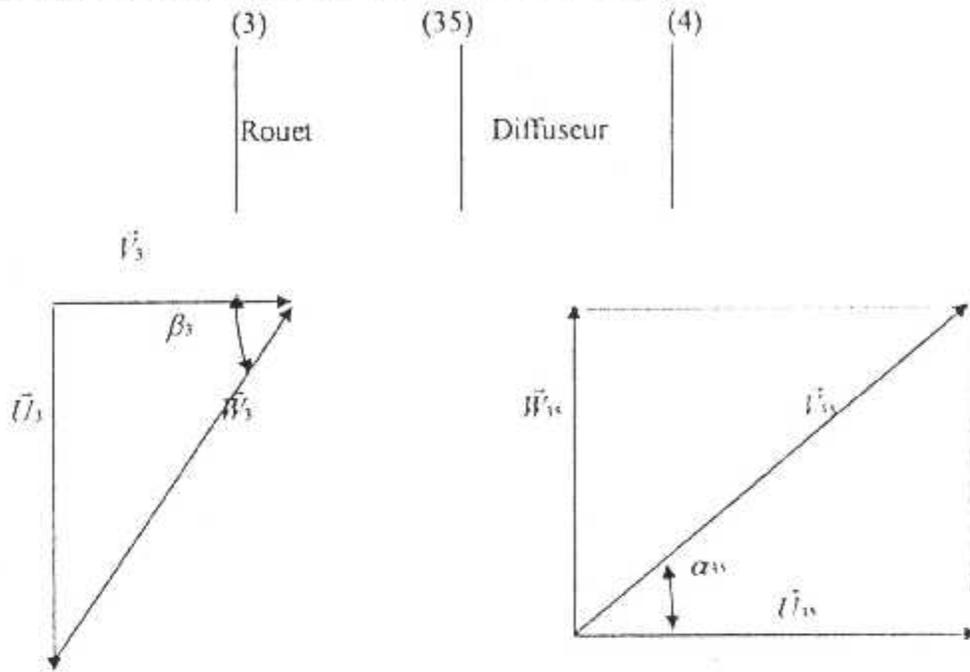
**2. Rendement isentropique de l'étage :**

$$\frac{P_{td}}{P_{tb}} = (1 + \eta_{\text{Etage}} \cdot \frac{T_{td} - T_{tb}}{T_{tb}})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow \eta_{\text{Etage}} = T_{tb} \cdot \frac{(P_{td})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{td} - T_{tb}} \dots\dots\dots (III 66)$$

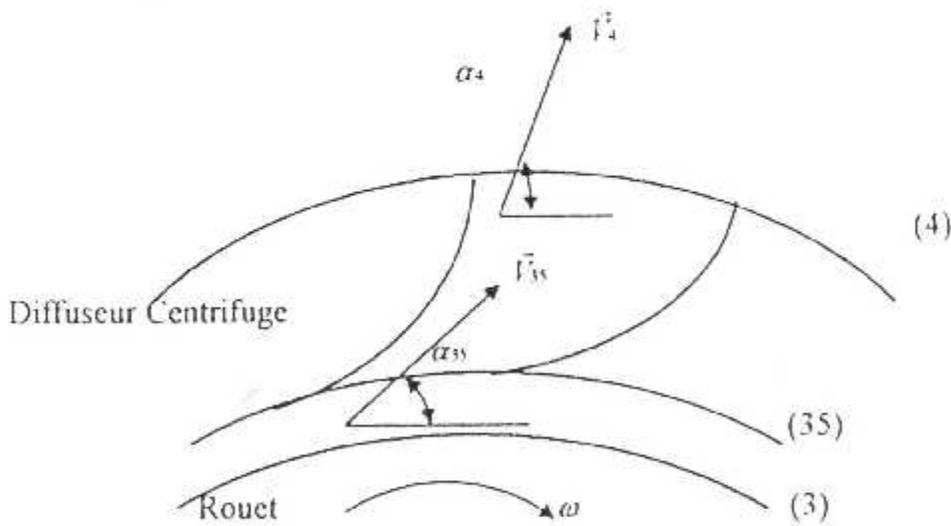
Pour le moteur GILKES GT-117:

- nombre des étages=2 (2 itérations)
- $r_2=6.1 \text{ Cm}$  ,  $r_{23}=r_{25}=6.4 \text{ Cm}$  ,  $r_{27}=r_3=6.6 \text{ Cm}$
- $h_2=3.3 \text{ Cm}$  ,  $h_{23}=h_{25}=2.7 \text{ Cm}$  ,  $h_{27}=h_3=2.2 \text{ Cm}$  ,  $C=2 \text{ Cm}$
- $\beta_{c2}=56^\circ$  ,  $\beta_{c23}=44^\circ$  ,  $\beta_{c25}=57^\circ$  ,  $\beta_{c27}=45^\circ$

**c) Calcul des paramètres dans un étage centrifuge :**



**Fig (III.10) Triangles des vitesses dans le rouet du compresseur centrifuge**



**Fig (III.11) Déviation des vitesses dans le diffuseur centrifuge**

Les paramètres de la station (3) sont des paramètres d'entrée du compresseur centrifuge [3,4].

L'angle de déviation du flux  $\beta_3 = \arctg\left(\frac{U_3}{V_3}\right)$  .....(III 67)

Le passage du flux à travers le rouet s'effectue de façon divergente :

$A_{w3} = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot h_3 \cdot \cos(\beta_3) = 9.123 \cdot 10^{-3} \cdot \cos(\beta_3)$  [M<sup>2</sup>]

$A_{w35} = 2 \cdot \pi \cdot r_{35} \cdot h_{35} = 7.257 \cdot 10^{-3}$  [M<sup>2</sup>], avec :  $r_{35} = 10.5$  Cm et  $h_{35} = 1.1$  Cm

$$Aw_3 < Aw_{35} \Rightarrow \cos(\beta_3) < 0.795 \Rightarrow \beta_3 > \beta_{3\min} = 37.3^\circ \text{ (GT-117)} \quad \text{(III 68)}$$

$$\text{Si : } \beta_3 = \beta_{3\min} \Rightarrow Aw_3 = Aw_{35}.$$

Les paramètres relatifs :

$$W_3 = \sqrt{U_3^2 + V_3^2} \quad \text{(III 69)}$$

$$M_3^* = \frac{W_3}{\sqrt{\gamma} R T_3} \quad \text{(III 70)}$$

$$T_{t3} = T_3 (1 + 0.2 M_3^{*2}) \quad \text{(III 71)}$$

$$P_{t3} = P_3 (1 + 0.2 M_3^{*2})^{3.5} \quad \text{(III 72)}$$

$$T_{t3s} = \frac{U_{3s}^2}{2 C_p} \quad \text{(III 73)}$$

$$\text{Equation d'EULER : } \Delta H_r = C_p (T_{t3s} - T_3) = \mu \Delta(U.V) = \mu U_{3s}^2 \quad \text{(III 74)}$$

$\mu$ : Coefficient de glissement,

$$\mu = 1 - \frac{0.63 \pi}{Z} = 0.921 \quad (\text{formule de STANITZ}) \quad (Z : \text{nombre de dents} = 25)$$

$$T_{t3s} = T_{t3} + \frac{\mu U_{3s}^2}{C_p} \quad \text{(III 75)}$$

L'efficacité relative  $eff = \frac{P_{t3s}}{P_{t3s,r}}$  est inconnu (si :  $\mu = 1 \Rightarrow eff = 1$ ).

$$P_{t3s,r} = P_{t3} \left( \frac{T_{t3s}}{T_{t3}} \right)^{3.5} \quad \text{(III 76)}$$

Avant de calculer les pertes de charge dans le rouet, on suppose que la Compression est

$$\text{isentropique } P_{t3s} = P_{t3} \left( \frac{T_{t3s}}{T_{t3}} \right)^{3.5} \quad \text{(III 77)}$$

Pour calculer l'efficacité, on suit l'algorithme suivant :

1.  $eff = 1$
2.  $P_{t3s} = eff \cdot P_{t3s,r}$
3. Conservation du débit dans le rouet :

$$D \frac{\sqrt{T_{t3}}}{P_{t3}} = \frac{8.7303 M_3^* Aw_3}{(M_3^{*2} + 5)^2} \quad \text{(III 78)}$$

$$D \frac{\sqrt{T_{t3s}}}{P_{t3s}} = \frac{8.7303 M_{3s}^* Aw_{3s}}{(M_{3s}^{*2} + 5)^2} \quad \text{(III 79)}$$

$$\text{(III 76)/(III 75)} \Leftrightarrow M_{3s}^* = \left( \frac{Aw_3}{Aw_{3s}} \right) \left( \frac{P_{t3}}{P_{t3s}} \right) \sqrt{\frac{T_{t3s}}{T_{t3}}} \frac{M_3^*}{(M_3^{*2} + 5)^2}$$

$$\Rightarrow M_{3s}^* = C_{v3} (M_3^{*2} + 5)^2 = C_{te} (M_3^{*2} + 5)^2 \quad \text{(III 80)}$$

On calcule  $M_{3s}^*$  par la méthode des approximations successives.

4. calcul de  $P_{t3s}$  et les paramètres de sortie du rouet :

$$T_{35} = \frac{T_{35}}{1+0.2M_{35}^2} \dots\dots\dots (III\ 81)$$

$$W_{35} = M_{35}' \sqrt{\gamma R T_{35}} \dots\dots\dots (III\ 82)$$

$$P_{35} = \frac{P_{35}}{(1+0.2M_{35}^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \dots\dots\dots (III\ 83)$$

$$V_{35} = \sqrt{U_{35}^2 + W_{35}^2} \dots\dots\dots (III\ 84)$$

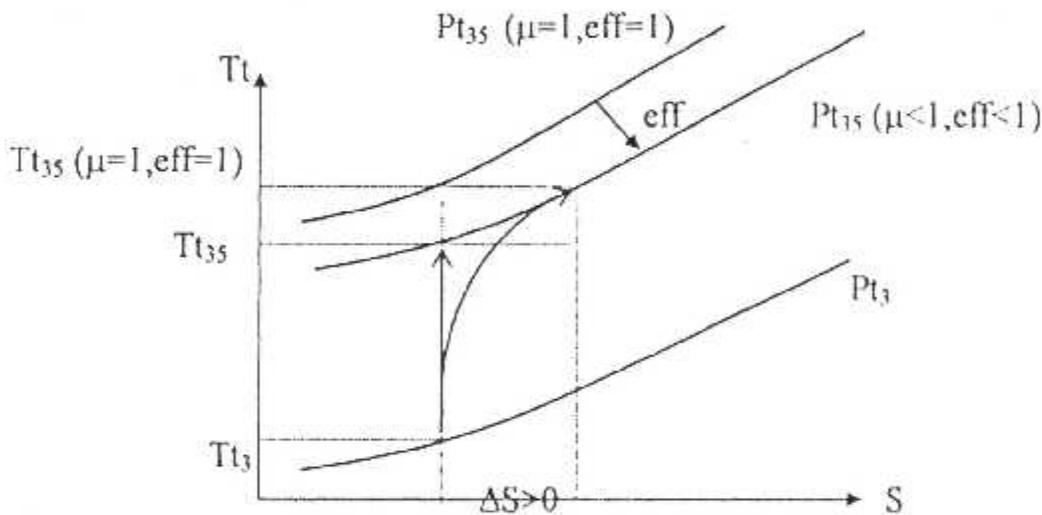
$$M_{35} = \frac{V_{35}}{\sqrt{\gamma R T_{35}}} \dots\dots\dots (III\ 85)$$

$$P_{t35} = P_{35} (1+0.2M_{35}^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \text{ (calculé)} \dots\dots\dots (III\ 86)$$

Avec la vérification de  $T_{t35} = T_{35} (1+0.2M_{35}^2)$

5. Test de convergence :  $(P_{t35})$  de (V.57) =  $(P_{t35})$  calculé

si :  $(P_{t35})$  calculé >  $P_{t35}$ , on varie eff :  $\text{eff} = \text{eff} - 0.001$  et refaire le calcul a partir de l'étape (2) jusqu'à la convergence.



**Fig(III.12) Diagramme (Tt,S) pour le rouet**

Après avoir déterminé l'efficacité eff, les paramètres calculés sont associés à la station (35), mais :  $P_{t35} = P_{t35}$ .

On a d'après l'équation d'EULER :  $C_p (T_{t35,ideal} - T_{t3}) = U_{35}^2$  ( $\mu = 1$ )

$C_p (T_{t35} - T_{t3}) = \mu U_{35}^2$  ( $\mu < 1$ )

$$\text{donc } \mu = \frac{T_{t35} - T_{t3}}{T_{t35,ideal} - T_{t3}} \dots\dots\dots (III\ 87)$$

Le coefficient de glissement présente un rendement qui dépend des pertes d'énergie par frottement, on suppose que le rendement isentropique moyen du rouet est égal au coefficient de glissement qui représente les pertes de charge par viscosité.

$$P_{t35} = P_{t3} (1 + \mu \frac{T_{t35} - T_{t3}}{T_{t3}})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (III\ 88)$$

Les pertes par choc dans le rouet sont présentées par la chute de pression totale  $P_{t3}$  lorsque  $M_{35}' > 1$ .

Le blocage en débit dans le rouet s'effectue lorsque  $M_{35}' \geq 1$  comme dans le cas du rotor axial.

Le pompage dans le compresseur centrifuge existe mais dans le cas de la forte réduction du débit pour un régime fixe, en effet le risque de pompage dans le compresseur centrifuge est loin par rapport aux étages axiaux.

**• Calcul des paramètres dans le diffuseur centrifuge :**

Diffuseur adiabatique :  $Tt_4 = Tt_3$  ..... (III.89)

$Pt_4 = Pt_3 \text{ eff}_{3s4}$  ..... (III.90)

Pour le calcul de la vitesse de sortie du diffuseur ou le Mach (4), connaissant les angles  $\alpha_4$ ,  $\alpha_3$  (Fig. (III.11)) et les rayons extérieur et intérieur du diffuseur, par l'équation de conservation du débit, on peut déterminer  $M_4$  et les paramètres de la sortie du compresseur

**d) performances de l'étage centrifuge**

**1. Taux de compression de l'étage :**

$\Pi_{\text{étage}} = \frac{Pt_4}{Pt_3}$  ..... (III.91)

**2. Rendement isentropique de l'étage :**

$\frac{Pt_4}{Pt_3} = \left(1 + \eta_{\text{étage}} \cdot \frac{Tt_4 - Tt_3}{Tt_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow \eta_{\text{étage}} = Tt_3 \cdot \frac{\left(\frac{Pt_4}{Pt_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{Tt_4 - Tt_3}$  ..... (III.92)

**e) performances du compresseur (2,4) :**

**1. Taux de compression :**

$\Pi_{\text{compresseur}} = \frac{Pt_4}{Pt_2}$  ..... (III.93)

**2. Rendement isentropique du compresseur :**

$\frac{Pt_4}{Pt_2} = \left(1 + \eta_{\text{sc}} \cdot \frac{Tt_4 - Tt_2}{Tt_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow \eta_{\text{sc}} = Tt_2 \cdot \frac{\left(\frac{Pt_4}{Pt_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{Tt_4 - Tt_2}$  ..... (III.94)

**3. la puissance du compresseur sera :**

$P_{\text{sc}} = D_2 \cdot C_p (T_{t4} - T_{t2})$  ..... (III.95)

**f) traçage du diagramme caractéristique du compresseur :**

Pour tracer le diagramme caractéristique du compresseur, la variation du taux de compression en fonction du débit réduit à l'entrée du compresseur pour des différents régimes réduits, on fixe un régime réduit et on fait varier  $M_1$

Pour chaque  $M_1$  sélectionné :

1. Calcul de  $M_2$  par les formules de l'entrée d'air.
2. pour chaque  $M_2$  on calcule le débit réduit (2) puisque :  $Dr_2 = Dr_2(M_2)$  - (eq III 23)
3. poursuite des calculs jusqu'à trouver :  $\Pi_{42} = \frac{P_{T4}}{P_{T2}}$ ,  $\eta_{42} = \eta_c$ ,  $T_{14}$  et le débit  $D$ .
4. détermination des limites du  $M_2$  :  $M_{2\text{pompage}}$  et  $M_{2\text{blocage}}$ .
5. pour chaque régime réduit : durant le déroulement de l'itération de  $M_1$  entre le pompage et le blocage, on détermine :  $(\Pi_{42})_{\text{max}}$  et  $(\eta_{42})_{\text{max}}$  et leurs  $M_2$  correspondants ;

A la fin du calcul, et pour un  $Nr$  fixe :

1. le  $M_2$  ou  $\Pi_{42} = (\Pi_{42})_{\text{max}}$ , définit le point de pompage.
2. le  $M_2$  ou  $\eta_{42} = (\eta_{42})_{\text{max}}$ , définit le point d'adaptation du compresseur (zone de rendement élevée).

La ligne de pompage et la ligne d'adaptation du compresseur sont intéressantes dans le diagramme caractéristique du compresseur, pour cela on fait une interpolation pour tracer ces lignes dans le même repère de variation du taux de compression en fonction du débit réduit (2), le même raisonnement pour la variation du rendement isentropique du compresseur en fonction du  $Dr_2$  pour différents  $Nr$ .

# CHAPITRE IV

## **ETUDE DE LA TURBINE**

## IV.1.INTRODUCTION:

Comme pour le cas du compresseur, il y'a deux types de base de turbine : à écoulement radial et axial. La turbine radiale est efficace pour le cas de faible débit tels que pour les applications cryogéniques et les turbo charges. De plus elle est moins encombrante et plus rigide. Pour les applications aéronautiques, la nécessité de puissance et de rapport de pression élevés rend la turbine axiale plus souhaitable malgré son encombrement et sa sensibilité relative aux pressions et températures élevées.

Les contraintes thermique et mécanique dans les aubages rotor et stator présentent les facteurs essentiels pour le dimensionnement.

Le moteur GILKES GT-117 possède deux étages axiaux de turbine

## IV.2.FONCTIONNEMENT:

Le principe de fonctionnement d'une turbine est le suivant :

Les gaz, arrivant de la chambre de combustion, traversent la première grille stator et se détendent polytropiquement dans un passage convergent. Leur vitesse sortie stator sera donc accrue et ils viendront attaquer la grille d'aube rotor créant ainsi un couple moteur qui permettra d'entraîner le compresseur et les accessoires.

### IV.2.1 But :

La roue d'une turbine a pour but d'entraîner le mobile auquel elle est attelée (compresseur). Elle doit en outre fournir la puissance nécessaire à l'entraînement des accessoires (régulateur, pompes, alternateur)

### IV.2.2 Aubes et grille d'aubes, étage :

Les aubes sont des obstacles à profil aérodynamiques plongés dans l'écoulement pour en modifier les vitesses et corrélativement faire apparaître des efforts. Elles peuvent être à profil constant (aubes cylindriques) ou à profil évolutif (aubes coniques ou vrillées). Une grille d'aubes est formée d'un assemblage d'aubes identiques déduites les unes des autres par des déplacements géométriques égaux. L'étage d'une turbine est un ensemble de grilles d'aubes stator et de grilles d'aubes rotor capable d'échanger du travail mécanique avec le fluide.

### IV.2.3 Diagramme des vitesses

En rappelant qu'un étage de turbine débute contrairement à celui du compresseur par un stator, examinons comment évoluent les vitesses dans l'étage en considérant une section développée au rayon moyen  $r_m$  de l'étage (fig.IV.1)

Soient : (e) la section d'entrée stator  
(f) la section commune stator et rotor  
(g) la section de sortie rotor

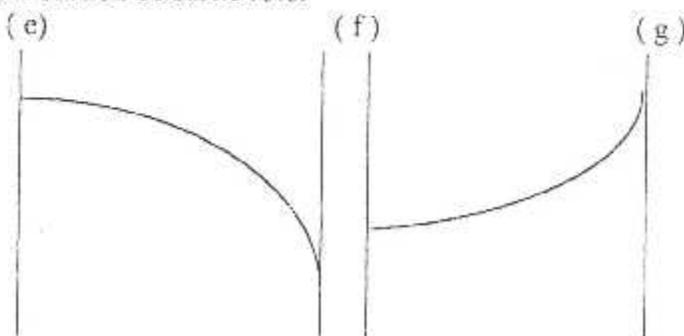
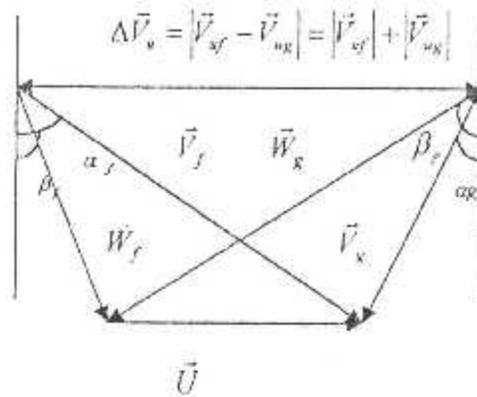


Fig (IV.1) Numérotation d'un étage axial de turbine



**Fig (IV.2) Diagramme général des vitesses dans l'étage d'une turbine axiale :**

$\vec{V}_e$  : Vitesse absolue à la station (e)

$\vec{V}_f$  : Vitesse absolue à la station (f)

$\vec{V}_g$  : Vitesse absolue à la station (g)

$\vec{V}_{fa}$  et  $\vec{V}_{ga}$  les composantes axiales respectives des vitesses  $\vec{V}_f$ , et  $\vec{V}_g$

$\vec{V}_{fv}$  et  $\vec{V}_{gv}$  les composantes tangentielles respectives des vitesses  $\vec{V}_f$ , et  $\vec{V}_g$

$\vec{W}_f$  et  $\vec{W}_g$  les vitesses relatives respectives des stations (f) et (g)

$\vec{W}_{fa}$  et  $\vec{W}_{ga}$  les composantes axiales relatives correspondantes

$\vec{W}_{fv}$  et  $\vec{W}_{gv}$  les composantes tangentielles relatives correspondantes

$\vec{U}$  : Vitesse d'entraînement du rotor de l'étage correspondant

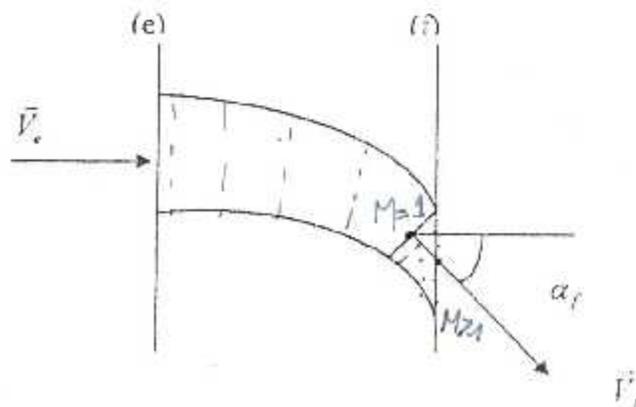
#### **IV.2.4 Principe de fonctionnement de l'étage :**

##### **a) Stator :**

L'air arrive de la chambre de combustion à la vitesse absolue  $\vec{V}_e$  et pénètre dans le distributeur de turbine par la section de passage  $S_e$ .

La forme des profils d'aubes stator entraîne une déflexion de l'écoulement et en sortie, nous aurons les gaz qui passeront par la section  $S_f < S_e$  et par conséquent, leur vitesse absolue sera accrue ( $V_f > V_e$ .)

Les sections à prendre en compte sont évidemment les sections perpendiculaires aux vecteurs vitesses.



**FIG(IV.3) Distributeur de la turbine**

### b) Rotor

L'air arrive ensuite à l'entrée de la roue de turbine dont le profil d'aube considéré tourne à une vitesse circonférentielle  $\vec{U}$ . Considérons le triangle des vitesses satisfaisant la relation :

$\vec{V}_f = \vec{U} + \vec{W}_f$ . Nous voyons alors que les filets d'air pénètrent dans le rotor à la vitesse relative  $\vec{W}_f$  par la section  $S_f$ . La forme des aubes va les en faire sortir par la section  $S_g < S_f$  et donc à une vitesse  $\vec{W}_g > \vec{W}_f$ . La forme des profils d'aubes est telle qu'en construisant le triangle des vitesses  $\vec{V}_g = \vec{U} + \vec{W}_g$  en sortie rotor ; nous obtenons à peu près  $V_g^2 \approx V_f^2$ .

L'augmentation de vitesse absolue dans la grille stator et l'augmentation de vitesse relative dans la grille d'aubes rotor nous montre que l'on a eu détente, c'est-à-dire perte d'énergie de pression, dans le rotor et dans le stator.

## IV.3 ETUDE AEROTHERMODYNAMIQUE D'UNE TURBINE:

### IV.3.1 les hypothèses

- Ecoulement stationnaire
- Ecoulement adiabatique
- Ecoulement quasi monodimensionnel
- le gaz est parfait

### IV.3.2 les expressions du travail et de la puissance

Comme pour le cas du compresseur en appliquant le théorème des quantités de mouvement, le couple moteur aura pour expression :

$$C = D.(r_{mf} V_{fu} + r_{mg} V_{gu}) \dots \dots \dots (IV.1)$$

La puissance fournit par la turbine sera donc :

$$P_a = C.W = D.(U_f V_{fu} + U_g V_{gu}) \dots \dots \dots (IV.2)$$

Avec  $w$  : la vitesse de rotation

La géométrie du diagramme des vitesses nous donne immédiatement les relations suivantes

$$\frac{U}{V_a} = \tan \alpha_f - \tan \beta_f = \tan \beta_g - \tan \alpha_g \dots \dots \dots (IV.3)$$

La puissance  $P_a$  avec la considération que  $U_f = U_g = U$  sera alors :

$$P_a = D.U V_a .(\tan \alpha_f + \tan \alpha_g) = D.U V_a .(\tan \beta_f + \tan \beta_g) \dots \dots \dots (IV.4)$$

Le travail sur l'arbre sera alors donné par :

$$W_a = \frac{P_a}{D} \dots \dots \dots (IV.5)$$

$$W_a = U V_a .(\tan \beta_f + \tan \beta_g) \dots \dots \dots (IV.6)$$

On peut avoir l'expression du travail sur l'arbre en faisant une étude thermodynamique;

Cependant d'après le premier principe de la thermodynamique nous avons :

$$\delta Q_{ex} + \delta W_a = dH_f \dots \dots \dots (IV.7)$$

L'écoulement étant adiabatique alors  $\delta Q_{ex} = 0$

$\delta W_a = dH$  alors

$$W_a = \Delta H = cp \Delta T_w \dots \dots \dots (IV.8)$$

D'où en combinant les deux équations du travail nous aurons :

$$\Delta T_w = U \cdot \frac{V_a}{Cp} (\tan \beta_f + \tan \beta_s) \dots \dots \dots (IV.9)$$

Avec  $\Delta T_w$  : gradient de température de l'étage

**IV.3.3 Les différents paramètres de conception :**

**a) coefficient de charge ou chute de température ( $\Psi$ )**

Ce coefficient exprime la capacité de travail de l'étage : il est défini par :

$$\Psi = \frac{2Cp\Delta T_w E}{U^2} = 2 \frac{V_a}{U} (\tan \beta_s + \tan \beta_f) \dots \dots \dots (IV.10)$$

**b) degré de réaction ( $\delta$ ):**

C'est le rapport de l'énergie de pression perdue par les gaz dans le rotor, à l'énergie de pression perdue dans tout l'étage.

Il exprime la fraction d'expansion dans le rotor, et il est défini en terme de chute d'enthalpie au lieu de chute de pression.

$$\delta = \frac{T_f - T_s}{T_w - T_s} \dots \dots \dots (IV.11)$$

Pour  $V_{af} = V_{as} = V_a$  et  $V_s = V_e$  on aura :

$$Cp(T_w - T_s) = Cp(T_w - T_s) = UV_a (\tan \beta_f + \tan \beta_s) \dots \dots \dots (IV.12)$$

$$Cp(T_f - T_s) = \frac{1}{2} (W_s^2 - W_f^2) =$$

$$\frac{1}{2} V_a^2 (\cos^2 \beta_s - \cos^2 \beta_f) = \frac{1}{2} V_a^2 (\tan^2 \beta_s - \tan^2 \beta_f) \dots \dots \dots (IV.13)$$

Finalement

$$\delta = \frac{V_a}{2U} (\tan \beta_s - \tan \beta_f) \dots \dots \dots (IV.14)$$

**c) coefficient d'écoulement ou coefficient de débit : ( $\phi$ )**

Il est défini par :

$$\phi = \frac{V_a}{U} \dots \dots \dots (IV.15)$$

**d) les angles de la turbine en fonction des paramètres de conception :**

$$\left\{ \begin{aligned} \tan \beta_2 &= \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2}\Psi - 2\delta \right) \dots \dots \dots (IV.16) \\ \tan \beta_3 &= \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2}\Psi + 2\delta \right) \dots \dots \dots (IV.17) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \beta_2 + \frac{1}{\phi} \end{array} \right. \dots \dots \dots (IV.18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{tg} \alpha_3 = \operatorname{tg} \beta_3 - \frac{1}{\phi} \end{array} \right. \dots \dots \dots (IV.19)$$

**e) les coefficients de pertes stator  $\lambda_N$  et rotor  $\lambda_R$**

-Coefficient de perte du distributeur

$$\lambda_N = \frac{T_f - T_{\beta}}{\frac{V_f^2}{2Cp}} = \frac{T_f - T_{\beta}}{T_f - T_{\beta}} \dots \dots \dots (IV.20)$$

-Coefficient de perte rotor

$$\lambda_R = \frac{T_{\beta} - T_{R'}}{\frac{W_{\beta}^2}{2Cp}} = \frac{T_{\beta} - T_{R'}}{T_{\beta} - T_{\beta}} \dots \dots \dots (IV.21)$$

**IV.3.4 Rendement isentropique de la turbine :**

Le rendement isentropique d'une turbine est défini comme étant le travail réel sur le travail isentropique

$$\eta_{is} = \left( \frac{h_{te} - h_{tr}}{h_{te} - h_{te^s}} \right) = \left( \frac{T_{te} - T_{tr}}{T_{te} - T_{te^s}} \right) \dots \dots \dots (IV.22)$$

En fonction des coefficients de pertes stator et rotor on obtient :

$$\eta_{is} = \frac{1}{1 + \left( \frac{\lambda_R W_{\beta}^2}{2cp} + \frac{T_{\beta}}{T_f} \lambda_N \frac{V_f^2}{2cp} \right) / (T_{te} - T_{te^s})} \dots \dots \dots (IV.23)$$

**IV.4 PROCEDURE DE CALCUL:**

**IV.4.1 Objectif des calculs:**

Traçage du débit réduit à l'entrée de la turbine et du rendement isentropique de la turbine en fonction du taux de détente pour différents régimes sélectionnés

**IV.4.2 Les hypothèses :**

·Ecoulement permanent

·Les paramètres de chaque station du moteur sont des paramètres calculés au rayon moyen de la section de passage de l'écoulement

·L'air est un gaz parfait :  $P = \rho RT$  ( $R=287$  S.I),  $\gamma = \frac{4}{3}$ ,  $C_p = 1148$  j/kg.°k

Le débit réduit est :

$$D_r = \frac{D \sqrt{T_t}}{P_t} = \frac{37.3070 M A}{(M^2 + 6)^{3.5}} \dots \dots \dots (IV.24)$$

On suppose que les composants du moteur sont adiabatiques.

La vitesse axiale est supposée constante pour un mach donné à travers tout l'étage et l'absence de réinjection et de refroidissement.

Pour le calcul des différents paramètres il nous faut plusieurs données qui sont :

La géométrie des grilles, le régime, le nombre de mach et enfin les conditions de sortie du générateur à gaz (pression et température totales).

Soit :  $\beta_r$  l'angle d'aube pour le rotor de la turbine et,

$\alpha_s$  l'angle d'aube pour le stator de la turbine.

Généralement les angles d'entrée pour les aubes stator sont très petits et parfois on les néglige

Pour notre cas l'angle d'entrée de la turbine est nul ( $\alpha_{r,s} = 0$ )

Soit  $\beta$  représentant l'angle d'entrée et de sortie flux au niveau du rotor pour la vitesse relative, et  $\alpha$  celui de la vitesse absolue.

• L'angle de sortie d'aube stator est égal à l'angle de sortie flux

• L'angle de sortie d'aube rotor est égal à l'angle de sortie flux

#### IV.4.3 Les caractéristiques de la turbine :

Avec le régime de rotation N on peut avoir directement la vitesse de rotation

$$\omega = 2\pi N \dots \dots \dots (IV.25)$$

$\omega$  Étant trouvé on peut avoir la vitesse périphérique

$$U_r = U_g = \omega \cdot r_{mf} \dots \dots \dots (IV.26)$$

Le régime réduit sera :

$$N_r = \frac{N}{\sqrt{T_{te}}} \dots \dots \dots (IV.27)$$

#### -Les paramètres dans chaque station :

##### -station (e) :

$$\alpha_{te} = 0$$

$$\text{La hauteur : } h_e = \frac{A_e \cdot N}{U_e} \dots \dots \dots (IV.28)$$

$$r_{me} = r_{te} + \frac{h_e}{2} \dots \dots \dots (IV.29)$$

$$\text{Le rayon (tip) : } r_{te} = r_{me} + \frac{h_e}{2} \dots \dots \dots (IV.30)$$

$$\text{Le rayon root : } r_{re} = r_{me} - \frac{h_e}{2} \dots \dots \dots (IV.31)$$

Le rapport des deux rayons est donné par :  $\frac{r_{re}}{r_{te}}$

Avec la donnée de la température totale T<sub>te</sub> on peut avoir directement celle statique T<sub>e</sub>

$$\text{La température statique } T_e = T_{te} \left( \frac{2}{2 + (\gamma - 1) M_e^2} \right) \dots \dots \dots (IV.32)$$

On peut alors déduire la célérité du son

$$a_e = \sqrt{\gamma R T_e} \dots \dots \dots (IV.33)$$

Avec la donnée de la pression totale P<sub>te</sub> on peut avoir directement celle statique P<sub>e</sub> par la relation :

$$P_e = P_{te} \left( \frac{T_e}{T_{te}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots \dots \dots (IV.34)$$

La masse volumique est alors calculée par :

$$\rho_e = \frac{P_e}{r.T_e} \dots\dots\dots (IV.35)$$

La masse volumique totale est calculée par :

$$\rho_{se} = \rho_e \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (IV.36)$$

La section de passage du fluide dans l'anneau :

$$A_e = \Pi (R_{ie}^2 - R_{oe}^2) = 2 \Pi r_{me} h_e \dots\dots\dots (IV.37)$$

Le débit sera :

$$D = \frac{\rho_{se} \alpha_e A_e M_e}{\left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}} \dots\dots\dots (IV.38)$$

Le débit réduit:  $D_r = \frac{D \sqrt{T_{re}}}{P_{re}} = \frac{37.3070 M_e A_e}{(M_e^2 + 6)^{1.5}}$  ..... (IV.39)

La vitesse axiale est

On sait que

$$D = \rho_e V_e A_e = \frac{P_e}{R T_e} V_e A_e \longrightarrow V_e = \frac{D r T_e}{P_e A_e} \dots\dots\dots (IV.40)$$

D'où la vitesse  $V_e$  :

$$V_e = \frac{V_a}{\cos \alpha_e} \dots\dots\dots (IV.41)$$

Mais juste à la sortie de la chambre de combustion la vitesse  $V_e = V_a$  puisque l'angle  $\alpha_e = 0^\circ$

**-Station (f) :**

La hauteur :

$$h_f = \frac{A_f N}{U_f} \dots\dots\dots (IV.42)$$

Le rayon moyen sera :

$$r_{mf} = r_f + \frac{h_f}{2} \dots\dots\dots (IV.43)$$

Le rayon (tip) :

$$r_{tf} = r_{mf} + \frac{h_f}{2} \dots\dots\dots (IV.44)$$

Le rayon root :

$$r_{rf} = r_{mf} - \frac{h_f}{2} \dots\dots\dots (IV.45)$$

Le rapport des deux rayons est donné par :  $\frac{r_{tf}}{r_{rf}}$

$T_{ie} = T_{if}$  (stator adiabatique)

$$V_{af} = V_{ae} = V_a$$

L'angle de sortie d'aube stator est égal à l'angle de sortie flux

$$\alpha_{af} = \alpha_f$$

On peut alors calculer la vitesse de sortie stator

$$\cos \alpha_f = \frac{V_a}{V_f} \text{ alors } V_f = \frac{V_a}{\cos \alpha_f} \dots \dots \dots (IV.46)$$

On peut alors calculer la température réelle par la formule suivante :

$$T_f = T_a - \frac{V_f^2}{2.Cp} \dots \dots \dots (IV.47)$$

La température statique isentropique sera alors :

$$T_{fs} = T_f - \lambda_{st} \cdot \frac{V_f^2}{2.Cp} \dots \dots \dots (IV.48)$$

Avec  $\lambda_{st} = 0.05$  : perte stator

On calcule alors la célérité du son par :

$$a_f = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_f} \dots \dots \dots (IV.49)$$

On déduit directement le nombre de mach au niveau du col par :

$$M_f = \frac{V_f}{a_f} \dots \dots \dots (IV.50)$$

En fait le calcul du nombre de mach à la sortie du distributeur de la turbine nous renseigne sur la condition de blocage en débit à l'entrée de la turbine en réalité le blocage commence lorsque le nombre de mach atteint l'unité

La section à la station (f) sera :

$$A_{\Pi} = \Pi \cdot (R_{yf}^2 - R_{zf}^2) = 2 \cdot \Pi \cdot r_{mf} \cdot h_f \dots \dots \dots (IV.51)$$

La section de passage au niveau du col est :

$$A_{vf} = A_{\Pi} \cdot \cos \alpha_f \dots \dots \dots (IV.52)$$

Avec la conservation du débit D on peut avoir ici la masse volumique  $\rho_f$

$$D = \rho_f \cdot V_a \cdot A_f \Rightarrow \rho_f = \frac{D}{V_a \cdot A_f} \dots \dots \dots (IV.53)$$

La pression  $P_f$  sera alors :

$$P_f = \rho_f \cdot R \cdot T_f \dots \dots \dots (IV.54)$$

On peut alors calculer la pression totale par l'expression, de l'isentropie :

$$P_{ft} = P_f \cdot \left( \frac{T_{af}}{T_f} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (IV.55)$$

### Calcul des paramètres relatives :

On procède d'abord au calcul de la vitesse relative à l'entrée du rotor c'est-à-dire  $W_f$   
 Pour calculer cette vitesse, on utilise le triangle des vitesses ; d'après ce triangle, on a les relations suivantes :

$$\sin \alpha_f = \frac{V_{af}}{V_f} \dots \dots \dots (IV.56)$$

$$V_{af} = V_f \cdot \sin \alpha_f \dots \dots \dots (IV.57)$$

Or nous avons

$$\sin \alpha_f = \frac{V_{wf}}{V_f} \dots\dots\dots (IV.56)$$

$$V_{wf} = V_f \sin \alpha_f \dots\dots\dots (IV.57)$$

Or nous avons

$$V_{wf} - U_f = W_{wf} \dots\dots\dots (IV.58)$$

La valeur de  $W_{wf}$  étant trouvée ; on peut directement avoir la valeur de l'angle  $\beta_f$  en calculant sa tangente :

$$\tan \beta_f = \frac{W_{wf}}{V_a}, \text{ alors}$$

$$\beta_f = \text{atan} \frac{W_{wf}}{V_a} \dots\dots\dots (IV.59)$$

$\beta_f$  Étant calculé, en calculant son cosinus on aura directement  $W_f$

$$W_f = \frac{V_a}{\cos \beta_f} \dots\dots\dots (IV.60)$$

On peut alors calculer le mach relatif  $M'_f$  :

$$M'_f = \frac{W_f}{\sqrt{\gamma R T_f}} \dots\dots\dots (IV.61)$$

De  $W_f$  on calcule la température totale relative par la relation donnée ci-dessous :

$$T'_f = T_f + \frac{W_f^2}{2.C_p} \dots\dots\dots (IV.62)$$

La pression totale relative  $P'_f$  serait alors égale à :

$$P'_f = P_f \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} (M'_f)^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots\dots\dots (IV.63)$$

**-Station(g):**

La hauteur :

$$h_g = \frac{A_g N}{U_g} \dots\dots\dots (IV.64)$$

Le rayon moyen est :

$$r_{mg} = r_{rg} + \frac{h_g}{2} \dots\dots\dots (IV.65)$$

Le rayon (tip) :

$$r_{tg} = r_{mg} + \frac{h_g}{2} \dots\dots\dots (IV.66)$$

Le rayon root :

$$r_{rg} = r_{mg} - \frac{h_g}{2} \dots\dots\dots (IV.67)$$

Le rapport des deux rayons est donné par :  $\frac{r_{tg}}{r_{rg}}$

Dans cette station, l'angle de sortie du rotor est égal à celui de la vitesse relative  $\vec{W}_g$ .

Dans ce cas  $\beta_{og} = \beta_g$

Donc  $\beta_g$  et la vitesse axiale  $V_{og} = V_a$  étant connus on peut calculer  $\bar{W}_g$  à partir du triangle des vitesses, par la relation :

$$\text{Cos } \beta_g = \frac{V_a}{W_g} \dots \dots \dots (\text{IV.68})$$

$$\text{alors } W_g = \frac{V_a}{\text{Cos } \beta_g} \dots \dots \dots (\text{IV.69})$$

$W_g$  Étant calculée on peut avoir la vitesse  $V_{ug}$  à partir du triangle des vitesses par la relation suivante :

$$\text{Sin } \beta_g = \frac{U + V_{ug}}{W_g}, \text{ alors } U + V_{ug} = W_g \cdot \text{Sin } \beta_g$$

$$V_{ug} = W_g \cdot \text{Sin } \beta_g - U \dots \dots \dots (\text{IV.70})$$

Avec le calcul de  $V_{ug}$  on calcule la puissance de l'étage :

$$Pa = DU(V_{ug} + V_{af}) \dots \dots \dots (\text{IV.71})$$

Le travail de l'étage serait alors à :

$$W_a = \frac{Pa}{D} \dots \dots \dots (\text{IV.72})$$

D'autre part :  $W_a = Cp \cdot \Delta T_{te}$  alors

$$\Delta T_{te} = \frac{W_a}{C_p} \dots \dots \dots (\text{IV.73})$$

Avec  $\Delta T_{te} = (T_{te} - T_{tg})$  : la chute de température totale dans l'étage

Avec cette donnée on calcule la température totale à la sortie de la grille rotor  $T_{tg}$

$$T_{tg} = T_{te} - \Delta T_{te} \dots \dots \dots (\text{IV.74})$$

$V_{ug}$  Étant calculée, on peut avoir l'angle  $\alpha_g$  en calculant sa tangente :

$$\text{Tan } \alpha_g = \frac{V_{ug}}{V_a}, \text{ alors } \alpha_g = a \tan \frac{V_{ug}}{V_a} \dots \dots \dots (\text{IV.75})$$

Et finalement  $V_g$  s'obtiendra en calculant le sinus ou le cosinus de l'angle  $\alpha_g$

$$\text{Cos } \alpha_g = \frac{V_a}{V_g}, \text{ alors } V_g = \frac{V_a}{\text{Cos } \alpha_g} \dots \dots \dots (\text{IV.76})$$

La température  $T_g$  sera alors donnée par la relation suivante :

$$T_g = T_{og} - \frac{V_g^2}{2 \cdot Cp} \dots \dots \dots (\text{IV.77})$$

$T_g$  Étant calculée on a directement la célérité du son donnée par :

$$a_g = \sqrt{\gamma r T_g} \dots \dots \dots (\text{IV.78})$$

à partir d'ici on peut tirer le mach relatif  $M'_g$  :

$$M'_g = \frac{W_g}{\sqrt{\gamma r T_g}} \dots \dots \dots (\text{IV.79})$$

De la même façon que pour le stator, le blocage en débit à l'entrée du rotor commence lorsque le mach relatif  $M'_s$  à la sortie du rotor atteint l'unité

Le nombre de mach absolue sera :

$$M_s = \frac{V_s}{\sqrt{\gamma r T_s}} \dots \dots \dots (IV.80)$$

On peut calculer la pression totale  $P_{is}$  à la sortie de la grille en calculant le rapport de détente, mais on donne une valeur initiale au rendement isentropique de la turbine ( $\eta_u = 0.90$ ) et pour accepter les paramètres de sortie cette valeur de rendement sera comparée avec celle qui sera calculé en fonction des pertes de l'étage et tant que la convergence n'est pas vérifiée on est pas autorisé à poursuivre les calculs

$$\pi_{is} = \left[ 1 - \frac{\Delta T_{is}}{\eta_u T_{is}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (IV.81)$$

De l'équation (IV.81)  $\Rightarrow P_{is} = P_{ie} \pi_{is}$  ; la pression  $P_s$  sera alors égale à :

$$P_s = P_{is} \left( \frac{T_s}{T_{is}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (IV.82)$$

La température statique isentropique peut être calculée par :

$$T_{is} = T_s \left( \frac{P_s}{P_f} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots \dots \dots (IV.83)$$

De l'équation (IV.77) et (IV.82); la masse volumique  $\rho_s$  sera alors :  $\rho_s = \frac{P_s}{r T_s}$

La section de sortie est :  $A_s = \pi (R_s^2 - R_{is}^2)$

La température totale relative est :

$$T_{is}^r = T_s + \frac{W_s^2}{2Cp} \dots \dots \dots (IV.84)$$

La pression totale relative sera :

$$P_{is}^r = P_s \left( \frac{T_{is}^r}{T_s} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (IV.85)$$

#### IV.5 ETUDE DES PERTES DANS LES AUBES STATOR ET ROTOR

Les aubes du rotor et du stator doivent avoir la forme qui répond au mieux à l'incidence du gaz sur le bord d'attaque, et le dévier à travers les angles d'entrée et de sortie exigés avec un minimum de pertes.

Ce pendant les pertes sont la somme :

- des pertes de profil telles qu'on peut les déterminer par des essais de grilles cylindriques (ou par l'étude théorique de l'écoulement d'aube à aube).
- des pertes secondaires dues aux écoulements secondaires.
- des pertes dues au jeu en bout d'aube (qu'on peut avec une approximation convenable estimer en calculant le débit non travaillant) qui sont isolées des autres pertes secondaires

Ce pendant la méthode qui sera décrite ici est celle due à ANLEY et MATHIESON qui estiment les performances sur les conditions d'écoulements au diamètre moyen de l'anneau

#### IV.5.1 le coefficient de pertes de profile $Y_p$ :

$Y_p$  est calculé à l'aide de la formule d'interpolation. Un début est fait en utilisant les deux corrélations pour le coefficient de perte de profil  $Y_p$  obtenu à partir des données de cascade, qui sont montrées dans la figure (IV.4) ceux-ci se rapportent aux aubes du distributeur ( $\beta_f=0$ ) et aux aubes rotor ( $\beta_f=\beta_s$ ) pour un profil conventionnel ayant un rapport d'épaisseur/corde de 0,2 et un rapport épaisseur/espace de 0.02 du bord de fuite.

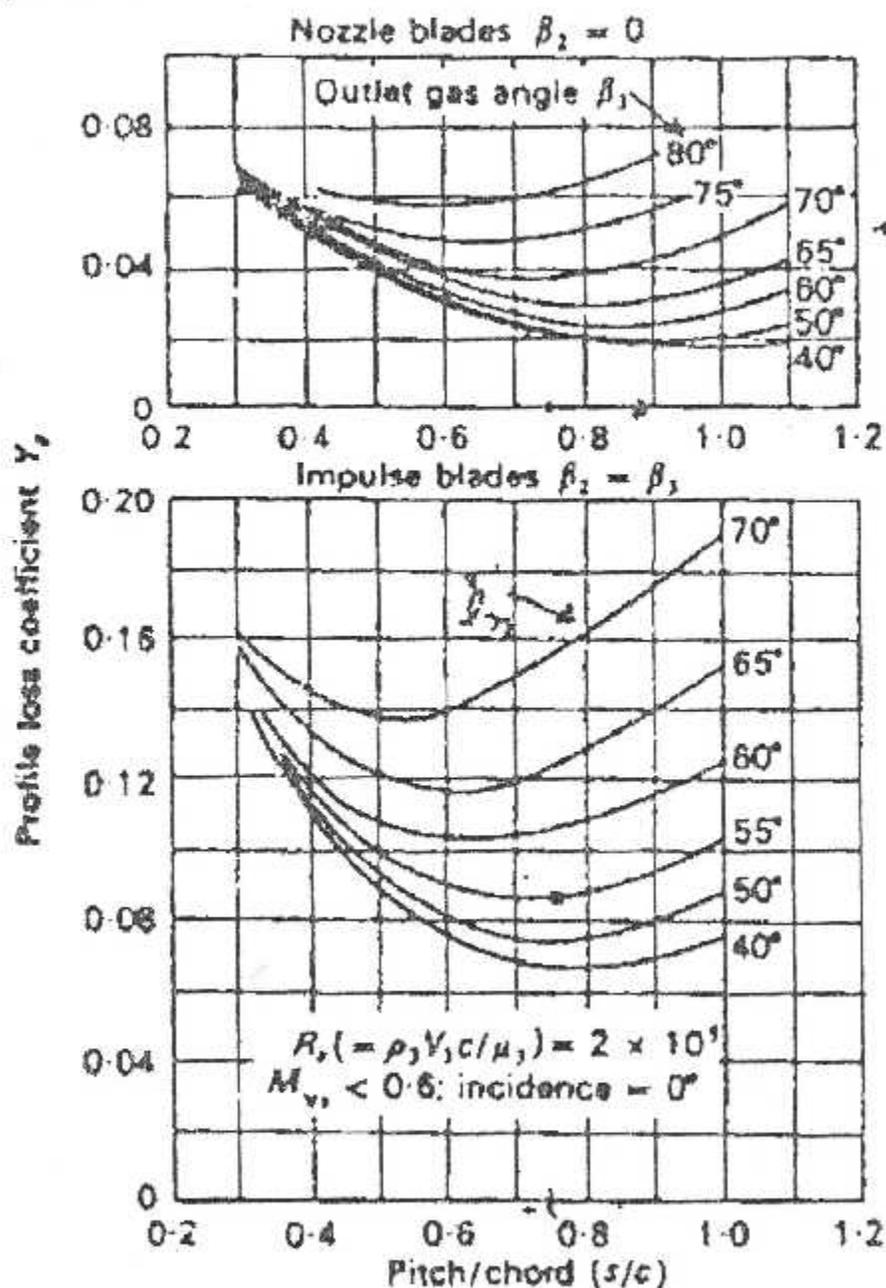


FIG.IV.4 Représentation du Coefficient de pertes de profile à l'incidence nulle pour des aubages conventionnels avec  $t/c=0,20$

$$Y_p = \left\{ Y_p(\beta_f = 0) + \left(\frac{\beta_f}{\beta_g}\right)^2 [Y_p(\beta_f = \beta_g) - Y_p(\beta_f = 0)] \right\} \left(\frac{t/c}{0.2}\right)^{\beta_r} \dots (IV.86)$$

Cette équation représente une correction pour un changement d'angle d'admission à un angle de sortie constant, de sorte que  $Y_p(\beta_f = 0)$  et  $Y_p(\beta_f = \beta_g)$  soient les valeurs pour une aube stator et une aube rotor au cas où l'angle d'incidence est nul

Pour l'application de cette formule, quand la rangée de distributeur est considérée  $\beta_f$  devient  $\alpha_s$  et  $\beta_g$  devient  $\alpha_r$ , les valeurs de  $Y_p$  dans la fig (IV.4), se réfèrent aux aubes fonctionnant aux incidences nulles, elle inclut également une correction pour  $t/c$  si elle diffère de 0.2.

Au niveau des cols, dès que le nombre de mach dépasse l'unité, une correction sera nécessaire au niveau du calcul du coefficient de perte de profile, et cette correction sera :

$$Y_p = \left[ Y_p = \left\{ Y_p(\beta_f = 0) + \left(\frac{\beta_f}{\beta_g}\right)^2 [Y_p(\beta_f = \beta_g) - Y_p(\beta_f = 0)] \right\} \left(\frac{t/c}{0.2}\right)^{\beta_r} \right] [1 + 60(M-1)^2] \dots (IV.87)$$

Où M devient  $M_r^c$  pour les aubes rotor et  $M_f^c$  pour les aubes stator.

Avec  $M_f^c$  nombre de mach au niveau du col du distributeur

#### IV.5.2) les coefficients de pertes secondaire et de bout d'aubes : ( $Y_s$ et $Y_k$ )

Les données des pertes secondaires et de bout d'aubes, ( $Y_s$  et  $Y_k$ ) ont été corrélées en utilisant les concepts du coefficient de portance et de traînée il est commode de traiter ( $Y_s$  et  $Y_k$ ) simultanément; la corrélation proposée est:

$$Y_s + Y_k = \left[ \lambda + B\left(\frac{k}{h}\right) \right] \left[ \frac{C_l}{s/c} \right]^2 \left[ \frac{\cos^2 \beta_s}{\cos^2 \beta_m} \right] \dots (IV.88)$$

Où

$$C_l = 2\left(\frac{s}{c}\right)(\tan \beta_f + \tan \beta_g) \cos \beta_m \dots (IV.89)$$

définit le coefficient de portance

$$\beta_m = \tan^{-1} [(\tan \beta_s - \tan \beta_f) / 2] \dots (IV.90)$$

avec B=0.5 à 0.25 et

K : représente le jeu entre le bout d'aube et le carter (voir fig IV.5)

$$\lambda = f \left\{ \frac{\left( \frac{A_s \cos \beta_s}{A_f \cos \beta_f} \right)^2}{\left( 1 + \frac{r_r}{r_f} \right)} \right\}$$

Où la fonction  $f$  est donnée par la courbe de la figure (IV.6)

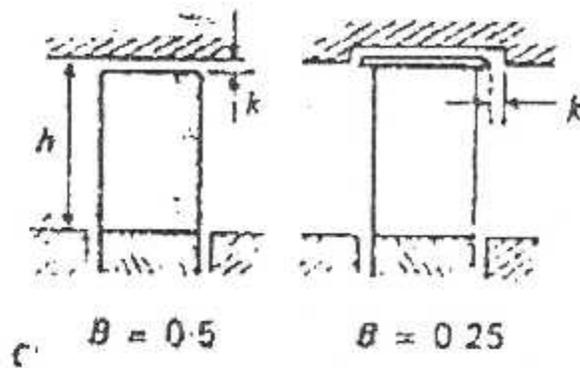


FIG.IV.5 Représentation du jeu

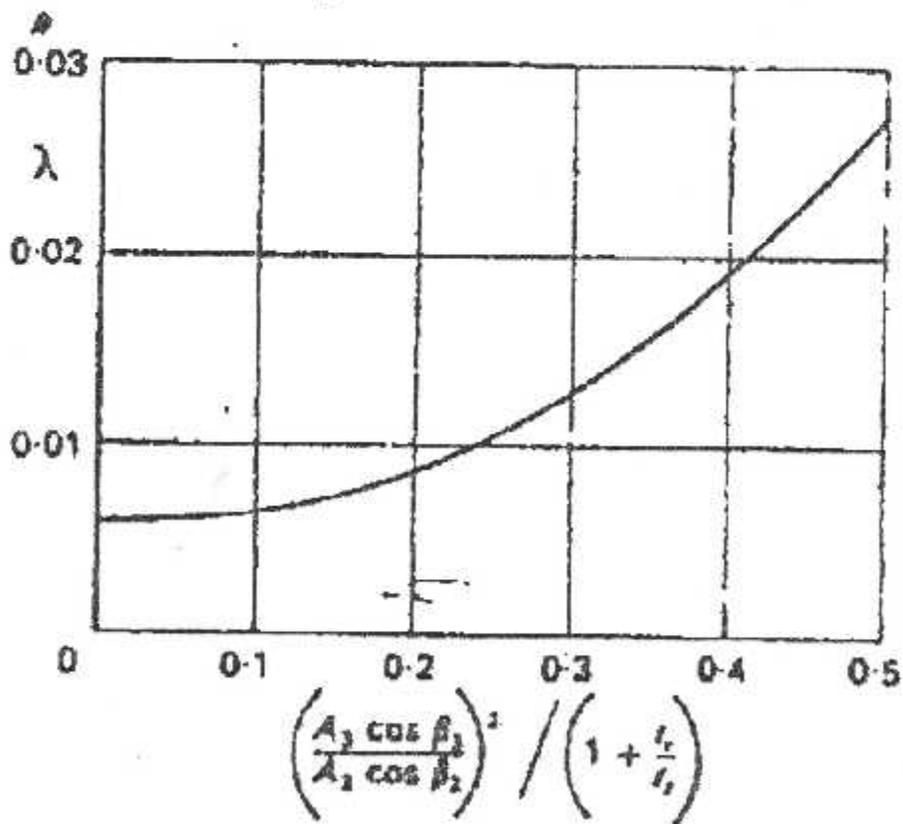


FIG.IV.6 Paramètre de pertes secondaires

$\lambda$  Peut être calculé par la méthode d'interpolation

$$\text{On pose } x = \frac{\left(\frac{A_s \cos \beta_s}{A_f \cos \beta_f}\right)^2}{\left(1 + \frac{r_r}{r_s}\right)}$$

Et  $\lambda$  est de la forme :

$$\lambda = ax^2 + bx + c$$

Où a, b, c sont des constantes à déterminer

Une autre formule de  $\lambda$  est proposée par Dunham et Came, elle est donnée par :

$$\lambda = 0.0334 \left(\frac{c}{h}\right) \left(\frac{\cos \beta_s}{\cos \beta_f}\right) \dots \dots \dots (IV.91)$$

Avec  $\beta_s = \alpha_f$  et  $\beta_f = \alpha_s$  pour les aubes stators

$B \left(\frac{k}{h}\right)$  est remplacé par :

$$B \left(\frac{c}{h}\right) \left(\frac{k}{c}\right)^{0.78}$$

Avec  $B=0.47$  pour un jeu de type radial

Les coefficients de perte totale deviennent:

Pour le stator

$$Y_N = (Y_p)_N + [Y_s + Y_k]_N \dots \dots \dots (IV.92)$$

Pour le rotor

$$Y_R = (Y_p)_R + [Y_s + Y_k]_R \dots \dots \dots (IV.93)$$

Le rendement de l'étage peut être calculé maintenant en utilisant les équations des pertes.

Nous calculons d'abord les coefficients équivalents de perte définis en termes de température.

Pour le stator nous aurons :

$$\lambda_N = \frac{Y_N}{\left(\frac{T_{gs}}{T_{fs}}\right)} \dots \dots \dots (IV.94)$$

Pour le rotor nous aurons :

$$\lambda_R = \frac{Y_R}{\left(\frac{T_{grs}}{T_{rs}}\right)} \dots \dots \dots (IV.95)$$

$T_{fs}$  et  $T_{gs}$  : Étant les températures totales respectives aux stations (f) et (g)

$T_{fs}$  et  $T_{rs}$  : étant les températures statiques isentropiques aux stations (f) et (g)

Le rendement sera alors :

$$\eta_{is} = \frac{(T_{is} - T_{ig})}{1 + \left[ \lambda_r \frac{W_g^2}{2.C_p} + \frac{T_g}{T_f} \lambda_n \frac{V_f^2}{2.C_p} \right]} \approx \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{V_a}{U} \left[ \frac{\lambda_r \cdot \text{Cos}^2 \beta_g + \left( \frac{T_g}{T_f} \right) \lambda_n \text{Cos}^2 \alpha_f}{\text{tg} \beta_g + \text{tg} \alpha_f - \frac{U}{V_a}} \right]} \dots (H'.96)$$

Il y'a d'autres restrictions sur l'application des données qui n'ont pas été encore mentionnées: le nombre de Reynolds de l'écoulement devrait être dans la région de  $1 \times 10^5$  à  $3 \times 10^5$ , avec  $Re$  définie en fonction de la corde de l'aube, de la densité de l'écoulement et de la vitesse à la sortie de la rangée d'aube concernée. Si le nombre de Reynolds moyen pour une turbine, pris comme la moyenne arithmétique *des*  $Re$  pour la première rangée d'aube et jusqu'à la dernière rangée de rotor (pour couvrir les turbines à plusieurs étages), diffère beaucoup de  $2 \times 10^5$  une correction approximative, peut être faite pour le rendement isentropique global en employant l'expression:

$$(1 - \eta_{is}) = \left( \frac{Re}{2.10^5} \right)^{-0.2} (1 - \eta_{is})_{Re=2.10^5}$$

Alors le rendement corrigé sera :

$$\eta_{is} = 1 - \left( \frac{Re}{2.10^5} \right)^{-0.2} (1 - \eta_{is})_{Re=2.10^5}$$

Le calcul du nombre de Reynolds est donné par la formule suivante:

$$Re = \frac{\rho.cV}{\mu}$$

Avec  $\mu$  la viscosité dynamique elle est calculée par la formule suivante :

$$\mu = \mu_0 \sqrt{\frac{T}{293}} \frac{1 + \frac{c_f}{293}}{1 + \frac{c_f}{T}}$$

Avec :

$V$  : la vitesse du fluide

$C$  : la corde du profil

$\rho$  : la masse volumique de l'air

Avec

$\mu_0 = 1.82.10^{-5}$  (Pour l'air sec) représente la viscosité à  $T=293^\circ\text{k}$

$c_f = 113$  une constante

Après avoir calculé le rendement de l'étage en fonction des pertes, une comparaison est nécessaire avec le rendement supposé au départ afin de pouvoir accepter les valeurs des paramètres calculés à la sortie de l'étage. Une fois le test de convergence des deux rendements vérifié, les paramètres calculés à la sortie de l'étage seront les paramètres d'entrés d'un autre étage pour le cas d'une turbine à plusieurs étages et le même processus sera répété sur ce dernier.

Pour le moteur GILKES GT-117 ; nous avons deux étages de turbine axiale, donc le nombre d'itération est égal à 2.

Les différentes mesures effectuées sur la turbine sont les suivantes:

#### IV.6 Les dimensions de la turbine :

H : la hauteur de l'aube

##### Les dimensions à la station (5)

$r_{t5}=0.0825$  m ;  $r_{r5}=0.0570$  m ;  $r_{m5}=0.0697$  m ;  $h_5=0.0255$  m

##### -stator1

$s_n=0.0205$  m ;  $c_n=0.0286$  m ;  $t_n=0.0054$  m ;  $k_n=0$  m  
 $\alpha_{t5}=0^\circ$

##### Les dimensions à la station (55)

$\alpha_{t55}=58^\circ$  ;  $\beta_{t55}=20^\circ$   
 $r_{t55}=0.0825$  m ;  $r_{r55}=0.0570$  m ;  $r_{m55}=0.0697$  m ;  $h_{55}=0.0255$  m

##### Les dimensions à la station (6)

$\alpha_{t6}=10^\circ$  ;  $\beta_{t6}=55^\circ$   
 $r_{t6}=0.0957$  m ;  $r_{r6}=0.0693$  m ;  $r_{m6}=0.0825$  m ;  $h_6=0.0264$  m

##### -rotor 1

$s_r=0.0167$  m ;  $c_r=0.0221$  m ;  $t_r=0.0033$  m ;  $k_r=0.0009$  m

##### Les dimensions à la station (65)

$\alpha_{t65}=60^\circ$  ;  $\beta_{t65}=22^\circ$   
 $r_{t65}=0.0936$  m ;  $r_{r65}=0.0637$  m ;  $r_{m65}=0.0786$  m ;  $h_{65}=0.0298$  m

##### -stator 2

$s_n=0.0151$  m ;  $c_n=0.0170$  m ;  $t_n=0.0039$  m ;  $k_n=0$  m

##### Les dimensions à la station (7)

$\beta_{t7}=57^\circ$   
 $r_{t7}=0.0978$  m ;  $r_{r7}=0.0645$  m ;  $r_{m7}=0.0811$  m ;  $h_7=0.0332$  m

##### -rotor 2

$s_r=0.0148$  m ;  $c_r=0.0208$  m ;  $t_r=0.0023$  m ;  $k_r=0.0033$  m

Pour la turbine du moteur GILKES-GT 117 nous allons faire deux itérations puisque nous avons deux étages de turbines

La procédure de calcul est expliquée dans l'organigramme (voir annexe 3.1)

# CHAPITRE V

**ETUDE DU COUPLAGE DES COMPOSANTS DU MOTEUR**

## V.1 INTRODUCTION

Le but de ce chapitre étant surtout d'évoquer les différentes conditions nécessaires en vue de la détermination des points de fonctionnement du moteur, pour des régimes réduits sélectionnés, à partir des caractéristiques du compresseur et de la turbine ou par l'utilisation d'un calcul purement aérothermodynamique à partir des composants du moteur.

Quand les composants sont liés ensemble dans un moteur, les conditions de fonctionnement possibles pour chacun d'entre eux sont considérablement réduites. Le problème est de trouver les points correspondants de fonctionnement sur les caractéristiques de chaque composant quand le moteur tourne à une vitesse stable. Les points de fonctionnement d'équilibre pour une série de vitesses peuvent être tracés sur la caractéristique du compresseur et être joints pour former une ligne de fonctionnement d'équilibre. Une fois que les conditions de fonctionnement ont été déterminées, il est relativement simple en matière de performance d'obtenir des courbes de rendements de puissances, de poussées et consommation spécifique etc...

D'une façon générale, les différentes conditions nécessaires pour la détermination des points de fonctionnement sont: la compatibilité des vitesses de rotation, des débits et des puissances.

## V.2 METHODE D'EXPLOITATION DES DIAGRAMMES CARACTERISTIQUES DES COMPOSANTS :

Pour l'application de cette méthode, il nous faut impérativement des diagrammes caractéristiques de certains composants telles que ceux du compresseur, de la turbine, et de la tuyère.

### V.2.1 Compatibilité des vitesses de rotation et des débits

En sélectionnant une ligne de vitesse constante sur la caractéristique du compresseur et en choisissant n'importe quel point sur cette ligne; les valeurs du débit réduit du taux de compression, du rendement et du régime de rotation réduit sont alors connues

( $D \cdot \frac{\sqrt{T_{12}}}{P_{12}}, \pi_c = \frac{P_{14}}{P_{12}}, \Pi_c$ , et  $\frac{N}{\sqrt{T_{12}}}$  sont alors déterminées).

Le point correspondant sur la caractéristique de la turbine sera obtenu à partir de la Considération de compatibilité de vitesse de rotation et de débits.

Le compresseur et la turbine sont directement couplés ensemble, de sorte qu'exige une compatibilité de la vitesse de rotation

$$\frac{N}{\sqrt{T_{15}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{12}}} \sqrt{\frac{T_{12}}{T_{15}}} \dots \dots \dots (V.1)$$

La compatibilité des débits entre le compresseur et la turbine peut être exprimée en termes de débit adimensionnel par :

$$\frac{D_5 \sqrt{T_{15}}}{P_{15}} = \frac{D_2 \sqrt{T_{12}}}{P_{12}} \cdot \frac{P_{12}}{P_{14}} \cdot \frac{P_{14}}{P_{15}} \sqrt{\frac{T_{15}}{T_{12}}} \cdot \frac{D_2}{D_2} \dots \dots \dots (V.2)$$

Le rapport de pression  $\frac{P_{15}}{P_{14}}$  peut être obtenu directement à partir de l'efficacité de la chambre de combustion.

Le débit  $D_3$  à l'entrée de la turbine peut être exprimé par  $D_3 = D_2(1+f)$ , mais vue que la richesse en carburant  $f$  est négligeable devant l'unité on pose que  $D_2 = D_3 = D$ , ce qui nous permet d'écrire l'équation précédente en termes de  $D$ , nous obtenons alors :

$$\frac{D\sqrt{T_{15}}}{P_{15}} = \frac{D\sqrt{T_{12}}}{P_{12}} \cdot \frac{P_{12}}{P_{14}} \cdot \frac{P_{14}}{P_{15}} \sqrt{\frac{T_{15}}{T_{12}}} \dots\dots\dots (V.3)$$

Maintenant  $\frac{D\sqrt{T_{12}}}{P_{12}}$  et  $\frac{P_{14}}{P_{12}}$  sont fixés par le point choisi d'opération sur la caractéristique du compresseur,  $\frac{P_{15}}{P_{14}}$  est supposé être constant et  $\frac{D\sqrt{T_{15}}}{P_{15}}$  est une fonction du rapport de pression de la turbine  $\pi_t = \frac{P_{15}}{P_{17}}$ .

Ainsi tous les termes de l'équation (V, 3) excepté  $\sqrt{\frac{T_{15}}{T_{12}}}$ , peuvent être obtenu à partir des caractéristiques du compresseur et de la turbine. La température d'admission  $T_{15}$  de la turbine peut être obtenu à partir de l'équation (V, 3) quand la température à l'entrée du compresseur qui est  $T_{12}$ , égale à la température ambiante  $T_{11}$  est indiquée.

Ayant déterminé la température d'admission de la turbine, la vitesse adimensionnelle  $\frac{N}{\sqrt{T_{15}}}$  sera obtenue à partir de l'équation (V.1). Le rendement de la turbine peut alors être obtenu à partir de la caractéristique de la turbine en utilisant les valeurs connues de  $\frac{N}{\sqrt{T_{15}}}$ , et  $\pi_t = \frac{P_{15}}{P_{17}}$ .

Ayant couplé les caractéristiques du compresseur et de la turbine, il est nécessaire de s'assurer si le travail produit correspondant au point d'opération choisi est compatible avec celle exigée par la charge conduite, ceci nous conduit à exprimer la condition de travail.

### V.2.2 Compatibilité des puissances turbine-compresseur :

La condition de travail est exprimée par :

$$\eta_m \cdot C_{pg} \cdot \Delta T_{157} = C_{pa} \cdot \Delta T_{124} \dots\dots\dots (V.4)$$

Réécrivant en termes de groupes adimensionnels nous obtenons :

$$\frac{\Delta T_{157}}{T_{15}} = \frac{\Delta T_{124}}{T_{12}} \cdot \frac{T_{12}}{T_{15}} \cdot \frac{C_{pa}}{C_{pg} \cdot \eta_m} \dots\dots\dots (V.5)$$

Et la baisse de température de turbine peut être calculée à partir de l'équation suivante

$$\Delta T_{t57} = \eta_t T_{t5} \left[ 1 - \left( \frac{P_{t5}}{P_{t7}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \dots \dots \dots (V.6)$$

L'élévation de la température du compresseur pour le point choisi sur la caractéristique du compresseur peut être pareillement calculée comme suit :

$$\Delta T_{t24} = \frac{T_{t2}}{\eta_c} \left[ \left( \frac{P_{t4}}{P_{t2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \dots \dots \dots (V.7)$$

Les équations (V ; 1), (V ; 2) et (V ; 5) sont toutes liées par le rapport de température  $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$  et il est nécessaire de déterminer la température d'admission de la turbine exigée pour n'importe quel point d'opération arbitraire sur la caractéristique du compresseur. La dernière condition concernant le test d'égalité des débits au niveau de la tuyère sera exprimée dans la procédure de calcul

### V.2.3 Procédure pour la détermination du point de fonctionnement :

Dans cette partie le rapport de pression à travers la turbine n'est pas connu. Le procédé est comme suit:

- (a) Ayant choisi un point sur la caractéristique du compresseur, les valeurs de  $D \frac{\sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}}$ ,  $\pi_c = \frac{P_{t4}}{P_{t2}}$ ,  $\Pi_c, \frac{N}{\sqrt{T_{t2}}}$  sont déterminées et  $\frac{\Delta T_{t24}}{T_{t2}}$  peut être calculé à partir de l'équation (V ; 7)
- (b) Si une valeur de  $\frac{P_{t5}}{P_{t7}}$  est supposée, la valeur de  $\frac{D \sqrt{T_{t5}}}{P_{t5}}$  peut être obtenue à partir de la caractéristique de turbine, permettant d'obtenir le rapport  $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$  de la température à partir de l'équation de compatibilité des débits (V ; 3).
- (c) Cette valeur de  $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$  peut maintenant être employée pour calculer  $\frac{N}{\sqrt{T_{t5}}}$  de l'équation (V ; 1).
- (d) Avec  $\frac{N}{\sqrt{T_{t5}}}$  et le  $\frac{P_{t5}}{P_{t7}}$  connu, le rendement de la turbine peut être obtenue à partir de la caractéristique de la turbine.
- (e) La baisse de la température adimensionnelle  $\frac{\Delta T_{t57}}{T_{t5}}$  peut être calculée à partir de l'équation (V ; 6) et être employée dans l'équation (V ; 5) pour calculer une autre valeur de  $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$

(f) Cette deuxième valeur de  $\frac{T_{15}}{T_{12}}$  en général ne sera pas conforme à la première valeur obtenue à partir de l'équation (V, 3), indiquant que la valeur supposée du rapport  $\frac{P_{15}}{P_{17}}$  de pression est inadmissible pour un point de fonctionnement.

(g) Une nouvelle valeur de  $\frac{P_{15}}{P_{17}}$  doit maintenant être assumée et les calculs ci-dessus répétés jusqu'à ce que la même valeur de  $\frac{T_{15}}{T_{12}}$  soit obtenue à partir des équations (V, 3) et (V, 5)

(h) L'accord signifie que le point de fonctionnement de la turbine est compatible avec le point de fonctionnement du compresseur choisi à l'origine quand l'écoulement de carburant doit produire la valeur réitérée de  $\frac{T_{15}}{T_{12}}$

(i) On continue les calculs jusqu'au niveau de la tuyère avec les conditions de sortie du générateur de gaz et avec la donnée de l'efficacité de la tuyère, on peut avoir la pression totale et la température totale à la sortie du moteur

$$T_{110} = T_{17}$$

$$P_{110} = \text{eff}_{110} \cdot P_{17}$$

On calcule le débit réduit à la sortie de la tuyère par l'équation suivante :

$$\frac{D \sqrt{T_{110}}}{P_{110}} = \frac{D \sqrt{T_{15}}}{P_{15}} \frac{P_{15}}{P_{17}} \frac{P_{17}}{P_{110}} \sqrt{\frac{T_{110}}{T_{15}}} \dots \dots \dots (V,8)$$

Où

$$\sqrt{\frac{T_{110}}{T_{15}}} = \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta T_{157}}{T_{15}}\right)} \dots \dots \dots (V,9)$$

Et

$$\frac{\Delta T_{157}}{T_{15}} = \eta_t \left[ 1 - \left( \frac{P_{15}}{P_{17}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \dots \dots \dots (V,10)$$

On calcule le rapport de pression à la sortie de la tuyère par l'équation suivante :

$$\frac{P_{110}}{P_a} = \frac{P_{12}}{P_{11}} \frac{P_{14}}{P_{12}} \frac{P_{15}}{P_{14}} \frac{P_{17}}{P_{15}} \frac{P_{110}}{P_{17}} \dots \dots \dots (V,11)$$

Et avec la caractéristique de la tuyère on trouve, une deuxième fois le débit réduit au niveau de la tuyère, si ce débit est égale à celui trouvé de l'équation (V, 8), alors le point choisit est un point de fonctionnement pour tous les composants du moteur, et on calcule les performances du moteur en ce point sélectionné.

Le procédé est récapitulé dans l'organigramme (voir Annexe A.3.3)

La méthode que nous venons d'effectuer avait pour but de faire comprendre qu'il est possible en disposant uniquement des caractéristiques du compresseur, de la turbine et de la tuyère de déterminer les points de fonctionnement du moteur pour différents régimes sélectionnés en appliquant la méthode décrite ci-dessus.

Ce pendant pour notre cas nous allons utiliser les différentes équations qui nous ont servi à tracer les différentes caractéristiques pour pouvoir déterminer les points de fonctionnement possibles

### V.3.PREDICTION DE LA LIGNE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR PAR LE CALCUL AEROTHERMODYNAMIQUE:

Les points de fonctionnement stables de l'ensemble compresseur turbine ne pourront être dans n'importe quel endroit du diagramme compresseur, mais seront forcément sur une ligne correspondante à un équilibre des puissances mises en jeu de part et d'autre de l'arbre compresseur-turbine par les phénomènes aérothermodynamiques qui s'y découlent.

Pour vérifier l'existence du point de fonctionnement et le déterminer s'il existe on continue les calculs des paramètres à partir de la station (5) jusqu'à la station (10), ce pendant pour notre cas on effectue l'itération sur la richesse en carburant  $f$  définie par :

$$f = \frac{D_c}{D} \dots\dots\dots (V;12)$$

Où :  $D_c$  est le débit carburant injecté dans la chambre de combustion et  $D = D_2 = D_4$  : le débit d'air à la sortie du compresseur

#### V.3.1 Chambre de combustion (4,5) :

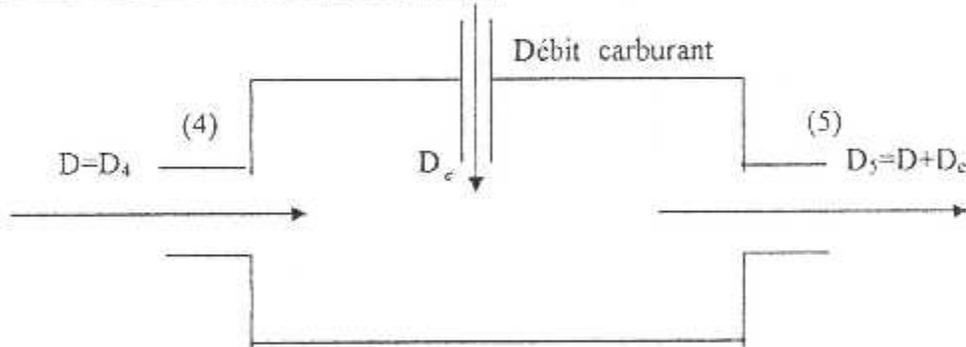


Fig.V.1 La Chambre de combustion simplifiée

Avec l'itération sur la richesse et en utilisant la conservation du débit, on peut avoir le débit  $D_5$  à l'entrée de la turbine par la relation suivante :

$$D_5 = D_4 + D_c \Rightarrow D_5 = D.(1 + f) \dots\dots\dots (V;13)$$

Avec la conservation de l'énergie au niveau de la chambre de combustion on aura :

$$D.C_p.Tt_4 + \eta_b.D_c.H_f = D.(1 + f).C_p.Tt_5 \dots\dots\dots (V;14)$$

et connaissant  $\eta_b$  ,  $f$  on détermine  $Tt_5$  par la formule suivante :

$$Tt_5 = \frac{Tt_4}{\sigma.(1 + f)} + \frac{\eta_b.f.H_f}{(1 + f).C_p} \dots\dots\dots (V;15)$$

Avec  $(\sigma = \frac{C_{p5}}{C_{p4}})$

Avec l'efficacité de la chambre de combustion on peut trouver la pression totale à l'entrée de la turbine par la relation :

$$P_{t5} = P_{t4} \cdot \text{eff}_{45} \dots \dots \dots (V.16)$$

( $\text{eff}_{45} = 0.95$ )

La formule de la masse volumique de l'écoulement s'ensuit directement :

$$\rho_{t5} = \frac{P_{t5}}{r \cdot T_{t5}} \dots \dots \dots (V.17)$$

Au cours de l'itération sur la richesse  $f$ , on fixe une température maximale  $T_{\text{max}}$  à l'entrée de la turbine ; si la température totale  $T_{t5}$  calculée dépasse  $T_{\text{max}}$ , on stoppe l'itération sur  $f$  et on choisit une autre valeur du nombre de mach pour reprendre les mêmes calculs.

Le nombre de mach à l'entrée de la turbine sera calculé par la formule suivante du débit :

On sait que  $D_5 = \rho_5 \cdot A_5 \cdot V_5$

Après avoir effectué des transformations on trouve la relation suivante :

$$\frac{D_5}{A_5} = \frac{P_{t5} \cdot \sqrt{\gamma}}{\sqrt{r \cdot T_{t5}}} \cdot \frac{M_5}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_5^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \dots \dots \dots (V.18)$$

En tirant la valeur de  $M_5$ , on aura :

$$M_5 = \frac{D_5}{A_5} \left( \frac{\sqrt{r \cdot T_{t5}}}{P_{t5} \sqrt{\gamma}} \right)^{\frac{2(\gamma-1)}{\gamma+1}} \dots \dots \dots (V.19)$$

On calcule alors  $M_5$  par la méthode des approximations successives.

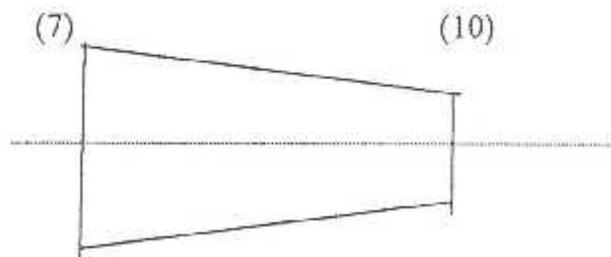
Après avoir calculé  $M_5$ , on peut avoir tous les autres paramètres à l'entrée de la turbine, et le même calcul sera effectué qu'avec celui effectué lors de la détermination des caractéristiques de la turbine (voir chapitre IV).

On passe maintenant au calcul de la puissance de la turbine après avoir déterminé tous les paramètres à la sortie de la turbine; cette puissance sera comparée à celle du compresseur, elle est notée  $P_{\text{uit}}$  et son expression sera :

$$P_{\text{uit}} = D \cdot C_p \cdot (1 + f) \cdot (T_{t5} - T_{t7}) \dots \dots \dots (V.20)$$

Si  $P_{\text{uit}} = P_{\text{uic}}$  alors on passe au niveau de la tuyère pour la compatibilité des débits sinon on adopte une autre valeur de la richesse  $f$

**V.3.2 La tuyère (7,10):**



$$A_{10} = (\pi \cdot 12.5^2) / 4 = 122.718 \text{ cm}^2$$

**FIG.V.2 La tuyère**

$$P_{t10} = P_{t1} \cdot \text{eff}_{\eta 10} \dots\dots\dots (V ; 21)$$

$$T_{t10} = T_{t1} \dots\dots\dots (V ; 22)$$

Pour déterminer  $M_{10}$  et  $P_{10}$ , on fait le test de criticité de la tuyère :

$$\Gamma = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \text{ pour } \gamma = \frac{4}{3} \Rightarrow \Gamma = \left(\frac{7}{6}\right)^4 \dots\dots\dots (V ; 23)$$

$$\text{Si } \frac{P_{t10}}{P_{t1}} = \frac{P_{t10}}{P_{atm}} \geq \Gamma \quad ; \quad M_{10} = 1 \quad \text{et} \quad P_{10} = \frac{P_{t10}}{\Gamma} \quad (\text{tuyère critique})$$

$$\text{Si } \frac{P_{t10}}{P_{t1}} = \frac{P_{t10}}{P_{atm}} < \Gamma \quad ; \quad P_{10} = P_{atm} = P_{t1} \quad \text{et} \quad M_{10} = \left[6 \cdot \left(\left(\frac{P_{t10}}{P_{10}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right)\right]^{0.5} \dots\dots\dots (V ; 24)$$

Finalement on fait le test d'égalité du débit réduit à la station (10) :

$$\text{Débit réduit (10) de la géométrie de la tuyère : } D_{r10}' = \frac{37.203 \cdot M_{10} \cdot A_{10}}{(M_{10}^2 + 6)^{0.5}} \dots\dots\dots (V ; 25)$$

$$\text{Débit réduit (10) du couplage avec la turbine : } D_{r10} = \frac{D(1+f)\sqrt{T_{t10}}}{P_{t10}} \dots\dots\dots (V ; 26)$$

Si  $D_{r10}' \neq D_{r10}$  : le  $M_1$  et le  $f$  sélectionnés ne présentent pas un point de fonctionnement.

Si :  $D_{r10}' = D_{r10}$  : le  $M_1$  et le  $f$  sélectionnés présentent le point de fonctionnement pour le régime réduit sélectionné.

Après la détermination du point de fonctionnement, on affiche les performances du moteur correspondant aux paramètres calculés à ce point.

Le procédé est récapitulé dans l'organigramme (voir Annexe A.3.2), cet organigramme comportera en première partie la procédure de programmation pour le traçage du champ compresseur, et la deuxième partie est consacrée à la procédure de détermination des points de fonctionnement

#### V.4 TRACAGE DE LA LIGNE DE FONCTIONNEMENT DANS LE CHAMP DU COMPRESSEUR:

Pour chaque point de fonctionnement du régime réduit sélectionné, on associe les coordonnées  $(D_{r2f}, \Pi_{42f})$  et à l'aide du logiciel d'interpolation, on trace  $\Pi_{42f} = f(D_{r2f})$ , dans notre cas le logiciel utilisé est le Graf Win pour le traçage des courbes.

Pour tracer la ligne de fonctionnement rendement dans les variations des rendements isentropiques du compresseur, le même raisonnement mais pour chaque point de fonctionnement du régime réduit sélectionné on associe  $(D_{r2f}, \eta_{42f})$  et à l'aide du logiciel d'interpolation, on trace  $\eta_{42f} = f(D_{r2f})$

La ligne de fonctionnement possèdera une limite supérieure qui correspond à la limite du régime de fonctionnement maximale conditionnée par la température maximale autorisée dans la chambre de combustion

## V.5 DETERMINATION DES PERFORMANCES HORS ADAPTATION DU MOTEUR :

Dans notre cas, la richesse en carburant  $f$  est la seule variable pour l'étude des performances hors adaptation du moteur, donc pour un  $f$  sélectionné ; on trouve toutes les performances par la lecture sur des graphes.

Soit  $X$  une performance du moteur sélectionnée pour un point de fonctionnement déterminé, on associe les coordonnées  $(f, X)$  et par l'interpolation, on trace la fonction  $X=X(f)$ , (La grandeur  $X$  en fonction de la richesse  $f$ ; avec  $f$  une variable croissante), en vue de l'étude de l'évolution de  $X$  dans la plage de la variation de la richesse.

Les performances à étudier sont :

1. Le Régime de rotation  $N$ ,  $N=N(f)$ .
2. La Température Totale après la combustion  $Tt_5$ ,  $Tt_5=Tt_5(f)$ .
3. Le rendement isentropique du compresseur  $\eta_{pc}$ ,  $\eta_{pc}=\eta_{pc}(f)$ .
4. le taux de compression du compresseur  $\Pi_c$ ,  $\Pi_c=\Pi_c(f)$ .
5. Le rendement isentropique de la turbine  $\eta_{tt}$ ,  $\eta_{tt}=\eta_{tt}(f)$ .
6. la puissance fournie par la turbine  $P_{uit}$ ,  $P_{uit}=P_{uit}(f)$ .
7. Le débit à l'entrée  $D$ ,  $D=D(f)$ .
8. Le Mach à l'entrée (1) d'air,  $M_1=M_1(f)$ .
9. La Vitesse à l'entrée (1),  $V_1=V_1(f)$ .
10. Le Mach à la sortie (10),  $M_{10}=M_{10}(f)$ .
11. La Vitesse de sortie (10),  $V_{10}=V_{10}(f)$ .
12. La poussée  $F = \iint_{sc} \rho \vec{V} \cdot (\vec{V} \cdot d\vec{s}) = D \cdot [(1+f)V_{10} - V_1] + (P_{10} - P_{atm}) \cdot A_{10} + (P_1 - P_{atm}) \cdot A_1$ ,

$$F=F(f).$$

13. Le rapport :  $\frac{P_0}{P_{atm}}$  en fonction de la richesse  $f$ .

14. Poussée spécifique :  $P_s = \frac{F}{D} = P_s(f)$ .

15. Consommation spécifique :  $C_x = \frac{D_c}{F} = C_x(f)$ .

16. le rendement thermique du moteur :  $\eta_{th} = \frac{0.5 \cdot D \cdot [(1+f)V_{10}^2 - V_1^2] - (P_1 - P_{atm}) \cdot A_1 \cdot V_1}{D_c \cdot H_f}$

Pour le rendement de propulsion :  $\eta_{prop} = \frac{F \cdot V_0}{0.5 \cdot D \cdot [(1+f)V_{10}^2 - V_1^2] - (P_1 - P_{atm}) \cdot A_1 \cdot V_1} = 0$

puisque :  $V_0=0$ , le moteur ne se déplace pas (banc d'essais).

## V.6 POINT NOMINAL DU MOTEUR :

Le point nominal sera défini dans le champ du compresseur comme l'intersection de la ligne le fonctionnement et la ligne d'adaptation du compresseur, à chaque point de fonctionnement, il correspond un rendement isentropique du compresseur et un débit de carburant  $D_c$  (par conséquent le richesse  $f$ ). Le rendement isentropique du compresseur

augmente jusqu'au point nominal ou il est maximal puis il baisse jusqu'à la limite inférieure. Dans notre cas la détermination des performances au point nominale n'est possible que sur le graphe. Les constructeurs étudient et dimensionnent leur produits au point nominale qui rassemble le maximum d'avantages, d'où son intérêt.

## V.7 LES PAS DES ITERATIONS

1. pour les régimes réduits  $Nr$  :

Lors du calcul on sélectionne un régime minimum  $Nr_{min}$  et un régime maximal  $Nr_{max}$  finalement pour avoir le pas entre le  $Nr_{min}$  et le  $Nr_{max}$  on procède comme suit :

$$\Delta Nr = \frac{Nr_{max} - Nr_{min}}{n-1}$$
 avec :  $n$  ( $n \geq 3$ ) le nombre de régimes réduits sélectionnés. ( pour mon cas j'ai pris  $n=7$ )

2. Pour l'itération de  $M_1$  on a pris le pas égal à 0.01

3. Pour la richesse  $f$  le pas est égal à 0.001

# CHAPITRE VI

## **RESULTATS ET INTERPRETATION**

## VI.1 CHAMPS DU COMPRESSEUR

- La figure VI.1 représente le champ du compresseur dont on a représenté la ligne de fonctionnement du moteur et la ligne d'adaptation à l'intérieur de ce champ et dont l'intersection de ces deux lignes donne le point nominal (point d'adaptation ou point de performance optimale), plus le régime augmente, plus la ligne iso-vitesse (iso-régime) a tendance à devenir verticale, cela se traduit par le blocage en débit. Donc d'après les informations données par le traçage des courbes, il est plus avantageux de faire fonctionner le moteur à des régimes de rotation élevés (près du régime nominal) pour éviter généralement le pompage car pour notre cas, plus le régime devient faible; plus la ligne de fonctionnement a tendance à couper la ligne de pompage.

Ceci s'explique par le fait qu'avec un régime bas, le débit aspiré par le compresseur diminue et les filets d'air décrochent provoquant ainsi le pompage. Pour optimiser le fonctionnement du moteur on a intérêt qu'il fonctionne au point nominal.

- La figure VI.2 représente la variation du rendement du compresseur en fonction du débit réduit pour différents régimes de rotation; la ligne joignant ces différents régimes est la ligne de fonctionnement rendement. On voit que cette ligne est croissante avec le régime, arrive à son maximum (point nominal) puis commence à chuter; tout point choisi sur chaque iso vitesse et qui ne coïncide pas avec cette ligne ne constitue pas un point stable

## VI.2 CHAMPS DE LA TURBINE

- La figure VI.3 est la représentation du débit réduit à l'entrée de la turbine en fonction du taux de détente. Pour différents régimes de rotation donnés, on remarque une augmentation du débit réduit avec le taux de détente dans le même sens; et à partir d'une certaine valeur le débit devient constant. Cela est due au fait que la section du distributeur de la turbine devient critique, c'est-à-dire, quand le nombre de Mach est égal à l'unité on parle alors du phénomène de blocage en débit.

- La figure VI.4 est la représentation du rendement isentropique de la turbine en fonction du taux de détente pour différents régimes de rotation, sur cette courbe, on remarque qu'avec la variation du nombre de Mach et pour un régime de rotation donné le rendement isentropique de la turbine augmente jusqu'à un maximum qui correspond ici au point d'adaptation (point de rendement maximum), puis commence à chuter légèrement et devient pratiquement constant.

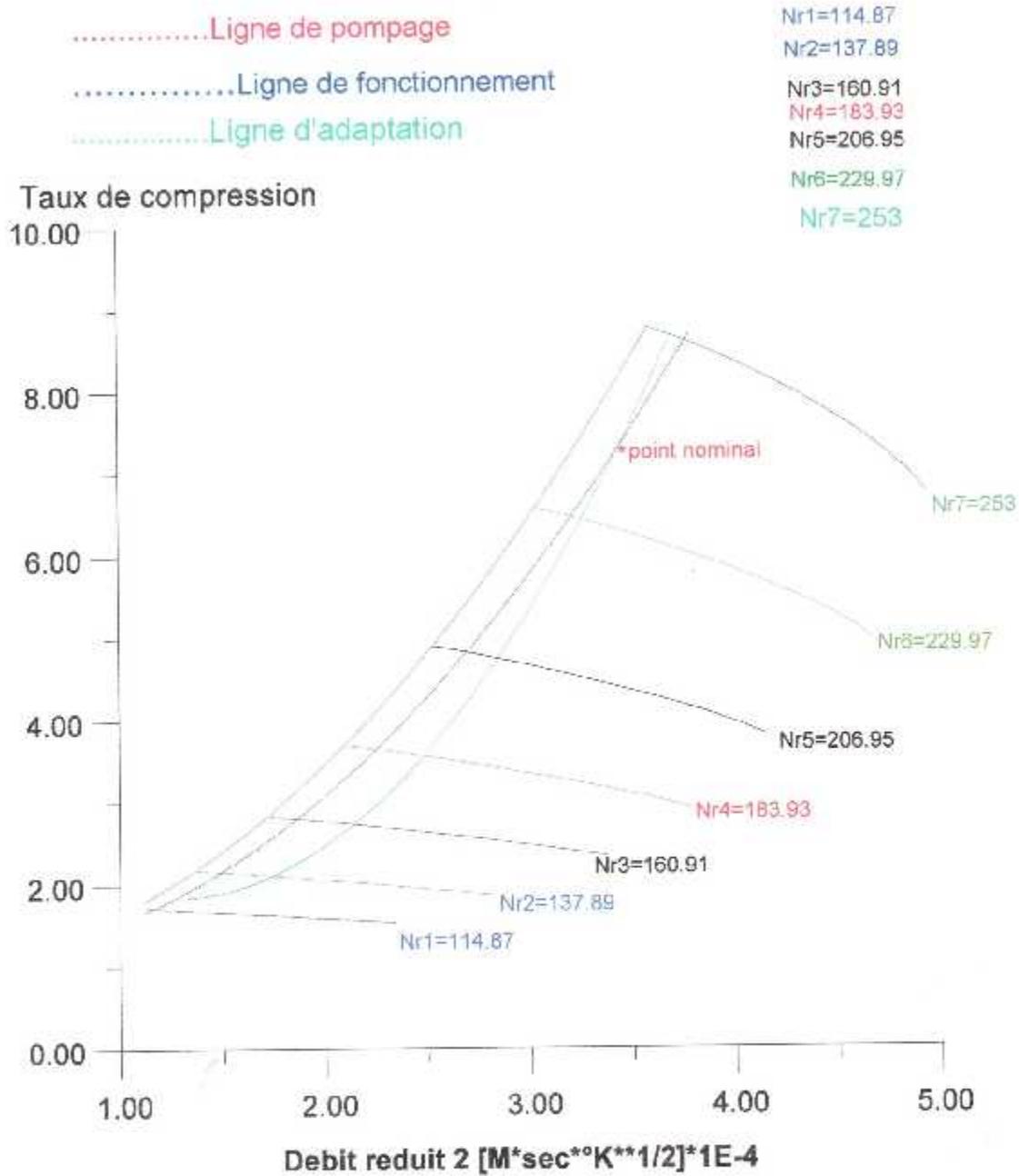
- La figure VI.5 est la représentation de la charge de la turbine en fonction du débit réduit. Une pratique courante consiste, pour écarter les iso vitesses et pouvoir tracer les iso rendements, à représenter la charge de la turbine, ou ce qui est équivalent à  $\frac{\Delta H_T}{T_{15}}$ , en fonction

du régime  $N_{r5}$  et du produit  $D_{r5} \cdot N_{r5}$ . On voit bien que ce champ est limité vers les  $\frac{\Delta H_T}{T_{15}}$  élevés par la limite de puissance qui correspond à la charge maximale que peut fournir la turbine.

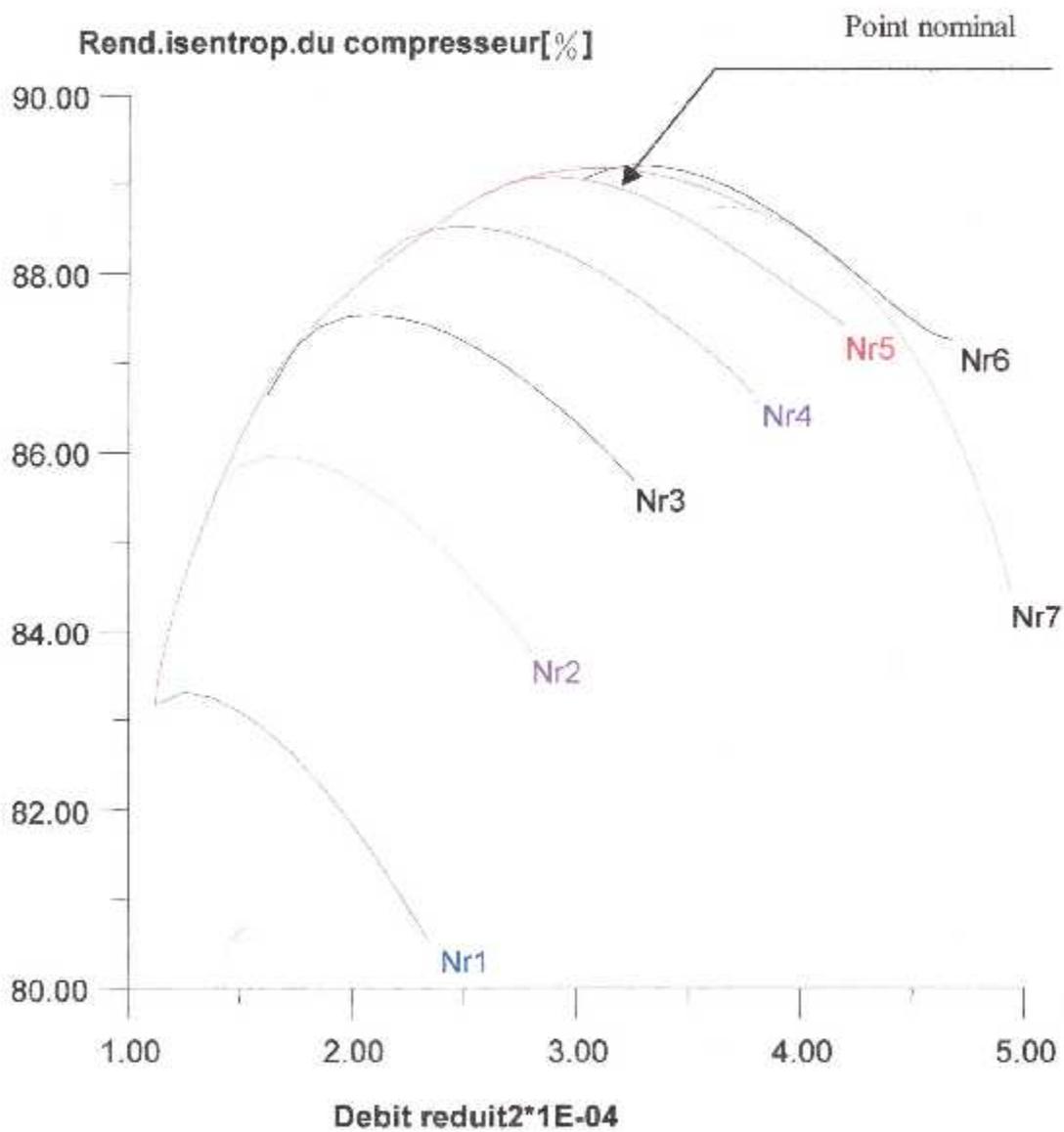
## VI.3 PERFORMANCES DU MOTEUR EN HORS ADAPTATION

- Les figures (VI.6 à VI.22) représentent les performances du moteur en fonction de la

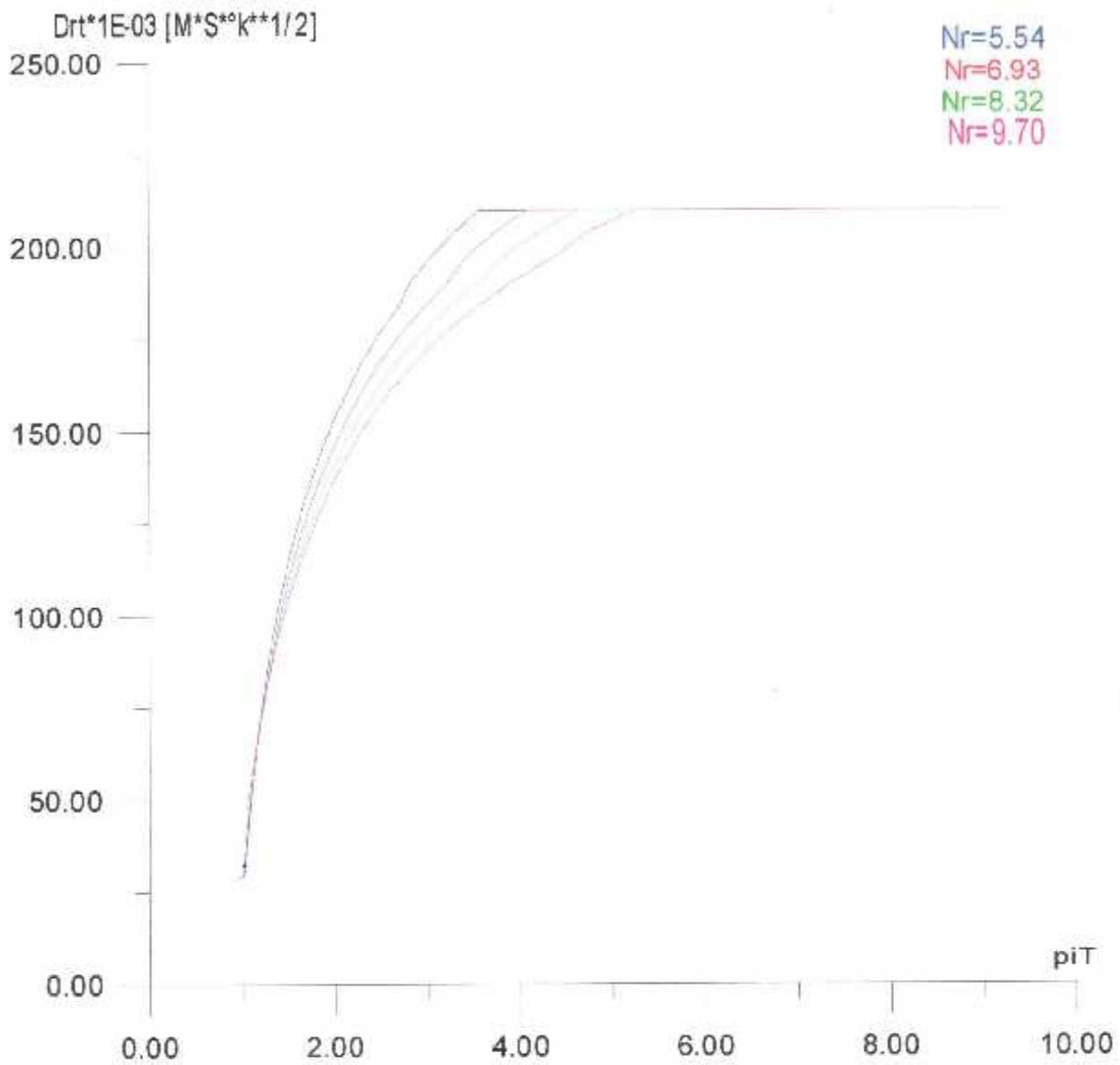
richesse en carburant injecté dans la chambre de combustion, on remarque une augmentation de ces performances en fonction de la richesse en carburant ce qui est tout à fait logique dans la réalité où le moteur fonctionne. Quand à la consommation spécifique on remarque qu'elle décroît en augmentant la richesse; arrive à un minimum (point nominal) qui correspond au maximum de rendement, ce qui est vraiment intéressant car on souhaite avoir un minimum de consommation pour un maximum de poussée. Quand à la courbe de rendement du compresseur en fonction de la richesse, on remarque là aussi une augmentation, arrive à son maximum (point nominal) puis commence à décroître. Pour la variation du rapport de pression  $\frac{P_{10}}{P_a}$  en fonction de la richesse, elle est constante; cela veut dire que la tuyère fonctionne pratiquement en subsonique car nous avons considéré que tant que le taux de détente reste relativement faible la pression  $P_{10} = P_a$ .



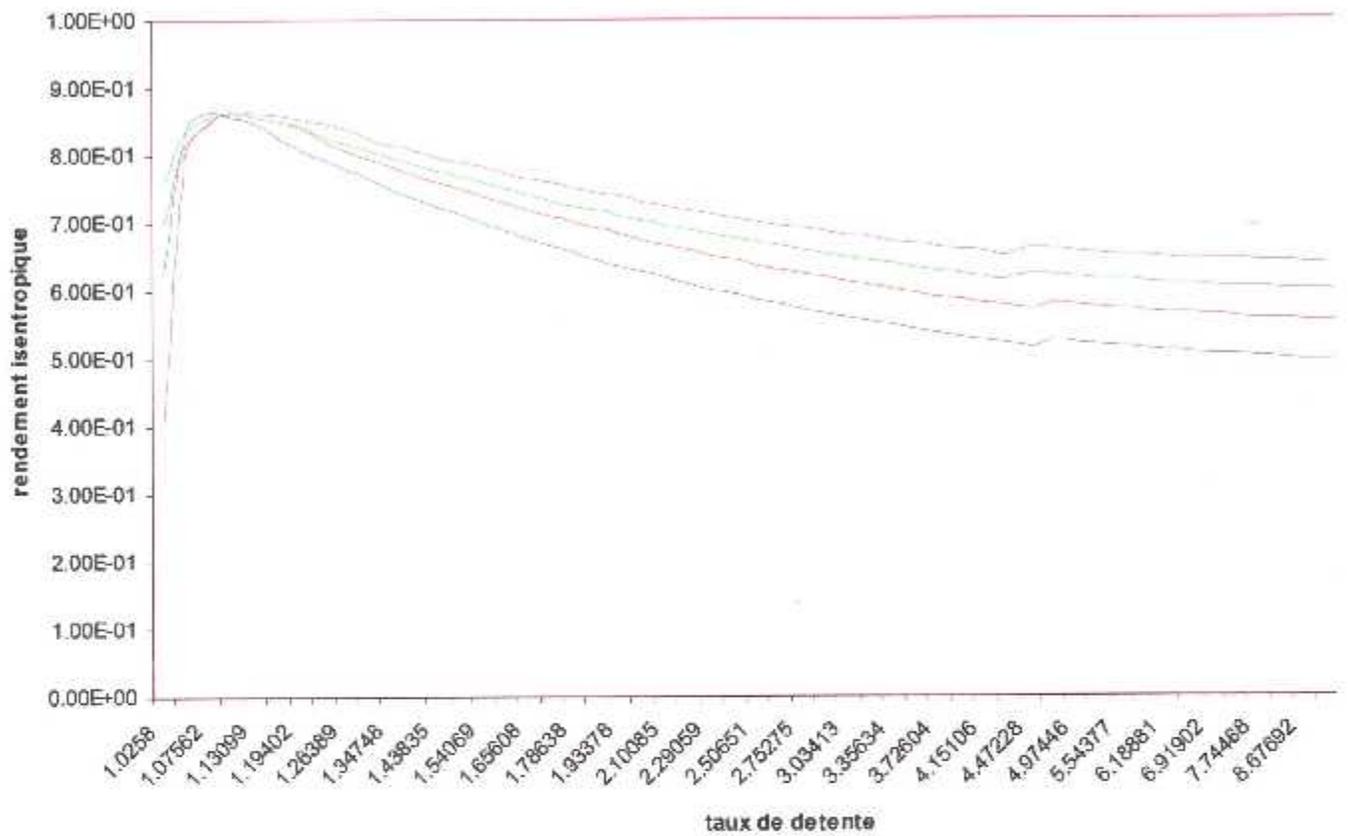
**FIG VI.1** Variation du taux de compression en fonction du débit réduit 2 pour différents régimes réduits [rad/sec\*\*°K\*\*1/2]



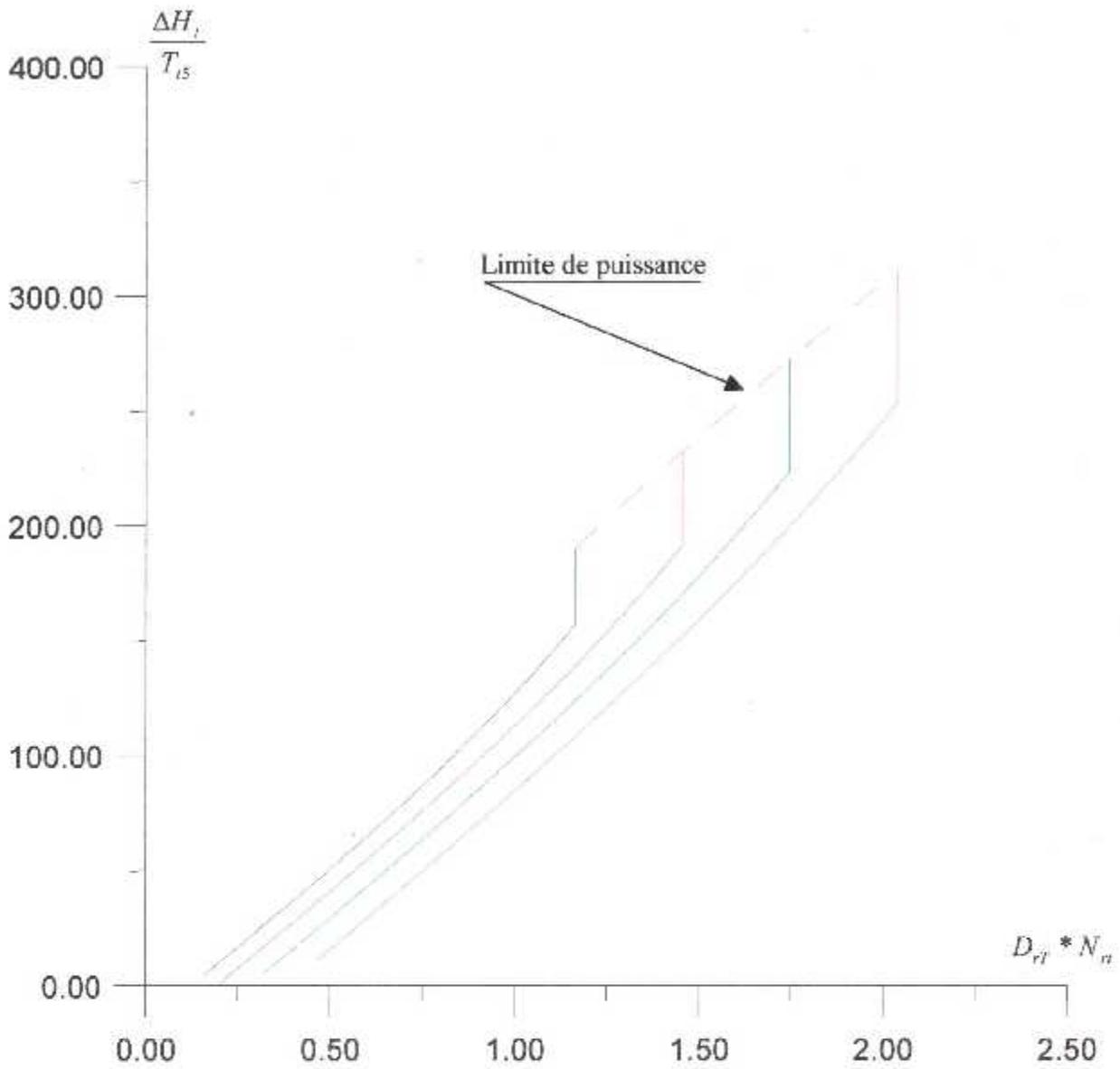
**FIG.VI.2 Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction du débit réduit 2 pour différents régimes réduits**



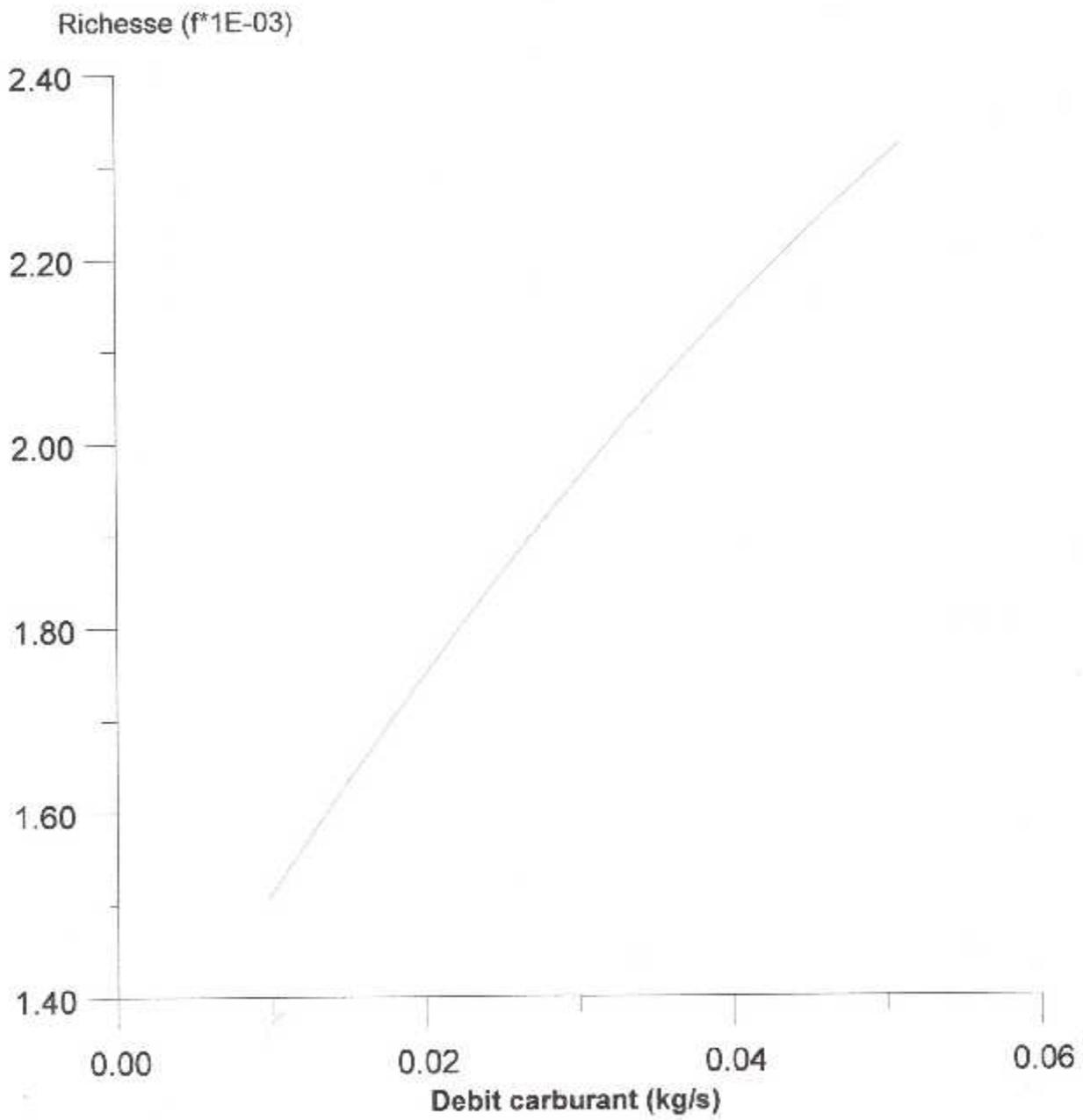
**FIG VI.3 Représentation du débit réduit de la turbine en fonction du taux de détente pour des régimes réduits  $[\text{tr}/^\circ\text{k}^{1/2}]$**



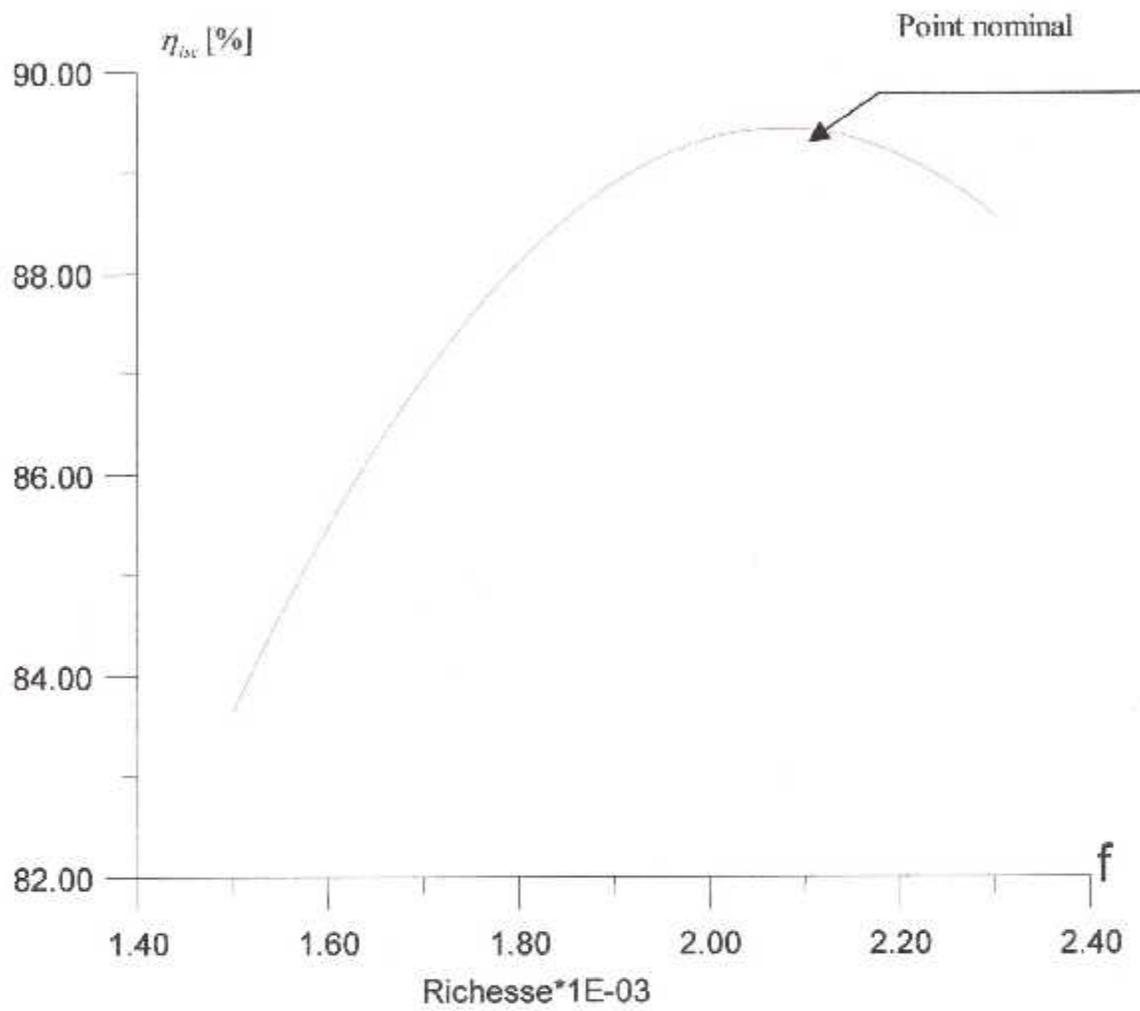
**FIG VI.4 représentation du rendement isentropique (RisT) de la turbine en fonction du taux de détente (PiT)**



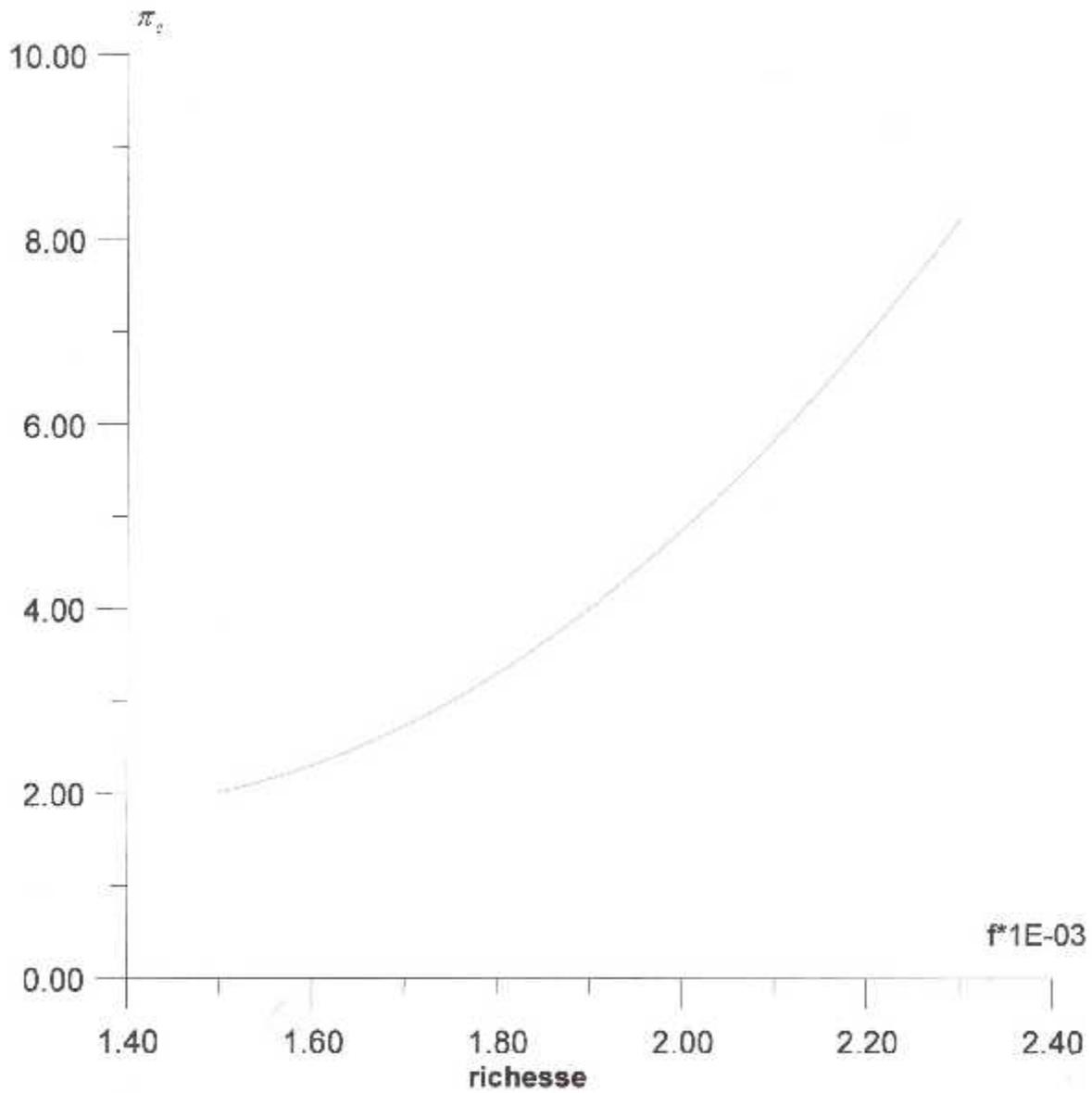
**FIG VI .5 Représentation de la charge  $dH_t/T_{t5}$  (J/kg°K) de la turbine en fonction du débit réduit  $D_{rt} * N_r$**



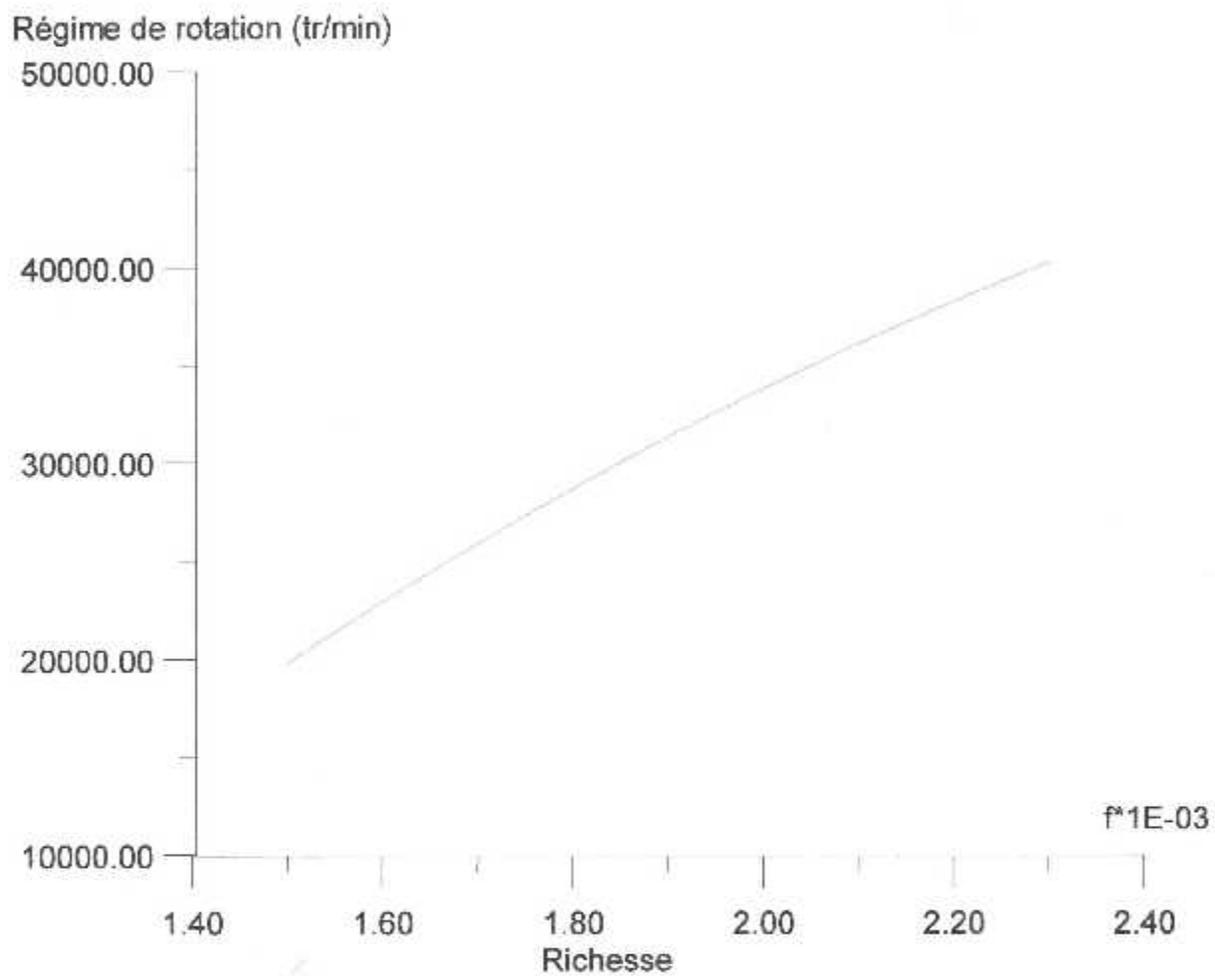
**FIG VI.6 La représentation de la richesse en fonction du débit carburant**



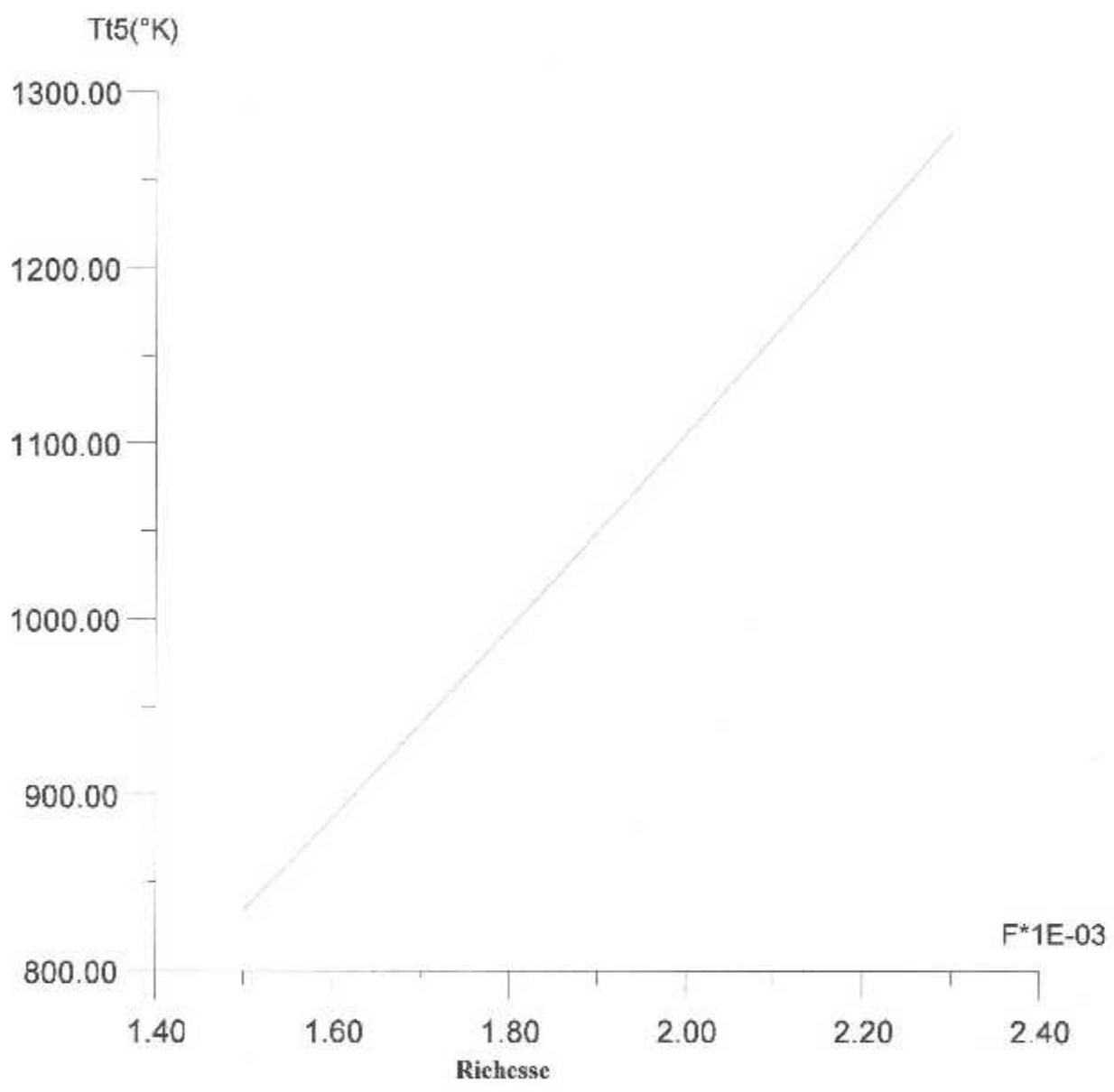
**FIG VI.7 Représentation du rendement isentropique du compresseur en fonction de la richesse**



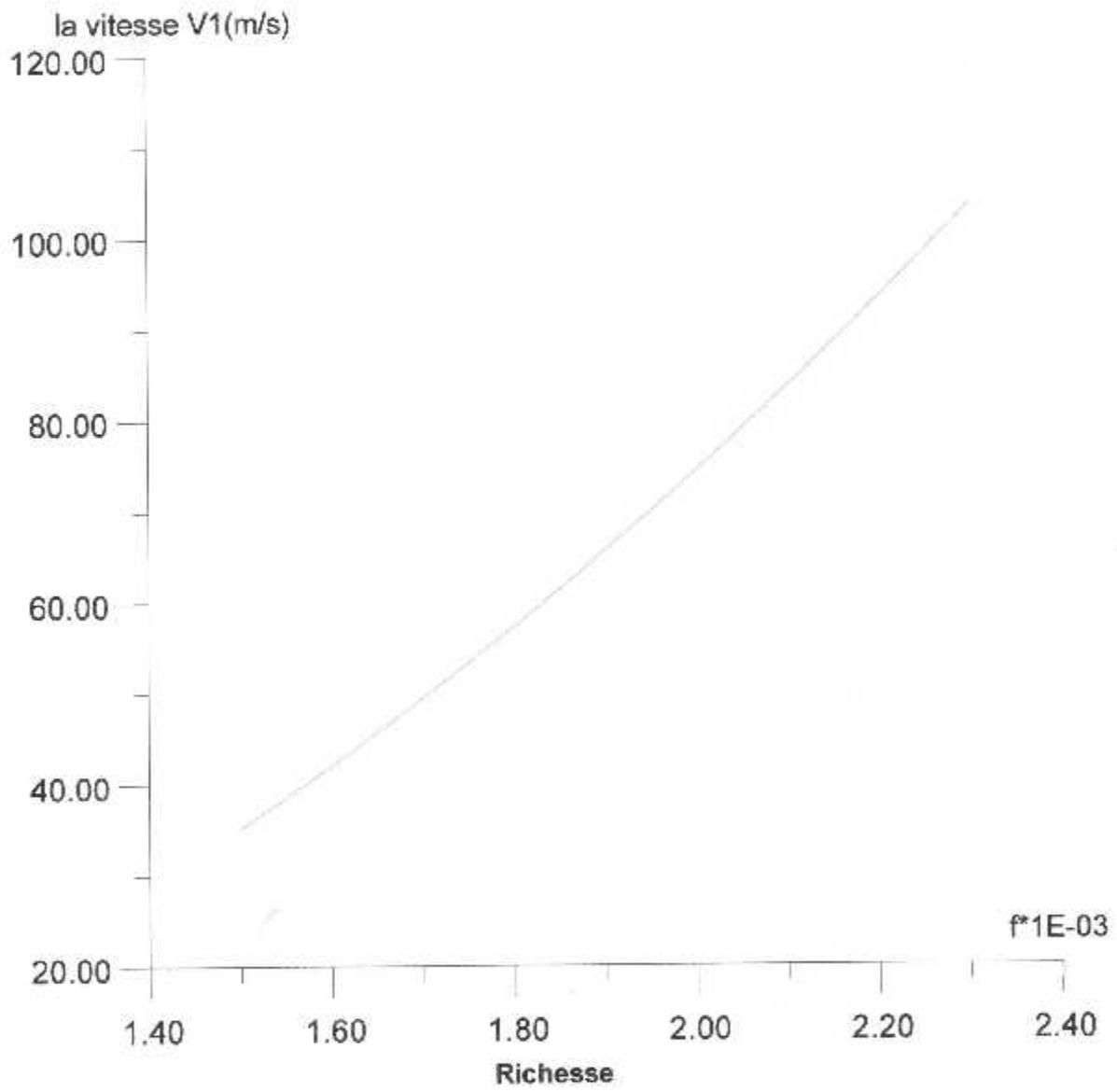
**FIG.VI.8 Variation du taux de compression en fonction de la richesse**



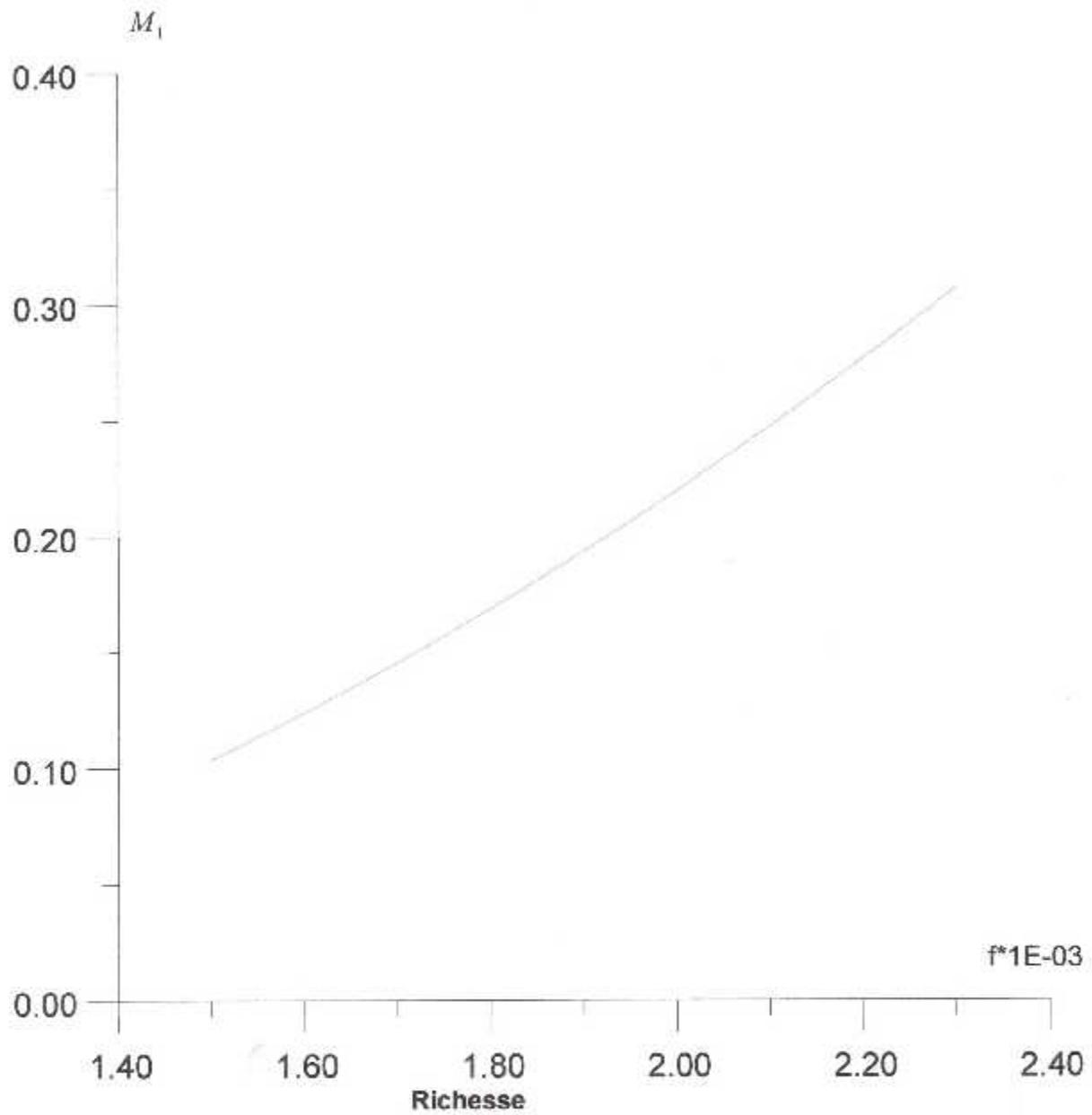
**FIG VI.9 variation du régime de rotation en fonction de la richesse**



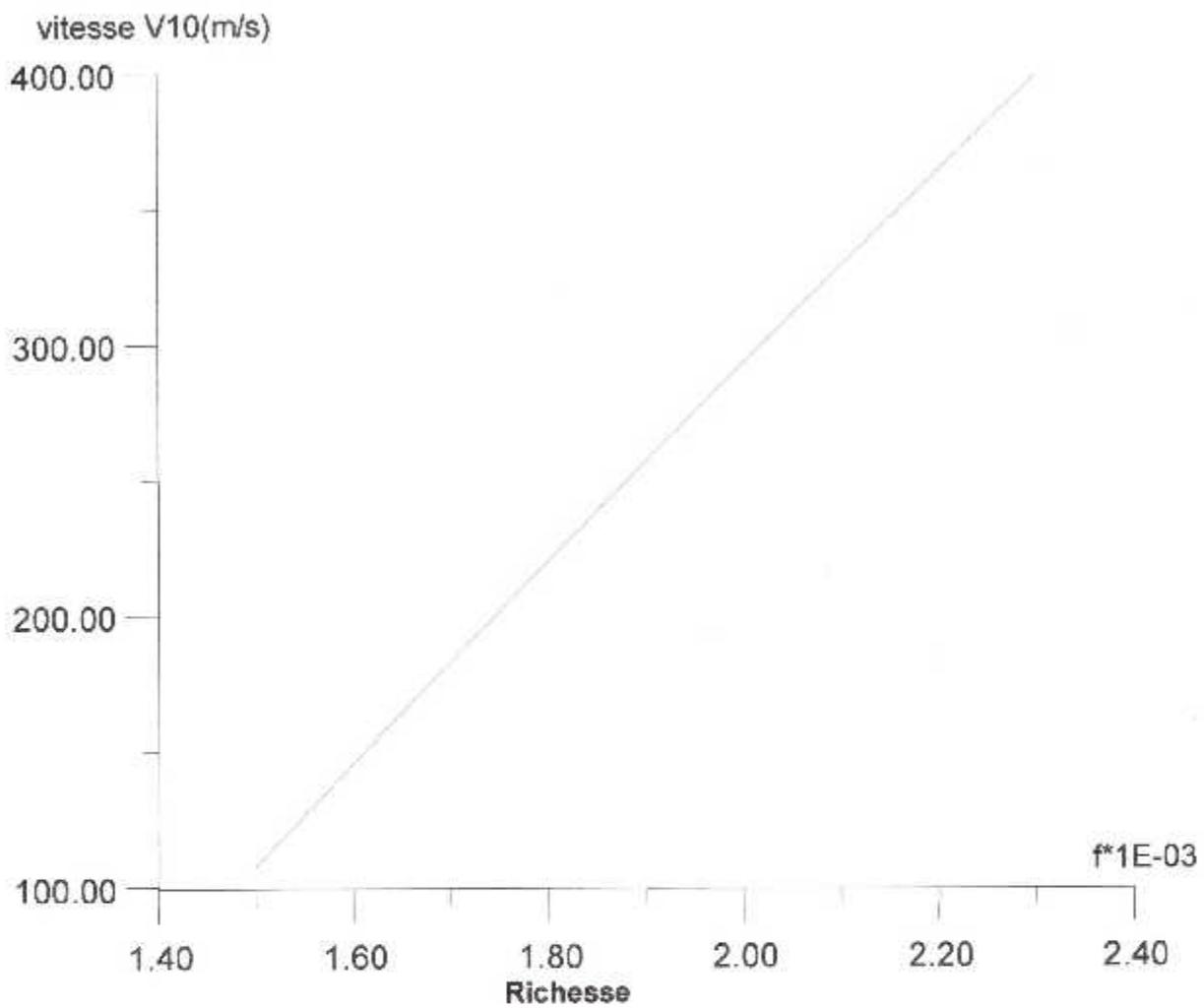
**FIG.VI.10 Variation de la température totale après la combustion en fonction de la richesse**



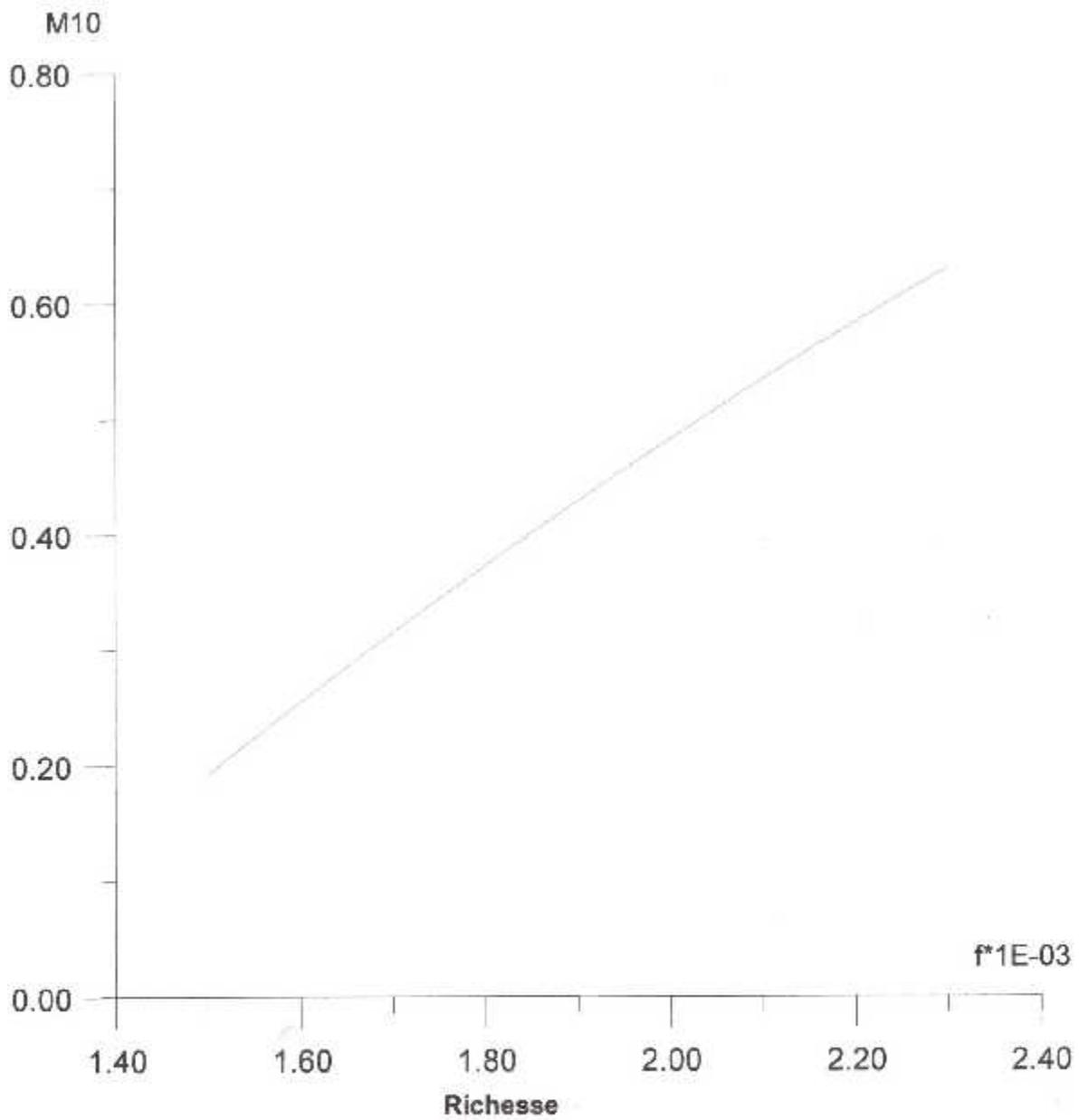
**FIG.VI.11 La représentation de la vitesse V1 à l'entrée du moteur en fonction de la richesse**



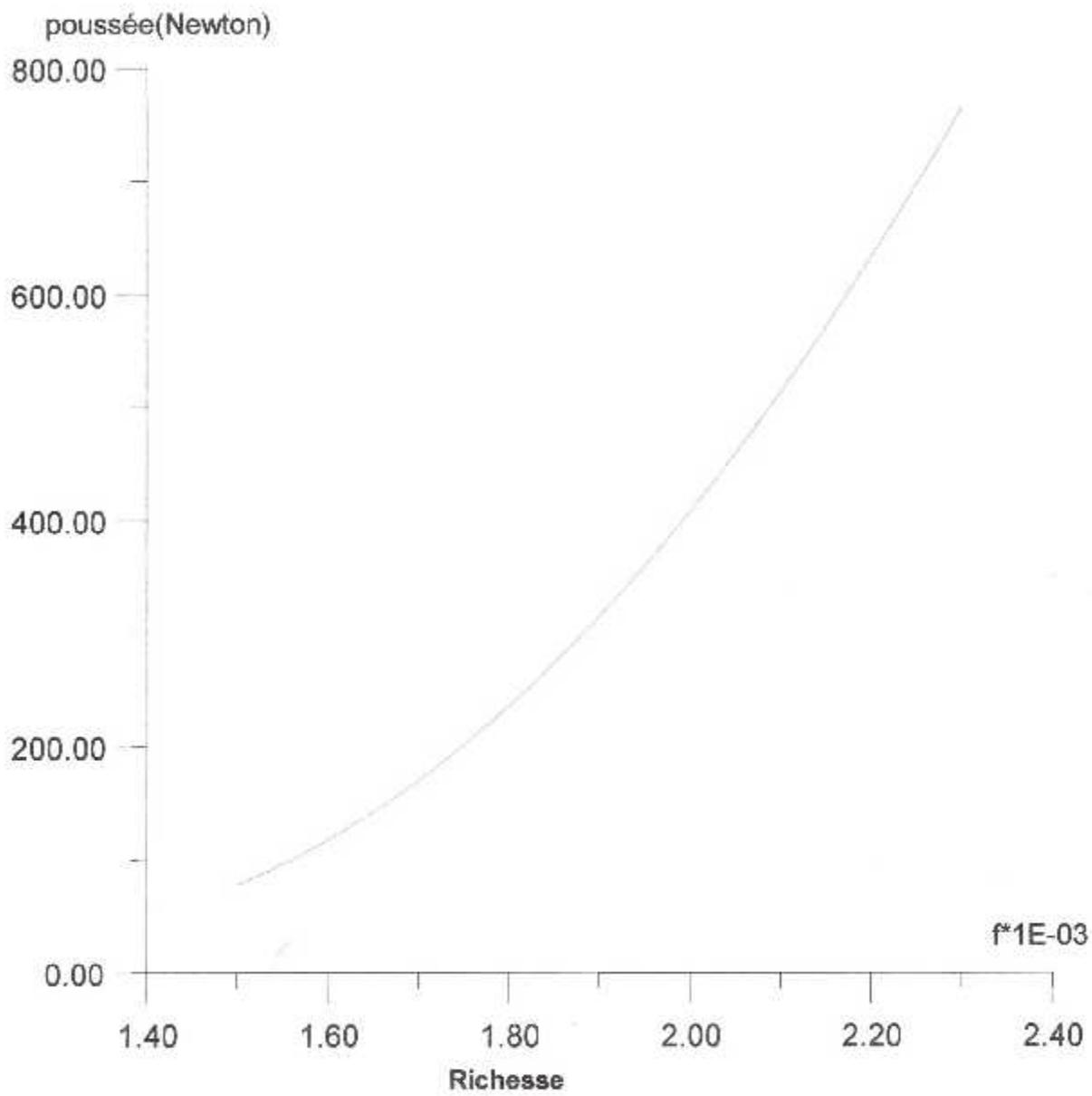
**FIG.VI.12 La représentation du nombre de mach  $M_1$  à l'entrée du moteur en fonction de la richesse**



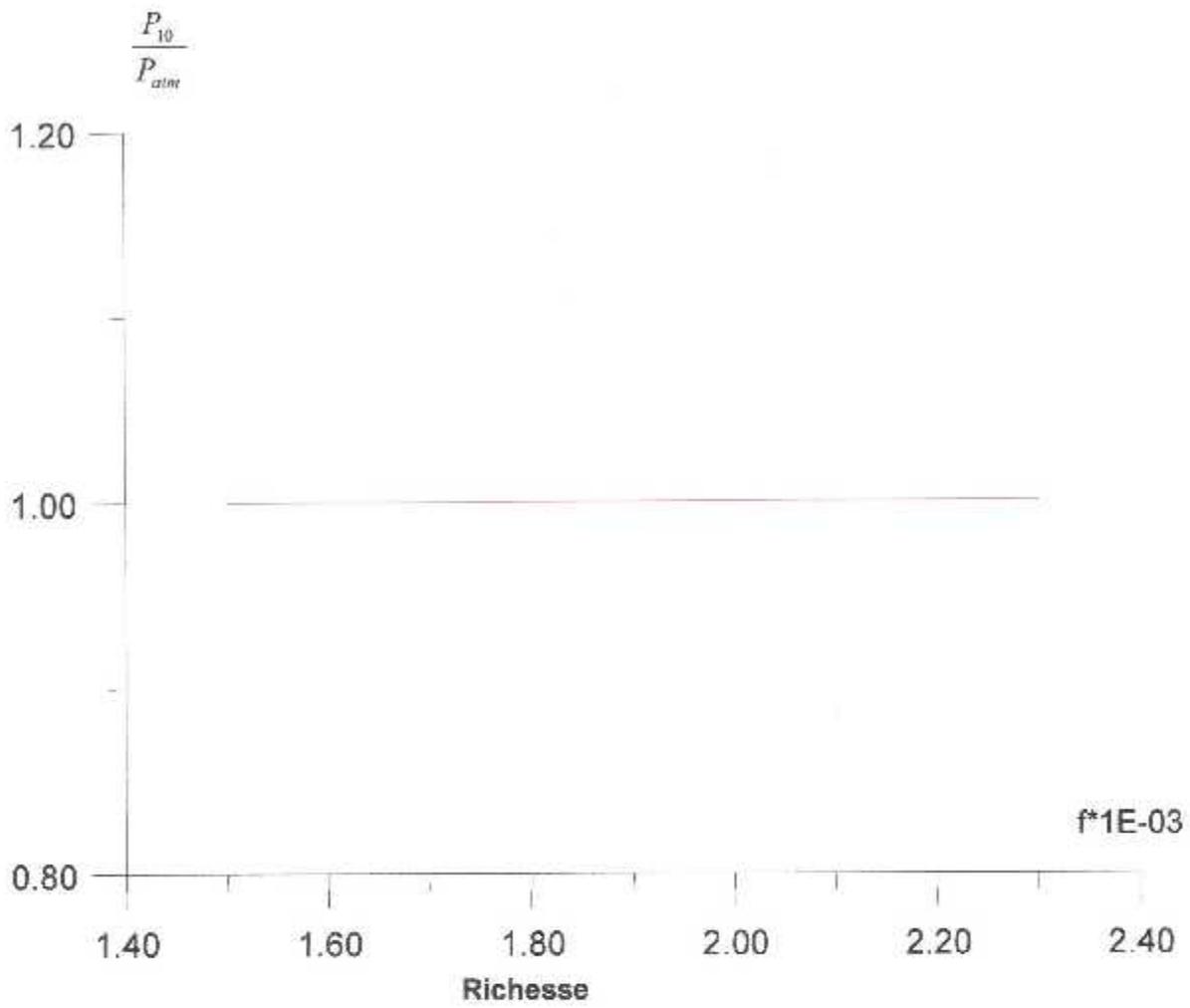
**FIG VL13 La variation de la vitesse V10 à la sortie de la tuyère en fonction de la richesse**



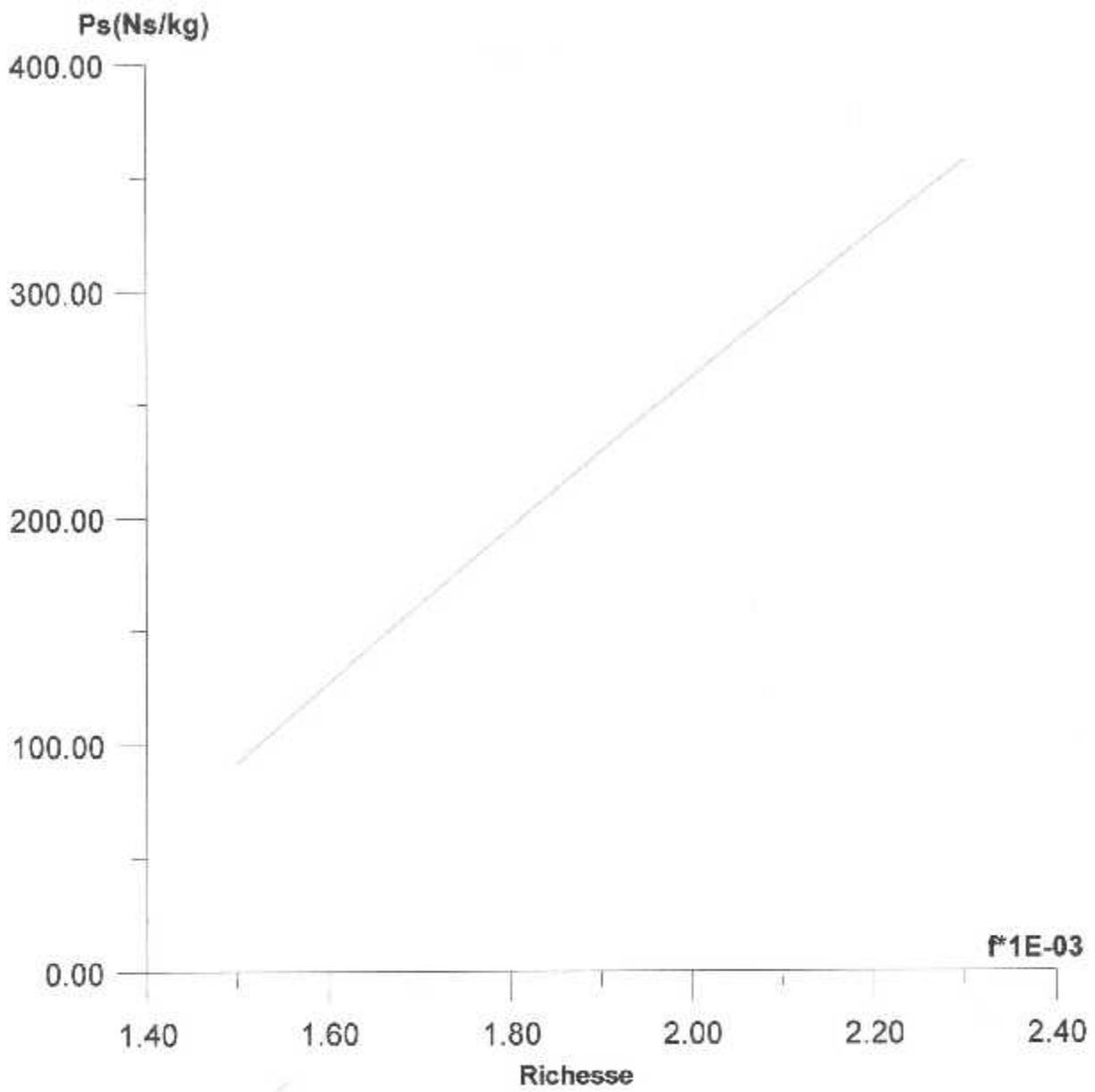
**FIG VI.14 La variation du mach M10 à la sortie de la tuyère en fonction de la richesse**



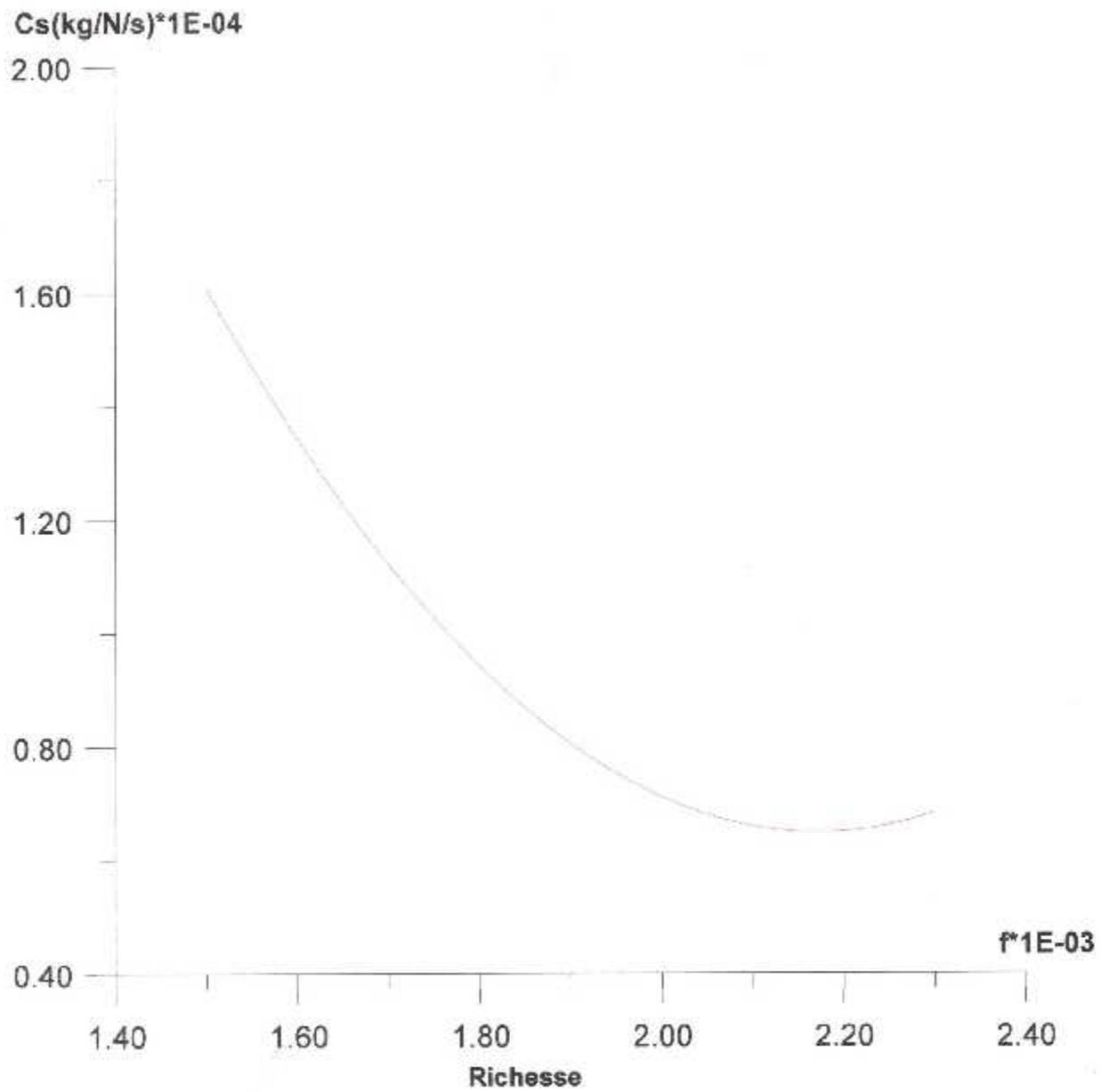
**FIG VI.15 Variation de la poussée en fonction de la richesse**



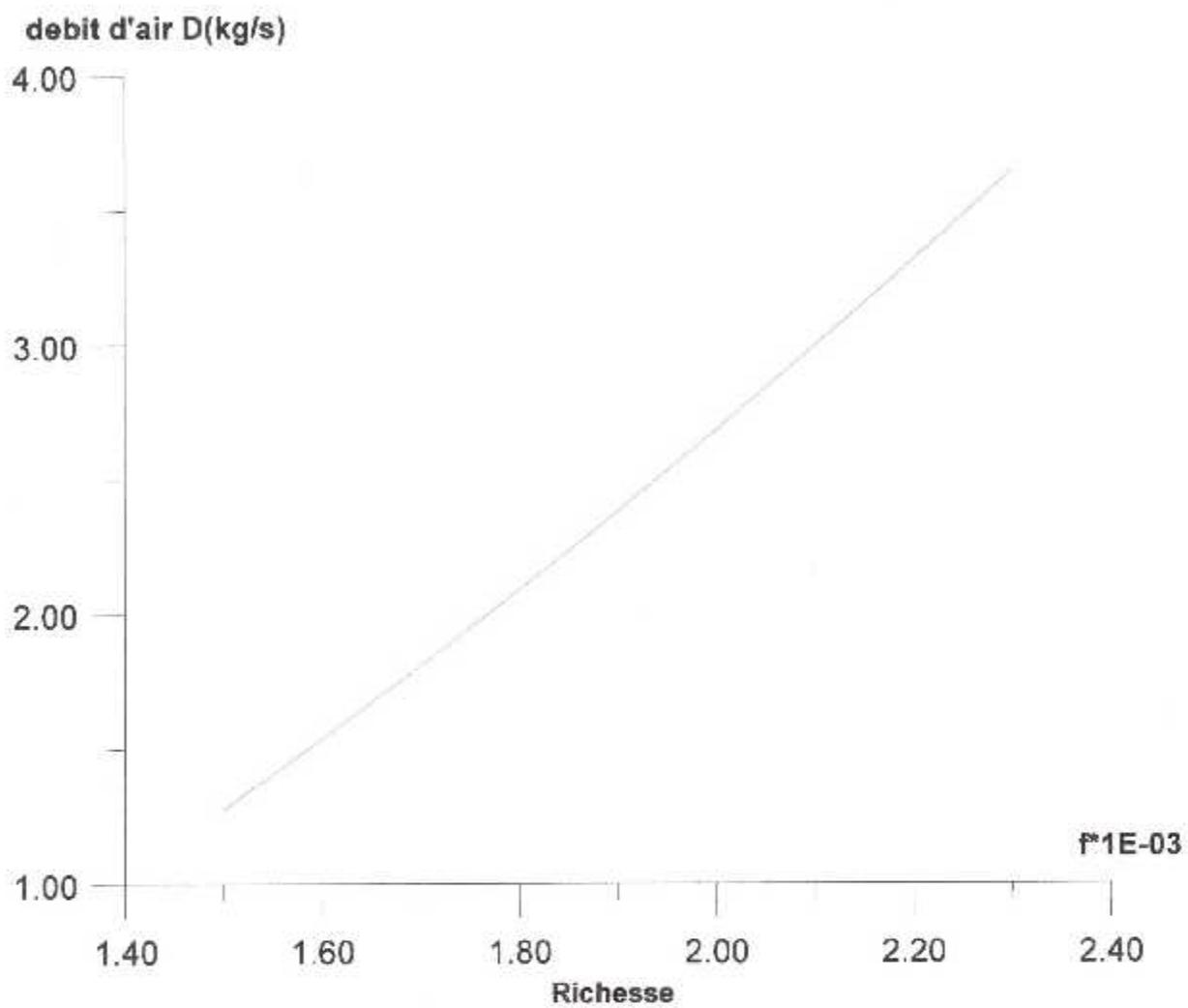
**FIG VI.16 La variation du rapport p10/patm en fonction de la richesse**



**FIG VI.17 Variation de la poussée spécifique en fonction de la richesse**

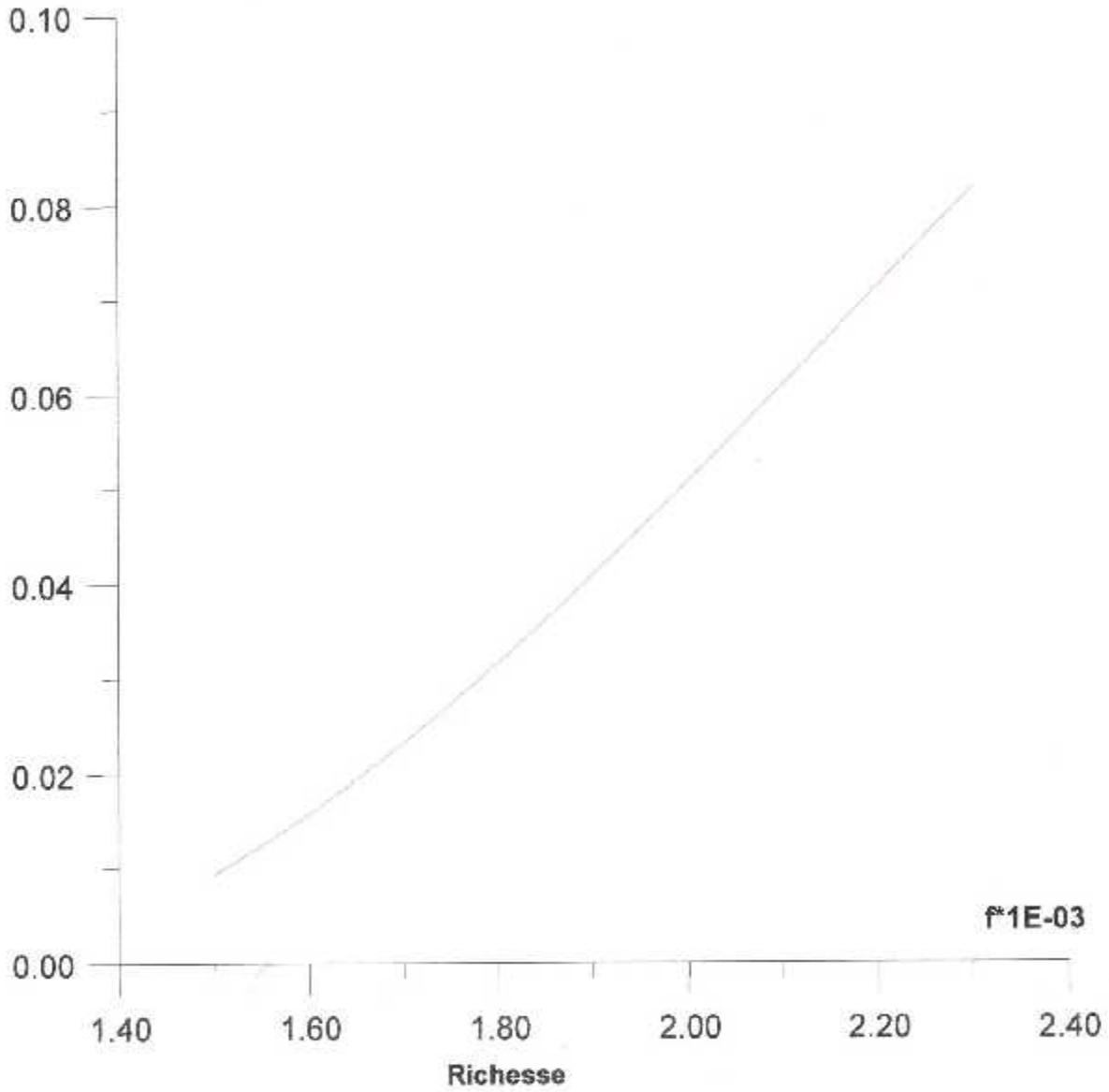


**FIG VI.18 Variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse**

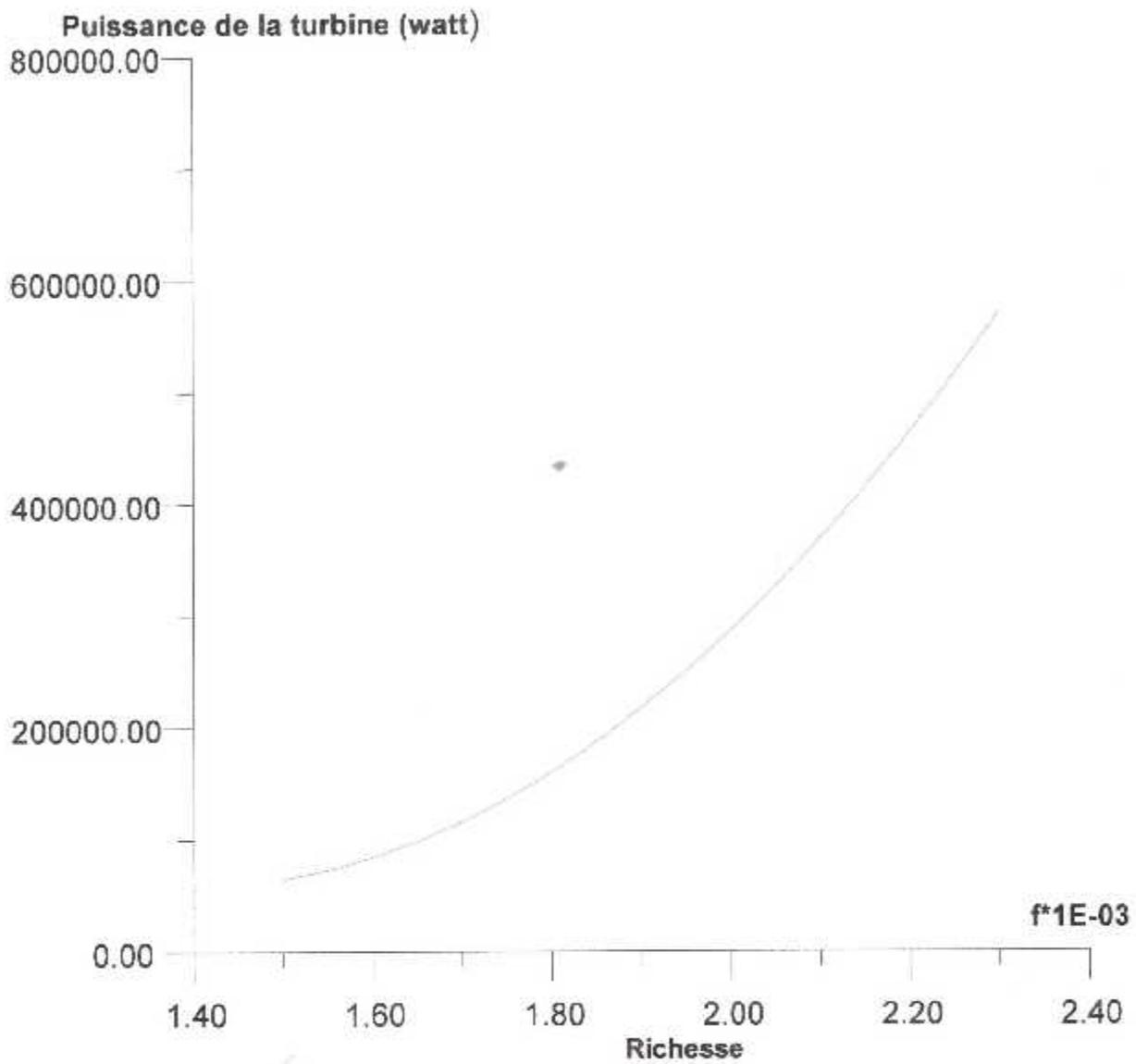


**FIG VL19 Variation du débit d'air à l'entrée du compresseur en fonction de la richesse**

Rendement thermique Rt

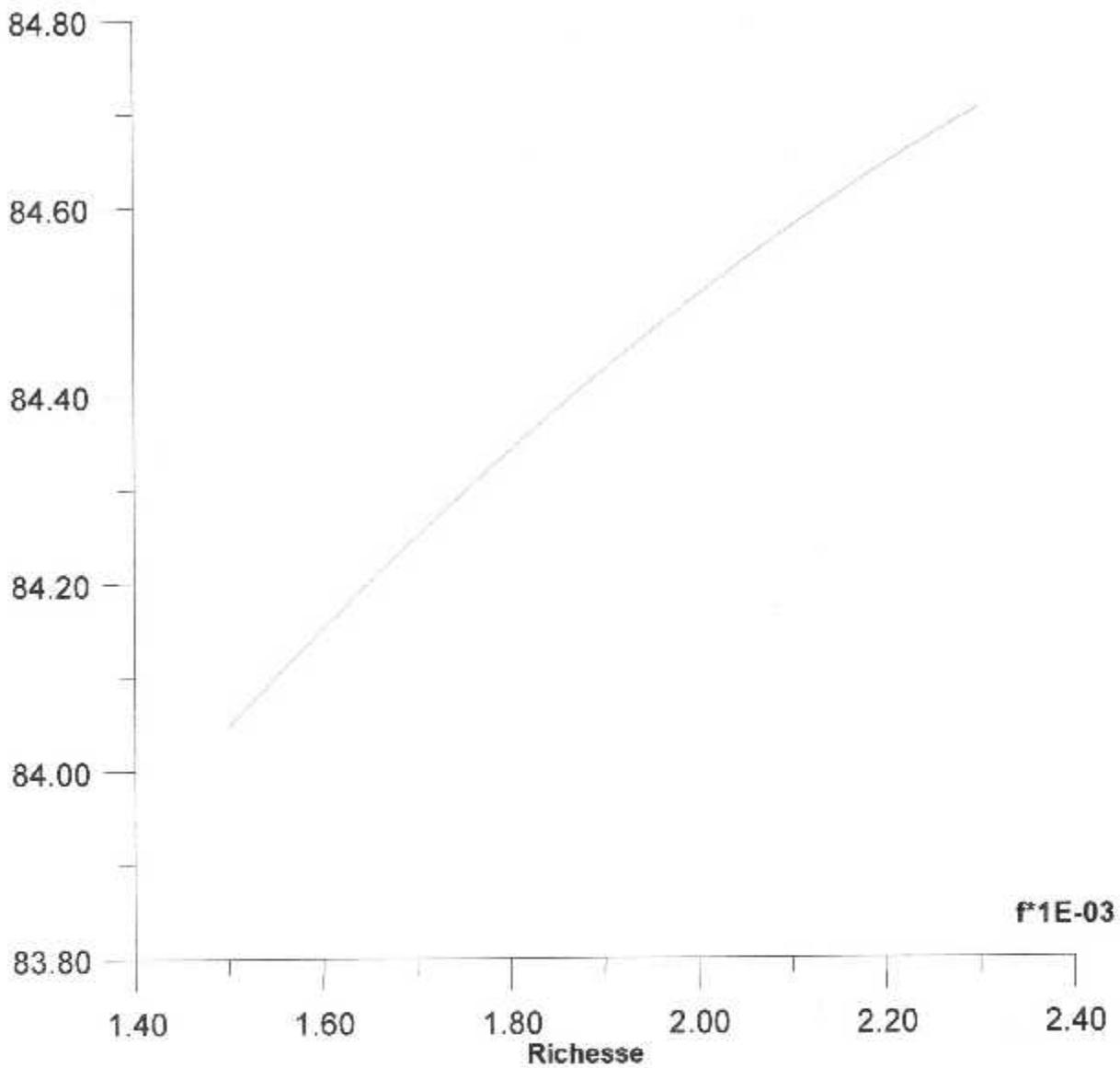


**FIG VI.20 Variation du rendement thermique Rt en fonction de la richesse**



**FIG.VI.21 Variation de la puissance de la turbine en fonction de la richesse**

**Rend isent de la turbine**



**FIG VL22 Variation du rendement isentropique de la turbine en fonction de la richesse**

conclusion

L'étude du fonctionnement en hors adaptation des turbomachines est d'une importance capitale; elle nous permet au stade initial du projet de déterminer, les conditions limites de fonctionnement des composants (telle que la détermination des conditions de pompage et de blocage etc...).

Dans une deuxième phase en jouant sur les paramètres de commande du moteur, (banc d'essais), elle nous permet de définir des lois de fonctionnement sain du moteur, c'est-à-dire respectant toutes ces limites. Ces lois représentent en quelque sorte une régulation du moteur, et compte tenu de cette dernière, elle nous permet d'optimiser les performances du moteur (poussée, consommation spécifique etc...) dans tout le domaine de fonctionnement.

Ce travail m'a surtout permis d'exploiter ma connaissance théorique sur le fonctionnement en hors adaptation des turbomachines et plus particulièrement sur les réacteurs mono corps, mono flux.

Dans une première phase j'ai pu développer un programme de calcul sur la turbine qui m'a permis d'avoir ses caractéristiques; dans une deuxième phase en vue de l'obtention des points de fonctionnement stables du moteur, j'ai utilisé les équations qui ont servi à tracer les caractéristiques du compresseur, qui couplées avec celles des autres composants du moteur m'ont donné les points de fonctionnement, tout en respectant les différentes conditions posées pour l'obtention de ces derniers.

Avec la méthode que j'ai utilisé pour la détermination des points de fonctionnement tout en jouant sur le débit carburant, l'intérêt capital de ce projet sera de rendre possible et opportun le calcul en hors adaptation des turbomachines dans la réalité ou le moteur fonctionne.

Pour plus d'amélioration de mon travail, je recommande la détermination des points de fonctionnement en tenant compte de la nature tridimensionnelle de l'écoulement et surtout le développement du calcul des pertes dans le compresseur centrifuge. Enfin avec le développement de calcul on peut généraliser pour les différents types de moteurs utilisés en aéronautique comme les réacteurs double flux, turbopropulseur etc.

# Annexes

# ANNEXE 1

## **ANNALYSE DIMENSIONNELLE**

D'une façon générale, le fonctionnement d'un compresseur ou d'une turbine fait intervenir plusieurs variables définissent :

- Le fluide véhiculé : dans le cas ou celui-ci assimilé à un gaz parfait (air et gaz de combustion aux températures inférieures à la température de dissociation), ces paramètres sont les chaleurs massiques  $C_p$  et  $C_v$  à pression et volume constants ainsi que la viscosité dynamique  $\mu$ .
- L'état initial du fluide : par exemple la pression  $P_1$  et la masse volumique  $\rho_1$  du fluide à l'entrée de la machine.
- L'état final : la pression  $P_2$  ou la variation d'enthalpie  $\Delta H$ .
- La géométrie de la machine : elle est représentée simplement par une grandeur caractéristique comme un rayon  $r$  de grille d'aubes.
- La cinématique : définie par une vitesse angulaire  $\omega$  ou une vitesse tangentielle  $U$  à un rayon de référence.
- L'échange entre le fluide et la machine : cet échange est caractérisé par le débit  $D$  de fluide et sa variation d'enthalpie.

Les dimensions des neuf variables qui interviennent sont les suivantes :

$$[C_p] = [C_v] = L^2 T^{-2} \theta^{-1}$$

$$[\mu] = M L^{-1} T^{-1}$$

$$[\rho_1] = M L^{-3}$$

$$[P_1] = [P_2] = M L^{-1} T^{-2}$$

$$[r] = L$$

$$[\omega] = T^{-1}$$

$$[D] = M T^{-1}$$

Le débit masse, par exemple, peut donc s'exprimer par :

$$D = f(C_p, C_v, \mu, \rho_1, P_1, P_2, r, \omega)$$

Soit en faisant la méthode d'identification de RAYLEIGH et en développant l'équation suivant les puissances des variables

$$D = A C_p^a C_v^b \mu^c \rho_1^d P_1^e P_2^f r^g \omega^h$$

$$D \text{ où } : M T^{-1} = M^{a+d-e+f} L^{2a+2b-c-3d-e-f+g} T^{-2a-2b-c-2e-2f-h} \theta^{-a-b}$$

$$\text{Soit } c+d+e+f=1$$

$$2a+2b-c-3d-e-f+g=0$$

$$2a+2b+c+2e+2f+h=1$$

$$a+b=0$$

D'où en exprimant b, c, h et g en fonction de a, d, e et f on aura :

$$B=-a$$

$$C=1-d-e-f$$

$$h=d-e-f$$

$$g=1+2d$$

$$\text{Soit : } D = A \gamma^a \cdot \mu \cdot r \cdot (\rho_1 r^2 \omega / \mu)^d \cdot (P_n / \mu \omega)^e \cdot (P_{12} / \mu \omega)^f \dots$$

$$\text{Avec } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

En paramètres adimensionnels, on peut écrire :

$$\frac{D}{\mu r} = f(\gamma, \rho_1 r^2 \omega / \mu, P_n / \mu \omega, P_{12} / \mu \omega)$$

le nombre de variables est passé suivant la théorie de VASCHY BUKINGHAM de 9 à 5. Chacune de ces variables peut être remplacée par une combinaison avec les autres, ce qui permet par exemple de remplacer :

$$\frac{P_n}{\mu \omega} \text{ par } (\rho_1 r^2 \omega / \mu) / (\gamma \cdot P_n / \mu \omega) = (r^2 \omega^2) / (\gamma \cdot P_n / \rho_1) = (u/a)^2$$

Où a est la vitesse du son.

$$P_{12} / \mu \omega \text{ par } (P_{12} / \mu \omega) / (P_n / \mu \omega) = P_{12} / P_n$$

$$\frac{D}{\mu r} \text{ Par } \left[ \frac{D}{\mu r} \right] / (\rho_1 r^2 \omega / \mu) \cdot (u/a) = D / (\rho_1 r^2 a)$$

On fait apparaître ainsi un nombre de mach, un rapport de pression, et le débit est rapporté à une section et à la vitesse du son à l'entrée de la machine.

Le paramètre  $\rho_1 r^2 \omega / \mu$  est son nombre de REYNOLDS qui traduit les effets de viscosité.

Finalement :

$$D / \rho_1 r^2 a = f(\gamma, R_e, u/a, P_{12} / P_n)$$

Si on considère une machine déterminée (r fixé), traversée par un gaz donné ( $\gamma$  et  $R_e$  constante du gaz parfait pour l'unité de masse, fixée) dans certaines conditions de viscosité ( $R_e$  fixe), il est possible d'écrire :

$$D / \left[ (P_n / T_n) T_n^{0.5} \right] = f(u / T_n^{0.5}, P_{12} / P_n)$$

Donc

$$\Pi = \frac{P_{12}}{P_n}, \quad U = N \cdot r \quad (r : \text{fixe}) \quad N_r = \frac{N}{\sqrt{T_n}} \quad \text{et} \quad D_r = D \cdot \frac{\sqrt{T_n}}{P_n}$$

Ces paramètres ne sont plus tous adimensionnels.

# ANNEXE 2

**ETUDE DES PERTES DANS LES  
COMPRESSEURS AXIAUX**

# ETUDE DES PERTES DANS LES ROTORS DES COMPRESSEURS

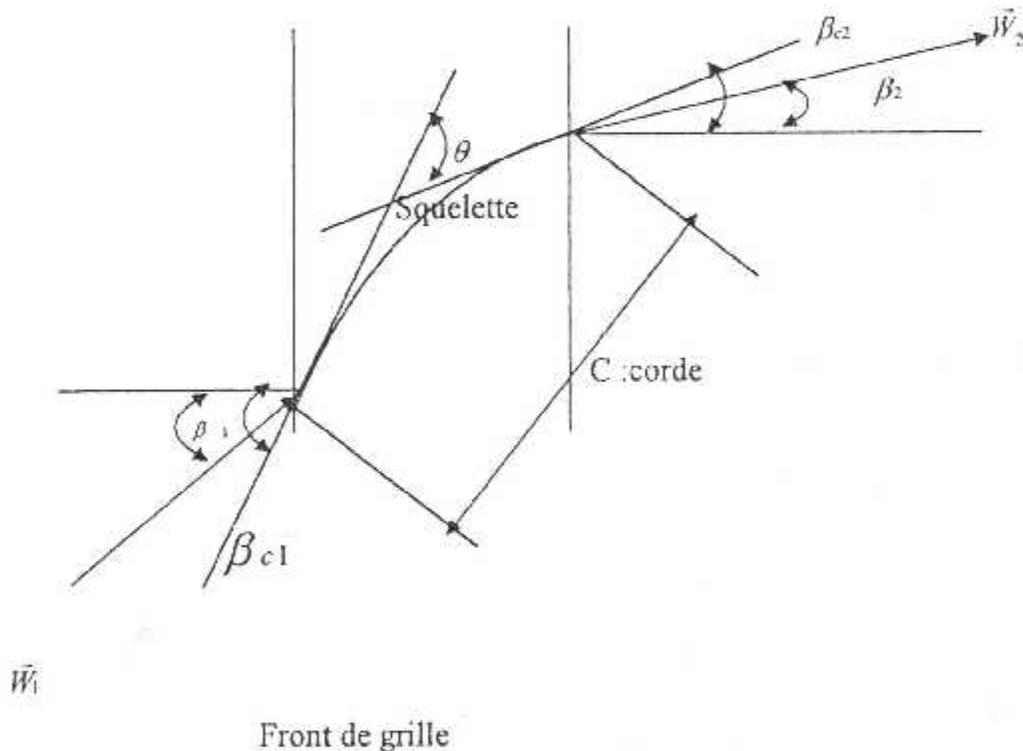
## AXIAUX

### A.2.1 CALCUL DES ANGLES DE DEVIATION, ECART FLUX - PROFIL :

Obtenus à partir d'essais en grille, l'écart flux profil =  $\delta$  varie avec la cambrure du profil de façon linéaire (cet écart est défini à un rayon donné ou le profil est bien défini). Cependant, il existe différents critères associés du calcul de déviation dont on ne va citer que deux parmi ceux proposés par différents auteurs.

#### A.2.1.1 Règle de HOWELL :

Elle est utilisée en hors adaptation.



**Fig (A.1) : Squelette d'un profil**

$$\delta = \frac{\Delta\beta - i}{\frac{\sqrt{cs}}{m} - 1} \dots\dots\dots (A.2.1)$$

Avec :

- $\Delta\beta$  : Déviation de W.
- $i$  : Incidence de  $W_1$ .
- $\frac{f}{c}$  : Position de la flèche maxi.
- $\frac{s}{c}$  : Pas relatif de la grille (inverse de la solidité)

Avec :

$$m = 0.23 \left[ \left( 2 \cdot \frac{f}{c} \right)_{\max}^2 \right] + 0.002 \cdot \beta_2$$

Pour tenir compte de l'effet du nombre de Mach. On a l'expression suivante :

$$m = 0.23 \cdot \left( \frac{2f}{c} \right)^2 + 0.1 \cdot \left( \frac{90 - \beta_2}{50} \right) + 0.05 \cdot M_1^2$$

Avec :

$$\delta^* = \beta_{c2} - \beta_2 = m(c_a + i) \sqrt{\frac{s}{c}}$$

$c_a = \beta_{c1} - \beta_{c2}$  la cambrure

$\beta_{c2}$  : angle de calage de l'aube au bord de fuite.

$\beta_2$  : angle de sortie du fluide.

$f$  : distance au bord d'attaque de la flèche maximale du profil

### A.2.1.2 Les corrélations anglaises (NGTE)

La corrélation de base l'écart flux profil au point nominal est

$$\delta_{rel} = m_c \theta \sqrt{\frac{s}{c}} \dots \dots \dots (A.2.2)$$

Dans cette équation, connue sous le nom de « Règle de Carter »  $m_c$  est une fonction de la flèche ( $X_1/c$ ) et du calage de l'aube.

Pour le calcul hors adaptation, une forme modifiée de l'équation (A.2.1).

$$\delta = \frac{\Delta\beta - i}{\frac{1}{m_c \sqrt{s \cdot c}} - 1} \dots \dots \dots (A.2.3)$$

$$\text{Avec : } m_c = 0.92 \left( \frac{X_1}{c} \right)^2 + 0.002 \beta_2$$

L'équation ci-dessus est connue sous le nom de « Règle de Howell ». Pour tenir compte du changement de rayon entre l'entrée et la sortie de l'aube  $\Delta\beta$  doit être remplacé par  $\Delta\beta_c$

Avec :

$$\Delta\beta_c = \beta_1 - \beta_{2c} \dots\dots\dots (A.2.4)$$

Pour un rotor

$$\beta_{2c} = \arctg \left\{ \frac{r_2 v_{m2}}{r_1 v_{m1}} \operatorname{tg} \beta_2 + \frac{u_1}{v_{m1}} \left[ 1 - \left( \frac{r_2}{r_1} \right) \right] \right\}$$

Pour un redresseur :

$$\beta_{2c} = \arctg \left[ \frac{r_2 v_{m2}}{r_1 v_{m1}} \operatorname{tg} \beta_2 \right]$$

$\beta_{2c}$  : Angle de sortie aube

**REMARQUE :**

Il existe bien d'autres corrélations utilisées pour le calcul des déviations que nous n'allons pas rentrer dans les détails ( REF[8] )

**A.2.2 PERTES DE PROFIL:**

Les pertes sont classées sous deux rubriques :

- Les pertes visqueuses : ou pertes selon LEIBLEIN incluant essentiellement les effets de la viscosité (couche limite, traînée d'écoulement etc.).
- Les pertes par choc affectant l'écoulement dans le canal inter- aubes. Ces pertes recouvrent les pertes par choc droit, mais aussi par détachement des chocs obliques ; au voisinage du bord d'attaque, les pertes par chocs oblique dans le canal, les chocs de compatibilité en sortie de grille ainsi que les systèmes complexes de chocs dus à l'interaction du choc droit et de la couche limite.

**A.2.2.1 Définitions :**

On définit les coefficients des pertes de charges du rotor (relative) et du stator, respectivement par des pertes et de rendements.

**a) Coefficients des pertes :**

$$\omega_{r,s} = \frac{P'_{02} - P'_{12}}{P'_{11} - P'_1} \dots\dots\dots (A.2.5)$$

$$\omega_s = \frac{P'_{11} - P'_{12}}{P'_{11} - P'_1}$$

Avec :

$P'_{02}$  : la pression total relative statique à la sortie du rotor.

$P'_{12}$  : la pression total relative à la sortie du rotor.

$P'_{11}$  : la pression total relative à l'entrée du rotor.

$P_1$  : la pression local à l'entrée du rotor.

$P_a$  : la pression total à la sortie du stator

$P_n$  : la pression total à l'entrée du stator

$P_2$  : la pression local stator.

Avec :

$$\varpi_a = \Delta H_t = \frac{W_1^2 - V_1^2}{2} + \frac{V_2^2 - W_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$$

**b) L'efficacité « eff » :**

$$eff = P_{t2}^r / P_{t2s}^r \dots\dots\dots (A.2.6)$$

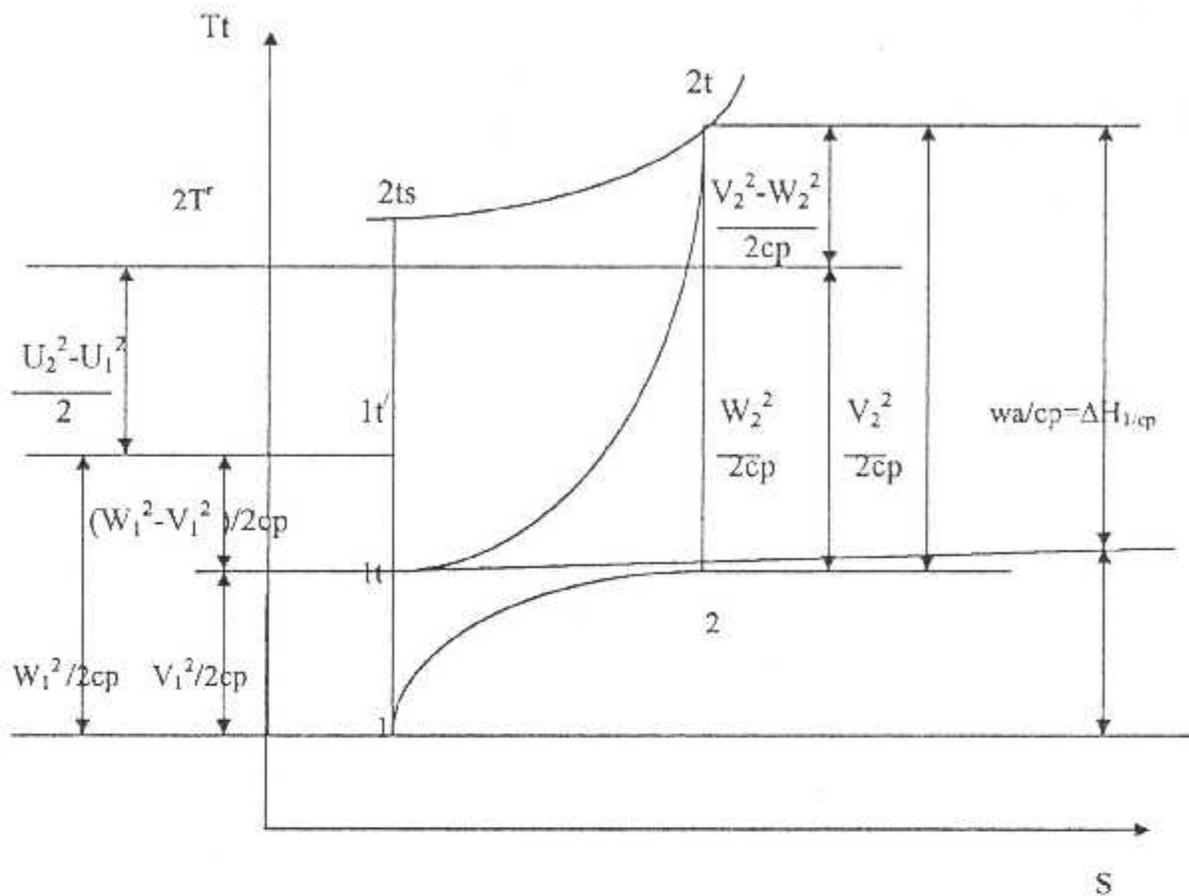
**c) Rendement poly tropique «  $\eta_p$  » :**

Le rendement  $\eta_p$  peut être défini par l'équation :

$$\eta_p = \frac{\gamma - 1 \log(\pi)}{\gamma \log(\zeta)} \dots\dots\dots (A.2.7)$$

**d) Rendement isentropique «  $\eta_s$  » :**

$$\eta_s = \frac{\pi_i^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\tau_i^{\gamma-1}} = \frac{\pi_i^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi_i^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tau_i^{\gamma-1}} \dots\dots\dots (A.2.8)$$



**Figure (A.2) : Diagramme (T-S)**

**A.2.2.2 Les pertes visqueuses (ou pertes LEIBLEIN) :**

Le calcul des pertes visqueuses est généralement basé sur des corrélations empiriques, entre le coefficient de perte et la charge de l'aubage, pour l'écoulement incompressible dans une grille, la perte dans le profil est défini par l'équation suivante :

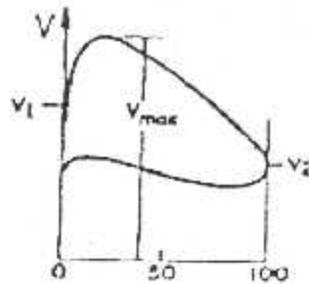
$$\omega = \left[ \frac{2(S/C)}{\cos \beta_2} \right] \left[ \frac{\theta}{C} \right] \left( \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right) \left\{ 1 - \left( \frac{\theta}{C} \right) \left[ \frac{H_2 S/C}{\cos \beta_2} \right]^{-3} \left( \frac{3H_2 - 1}{2H_2} \right) \right\} \dots\dots\dots (A.2.9)$$

LEIBLEIN a défini le facteur de diffusion D comme paramètre de charge :

On a :

$$D = \frac{V_{\max} - V_1}{V_1} \dots\dots\dots (A.2.10)$$

Avec :  $\frac{V_{\max}}{V_1} = 1 - \frac{1}{2} \left| \frac{\Delta Vu}{V_1} \right| \frac{S}{C} \dots\dots\dots (A.2.11)$



**Fig (A.3) Variation de la vitesse relative a travers le rotor axial**

En 1959 et 1961, LEIBLEIN a proposé un facteur de diffusion équivalent exprimé par :

$$D_{eq} = f\left(\frac{V_{max}}{2}\right) \dots \dots \dots (A.2.12)$$

Il a aussi formulé une corrélation entre le facteur de diffusion équivalent et les angles d'entrée et de sortie de la grille.

$$D_{eq}^* = \frac{\cos \beta_1^*}{\cos \beta_2^*} \left[ 1.12 + 0.61 \cos^2 \beta_1^* \left( \frac{s}{c} \right) \left( \operatorname{tg} \beta_1^* - \operatorname{tg} \beta_2^* \right) \right] \dots \dots \dots (A.2.13)$$

La méthode de « LEIBLEIN » est toujours utilisée. Quelques modifications ont été apportées concernant le déplacement des lignes de courant et la convergence des tubes de courant dans les compresseurs actuels. Les pertes de profil en hors adaptation sont estimées en fonction de la variation de l'angle d'incidence et de la charge basée sur les valeurs nominales déjà calculées.

Il existe différentes corrélations utilisées par différents auteurs (REF : [8] ) dont nous n'allons proposer que celle de SWAN

**Corrélation de SWAN :**

Au point nominal SWAN détermine un facteur de diffusion équivalent dans lequel interviennent les effets de déplacement radial de la ligne de courant et de l'épaisseur de profil :

$$D_{sw}^* = \frac{V_{n1} \cos \beta_2^*}{V_{n2} \cos \beta_1^*} (1.12 + 0.61K) \dots \dots \dots (A.2.14)$$

Avec

$$K = \cos^2 \beta_1^* \left( \frac{s}{c} \right) \left[ \operatorname{tg} \beta_1 - \frac{r_2 V_{n2}}{r_1 V_{n1}} \operatorname{tg} \beta_2 - \frac{U}{V_{n1}} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right]$$

SWAN a établi une corrélation entre l'épaisseur de la quantité de mouvement au bord de fuite et ce facteur on le nomme «  $D_{eq}^*$  ». En hors adaptation, l'analyse des données

des compresseurs montre que la position radiale de la ligne de courant à un effet minime. Par contre c'est le nombre de Mach à l'entrée qui joue un rôle essentiel dans ce calcul de pertes.

- Pour :  $D_{eq} > D_{eq}^*$

$$\frac{\theta}{c} - \frac{\theta^*}{c} = (0.827M_1 - 2.692M_1^2 + 2.675M_1^3) [D_{eq} - D_{eq}^*] \dots\dots\dots(A.2.15)$$

- Pour :  $D_{eq} < D_{eq}^*$

$$\frac{\theta}{c} - \frac{\theta^*}{c} = (2.80M_1 - 8.71M_1^2 + 9.36M_1^3) [D_{eq} - D_{eq}^*] \dots\dots\dots(A.2.16)$$

Avec un facteur de diffusion hors adaptation «  $D_{eq}$  »

$$D_{eq} = \frac{V_{m1}}{V_{m2}} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \left( 1.12 + 0.0117 \cdot i^{1/3} + 0.61 K \right) \dots\dots\dots(A.2.17)$$

Avec

$$K = \cos^2 \beta_1 \left( \frac{s}{c} \right) \left[ \operatorname{tg} \beta - \frac{r_2 V_{m2}}{r_1 V_{m1}} \operatorname{tg} \beta - \frac{U_2}{V_{m1}} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right]$$

$a = 0.017$  pour NACA 605

$a = 0.007$  pour DCA-C série d'aubage

### A.2.2.3 Pertes par chocs :

Les corrélations utilisées pour les calculs des pertes par choc ne sont valables que pour les profils NACA 65 (REF : [8])

Dans notre calcul, on considère la perte par choc le rapport :  $\frac{Pt_2^*}{(Pt_2^*)_0} (M_1^* > 1)$

$(Pt_2^*)_0$  : Pression totale relative avant le choc.

$Pt_2^*$  : Pression totale relative après le choc.

### A.2.3 CALCUL DES PERTES SECONDAIRES :

Les analyses des performances du compresseur montrent que les pertes secondaires sont d'une majeure importance et que son amplitude est du même ordre que celles causées par la traînée de profil beaucoup influencée par le jeu Carter (tip clearance). Qui doit être aussi petit que possible.

$$C_{Ds} = C_{DA} + C_{Dt}$$

### A.2.3.1 Pertes de la veine :

Il est plus convenable de relier le coefficient de traînée annulaire résultant de pertes aux parois de la couronne aux dimensions de la grille par la formule empirique :

$$C_{DA} = 0,02 \cdot (S/h)$$

Où « S » et « h » sont respectivement le pas et la hauteur de l'ailette.

### A.2.3.2 Pertes induites :

Pour des conceptions typiques des compresseurs axiaux, la formule empirique suivante .Pour le coefficient de traînée induite a été dérivée :  $C_{Di} = 0,0018 CL^2$

Son influence augmente quand les aubes deviennent plus courtes relativement à leurs cordes (faible allongement) avec :

$$\left\{ C_1 = 2 \left( \frac{S}{C} \right) ( \operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2 ) \cos \beta_m \right\}$$

et :

$$\beta_m = \operatorname{arctg} \left[ \frac{1}{2} ( \operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2 ) \right]$$

Donc le coefficient de traînée global est donné par :  $C_D = C_{DP} + C_{DA} + C_{Di}$

$$\text{Alors : } \frac{\bar{W}}{\frac{1}{2} \rho W_1^2} = \frac{C_D}{\left[ \left( \frac{S}{C} \right) \frac{\cos^3 \beta_m}{\cos^2 \beta_1} \right]} \dots \dots \dots (\text{A.2.18})$$

Donc :

$$\bar{W} = \frac{\frac{1}{2} \rho W_1^2 C_D}{\left[ \left( \frac{S}{C} \right) \frac{\cos^3 \beta_m}{\cos^2 \beta_1} \right]} = f(C_1 \cdot C_D) \dots \dots \dots (\text{A.2.19})$$

## A.2.4 PREDICTION DE LA LIGNE DE POMPAGE:

Pour déterminer la marge de pompage, marge de sécurité nécessaire pour le bon fonctionnement des compresseurs alors nous devons connaître la position de la ligne de pompage par rapport à la ligne de fonctionnement du moteur, pour cela nous disposons certains critères explicites ci-dessous :

### A.2.4.1 Critères simples permettant de déterminer la ligne de pompage :

La pression de la ligne de pompage est un élément essentiel dans le calcul avant projet .Dans cette étape de calcul. La simplicité est un critère appréciable.

#### A.2.4.1.1 Critères du facteur de diffusion :

L'analyse semi théorique de LEIBLEIN a permis à partir de l'étude de la couche limite de distinguer le paramètre simple du facteur de diffusion figuratif de l'effet du ralentissement d'extrados sur le comportement de la couche limite

Ce facteur de diffusion est défini par :

$$D = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta V_u}{2V_1} \left( \frac{S}{C} \right) \dots \dots \dots (A.2.20)$$

Ce facteur est directement lié à l'évolution de la couche limite sur l'extrados par l'équation :

$$D \equiv \frac{\partial \theta}{\partial Z} \dots \dots \dots (A.2.21)$$

«  $\theta$  » : L'épaisseur de quantité de mouvement de la couche limite

«  $z$  » : la direction axiale .

#### A.2.4.1.2 Critères de ralentissement:

Le facteur de diffusion de LEIBLEIN ne dépend pas uniquement du triangle des vitesses puisqu'il fait intervenir le pas relatif de la grille  $\left( \frac{S}{C} \right)$  seul le terme de ralentissement  $\frac{V_2}{V_1}$  (entre la vitesse d'entrée «  $V_1$  » et la vitesse de sortie «  $V_2$  » ne dépend que du triangle de vitesse .Plus  $(V_2/V_1)$  sera faible .Plus «  $D$  » sera élevée .quelque soit le pas relatif de la grille il est clair que la difficulté de la grille croit très vite.

#### A.2.4.1.3 Critères lie au décollement de la couche limite pariétal :

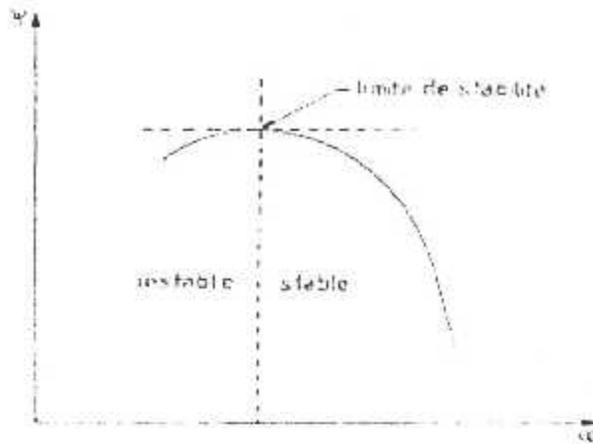
Ce critère basé sur le coefficient de pression statique «  $K_p$  » à travers l'étage :

$$K_p = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_1^2} \dots \dots \dots (A.2.22)$$

Ce coefficient représente la contre pression sur les couches limites pariétales. Pour des valeurs supérieures à 0.8 ces couches limites décollent conduisant aux pompages

#### A.2.4.1.4 Critères base sur la pente de la courbe caractéristique :

Cette courbe caractéristique est notée : «  $\square - \square$  ».La forme de la courbe caractéristique du compresseur joue un rôle fondamentale dans sa réponse aux distorsions et dans la stabilité de la couche limite. La courbe caractéristique du compresseur ou d'un de ses étages est souvent représentée dans un diagramme «  $\square - \square$  »



**Fig (A.4) : Diagramme «  $\Psi - \varphi$  »**

«  $\varphi$  » représente le coefficient de débit défini par :

$$\varphi = \frac{V_z}{u} = \frac{m}{\rho A U} \dots\dots\dots (A.2.23)$$

Avec

A : la section

$\Psi$  : le coefficient de pression défini par :

$$\Psi = \frac{\Delta H_{is}}{U^2} = C_p T_i \left( \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) / U^2 \dots\dots\dots (A.2.24)$$

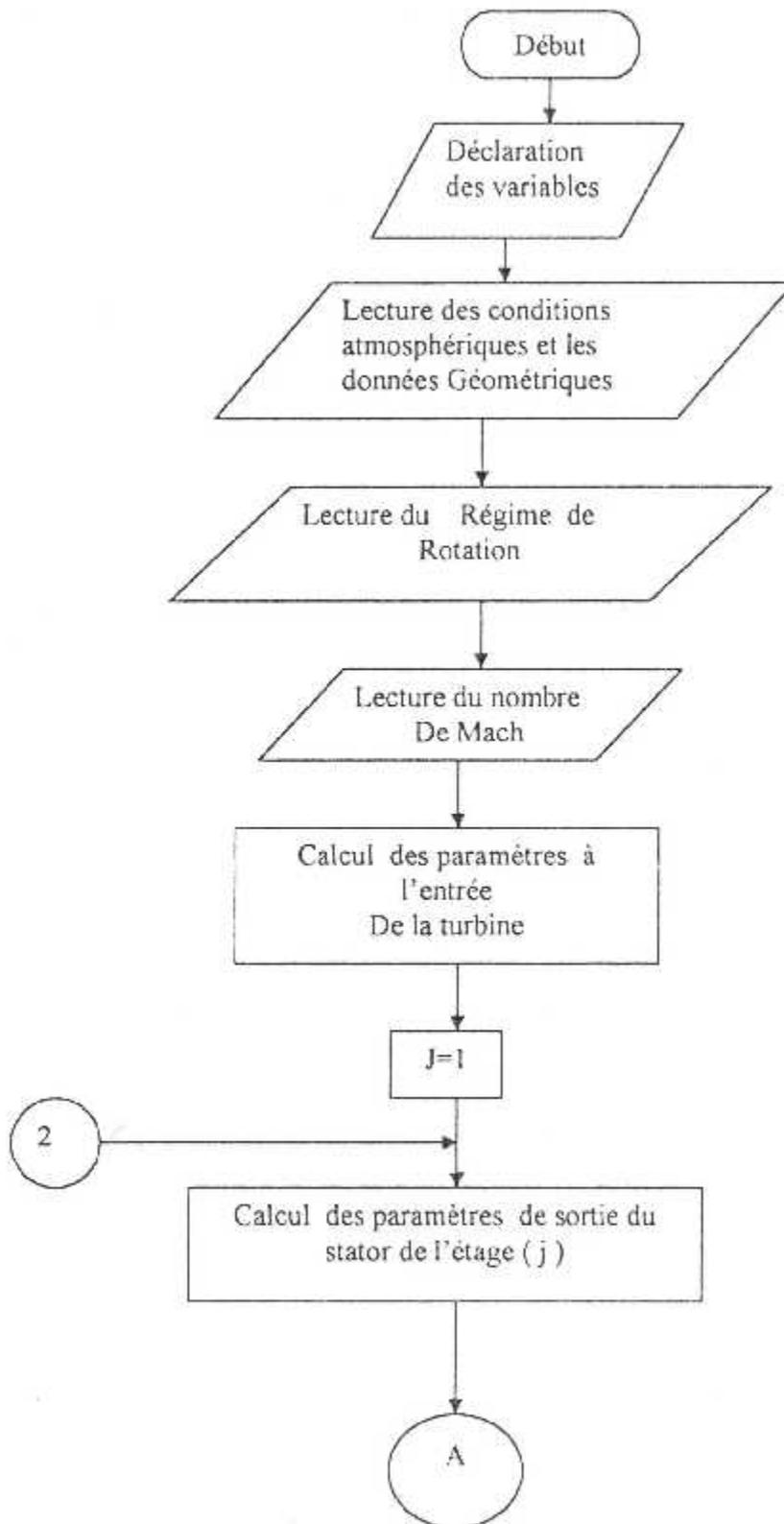
Avec :

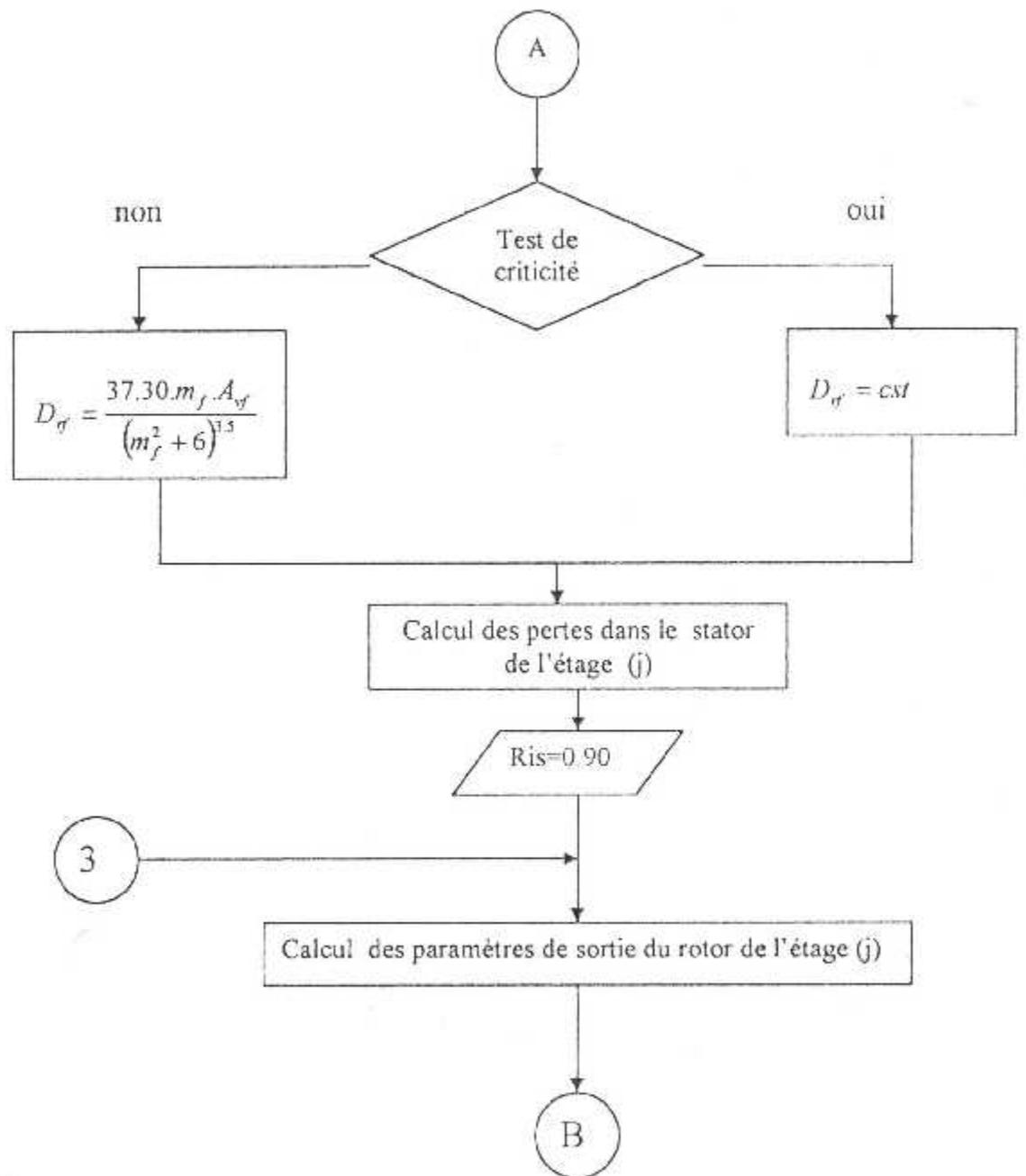
$\Delta H_{is}$  : La variation de l'enthalpie isentropique.

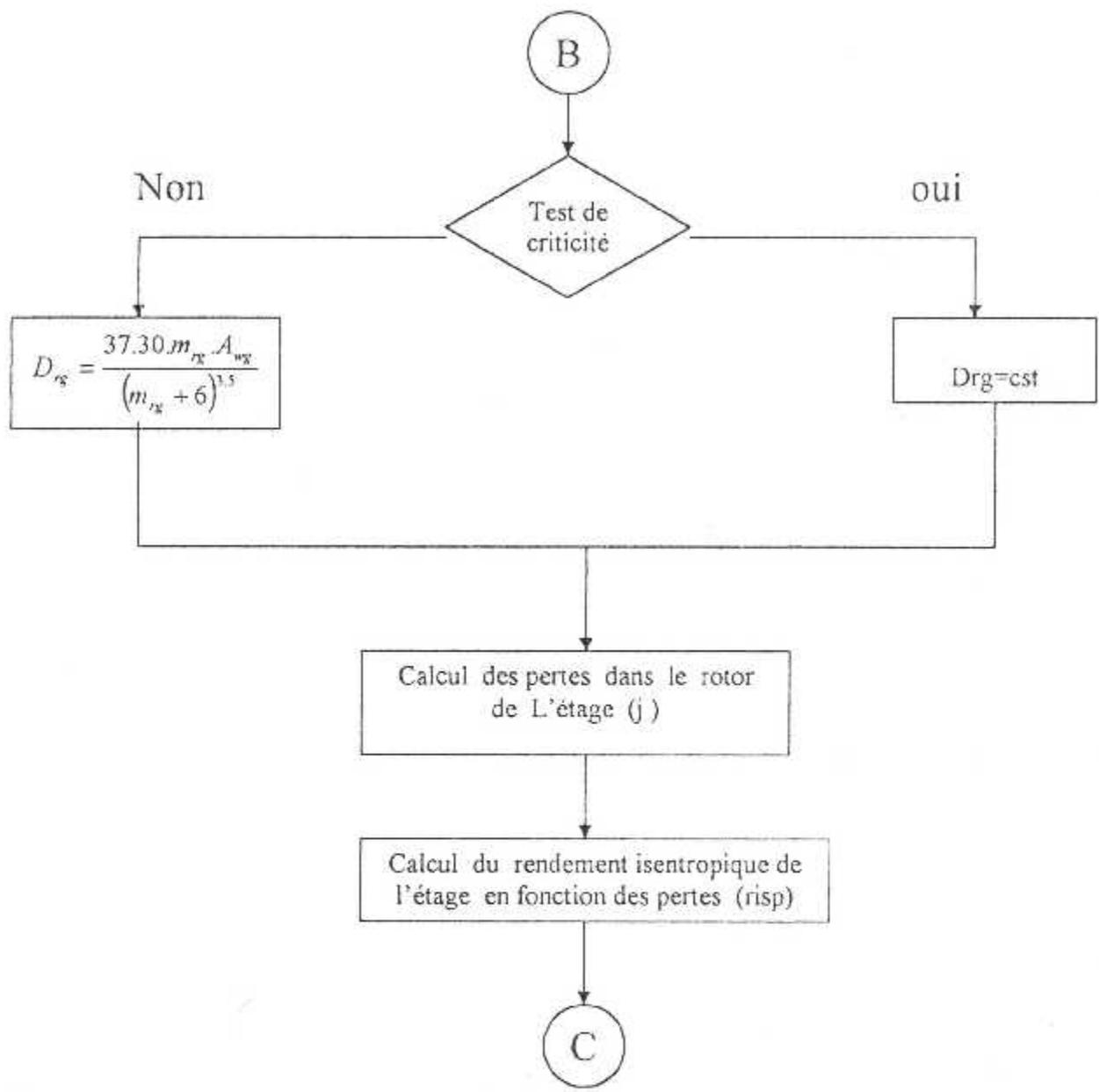
La limite de stabilité sur cette courbe est définie par le point à pente nulle.

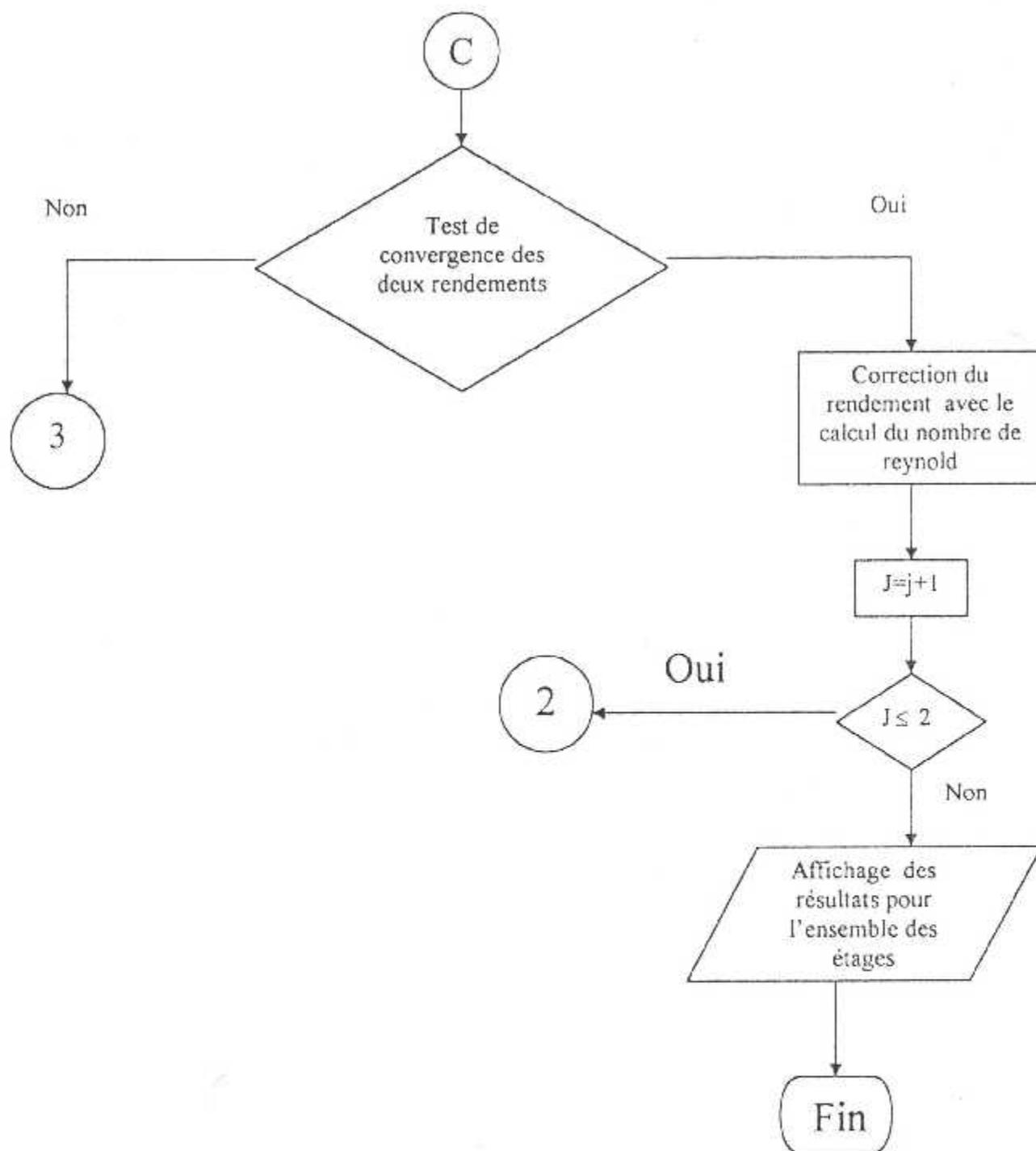
# ANNEXE 3

LES ORGANIGRAMMES DE CALCUL

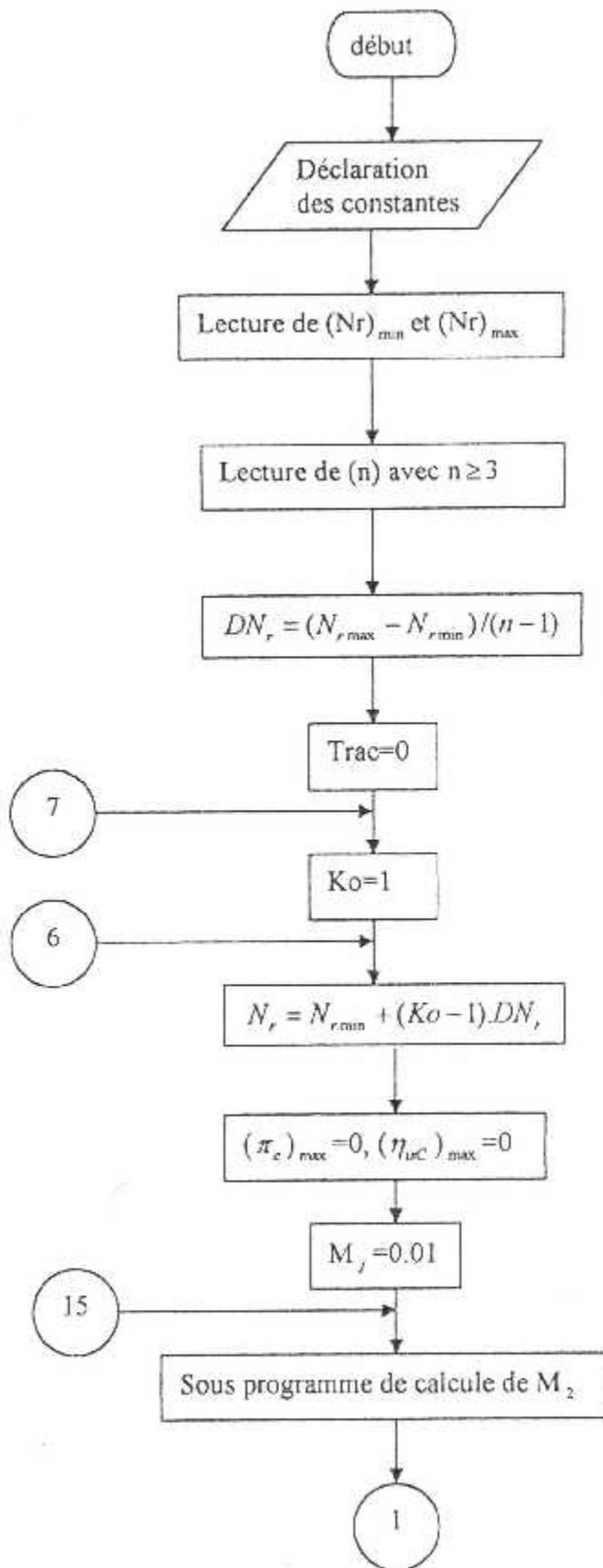


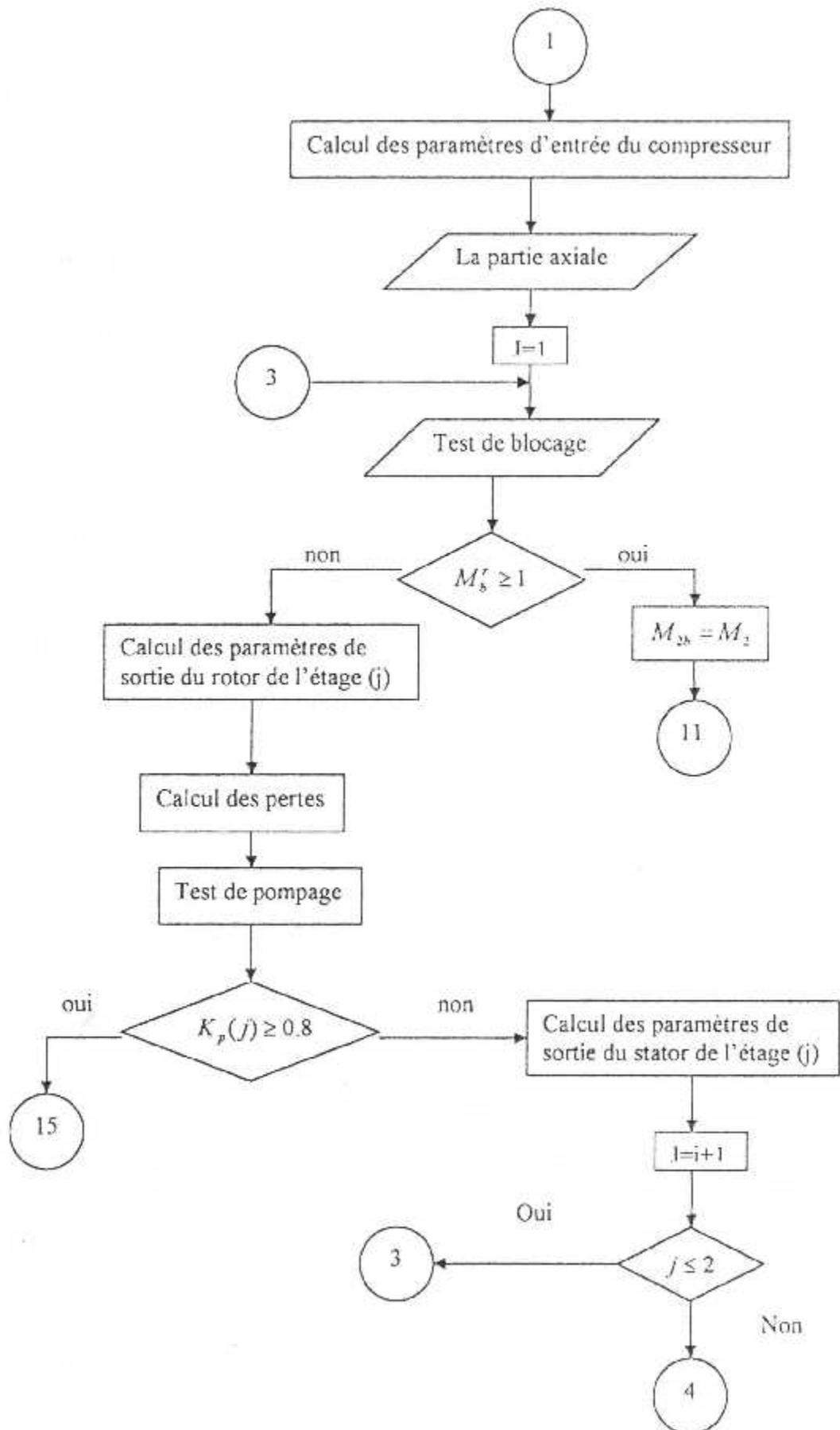


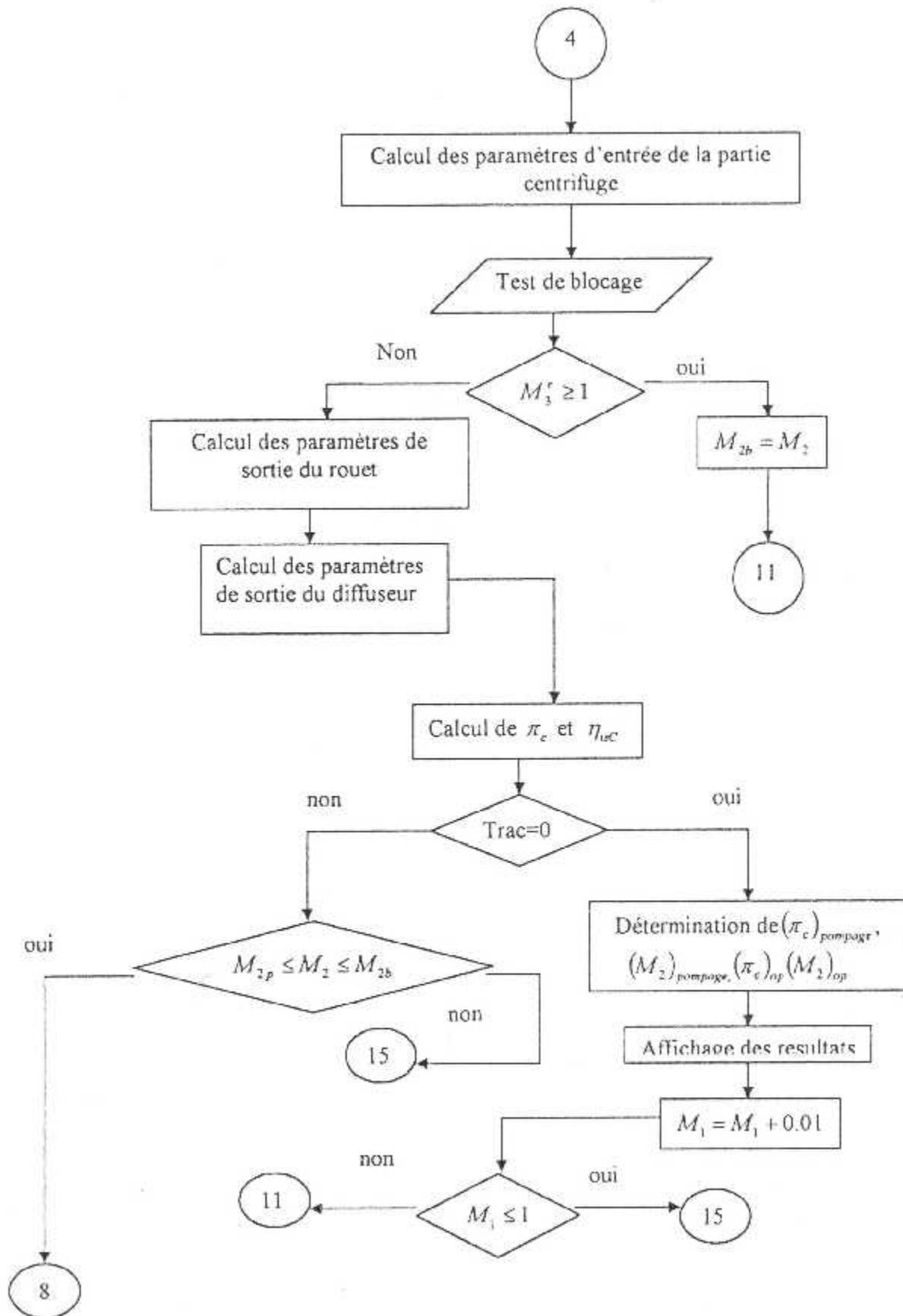


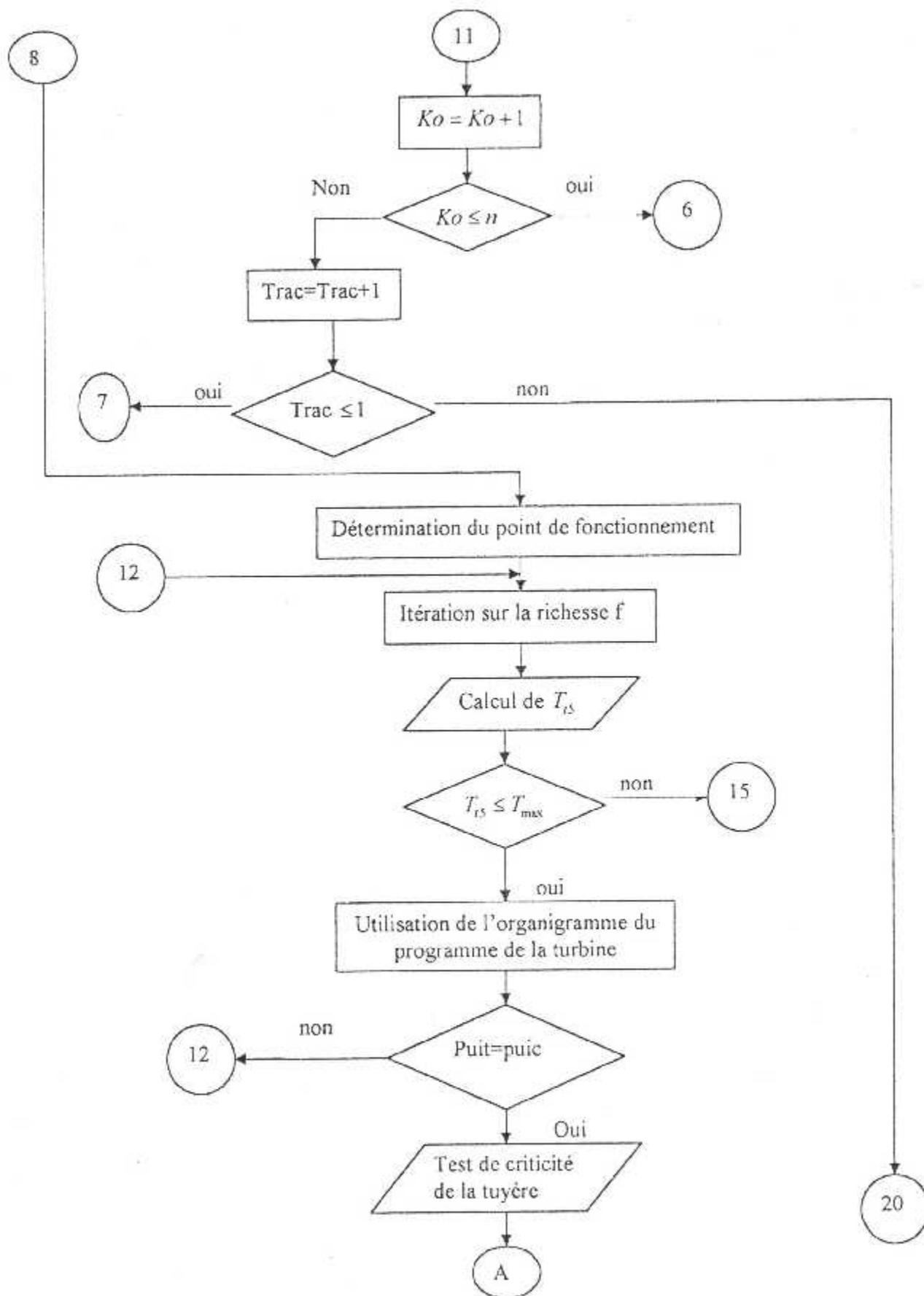


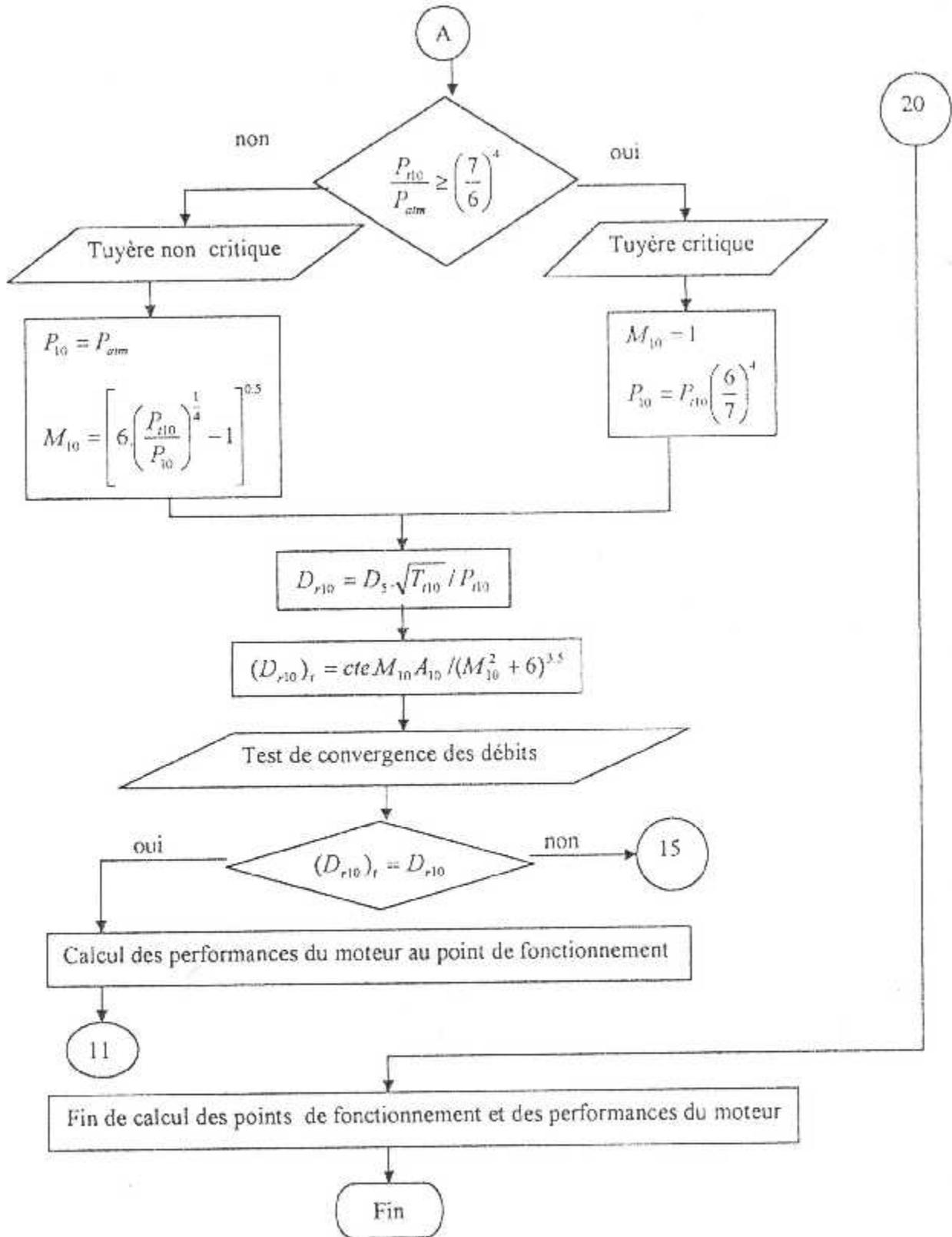
A.3.1 Organigramme de calcul pour la turbine



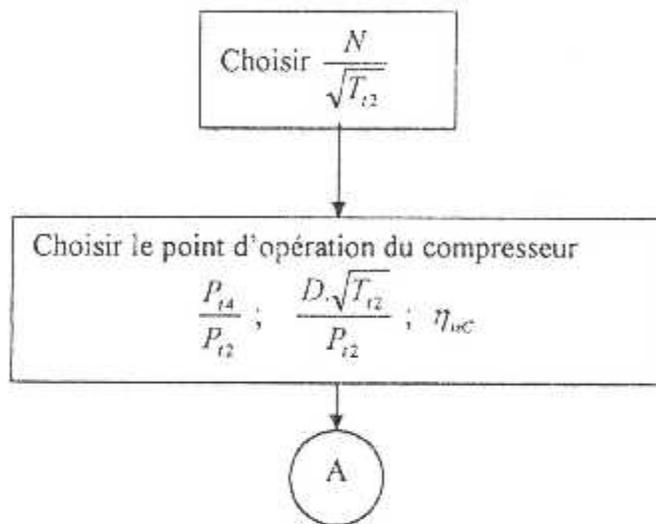


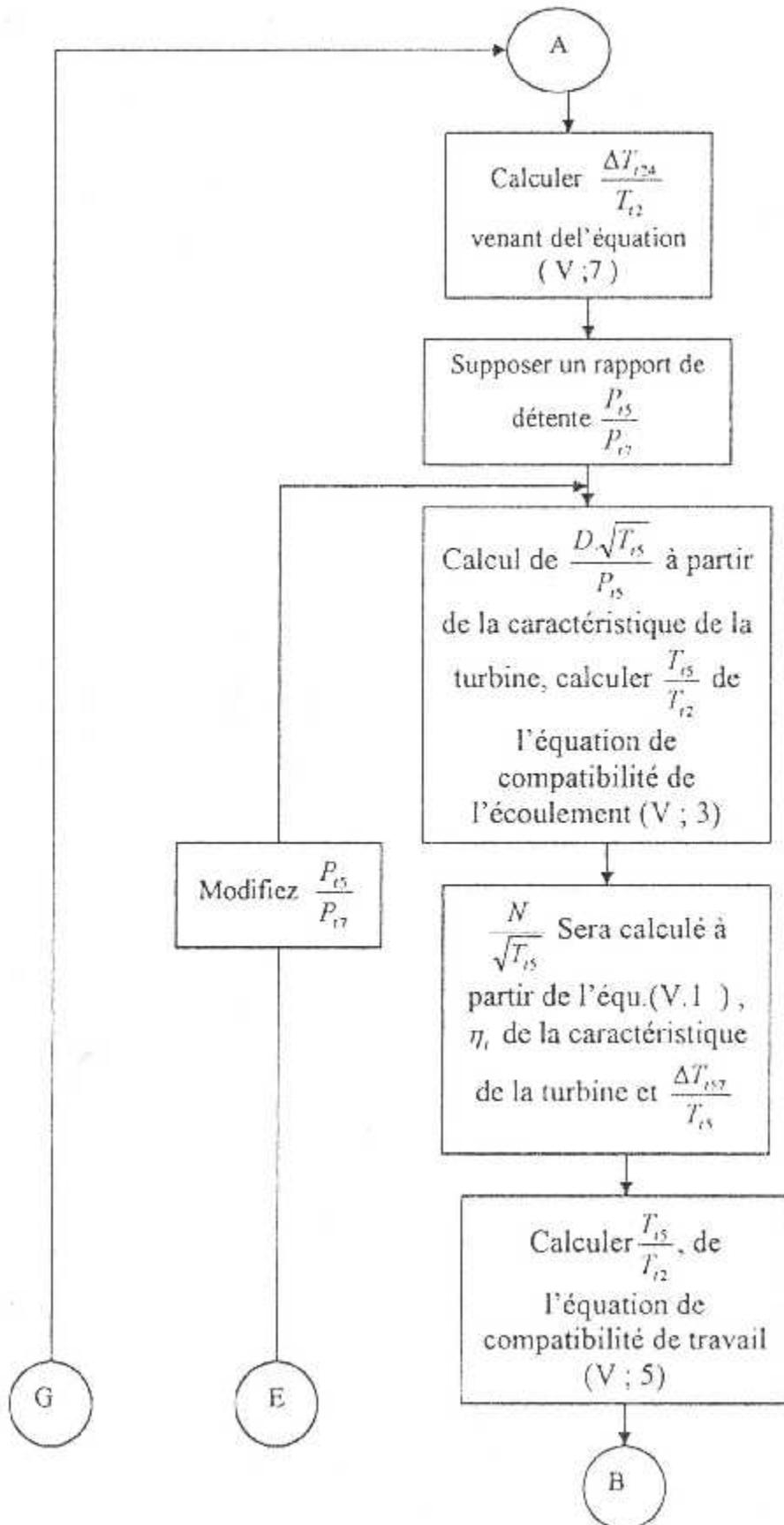


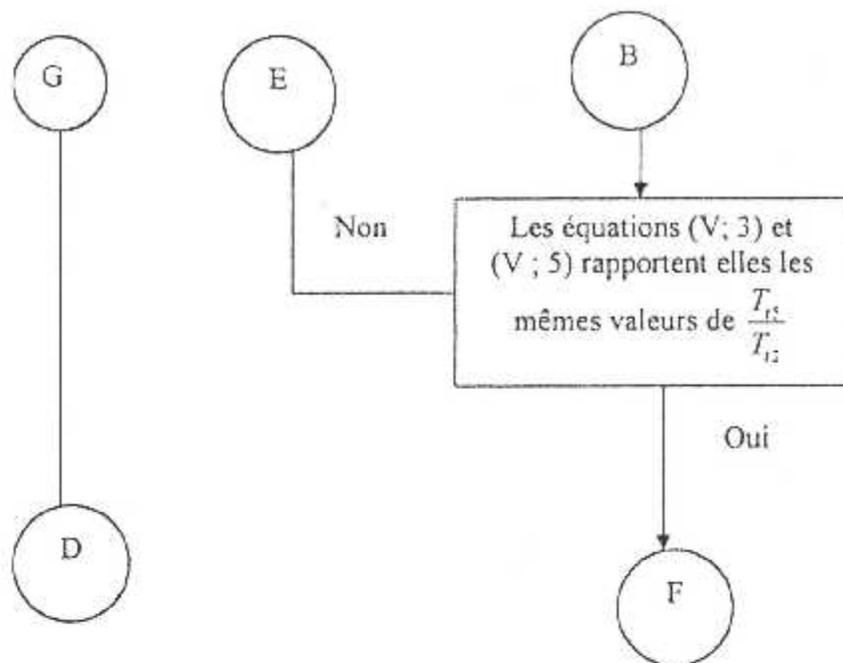


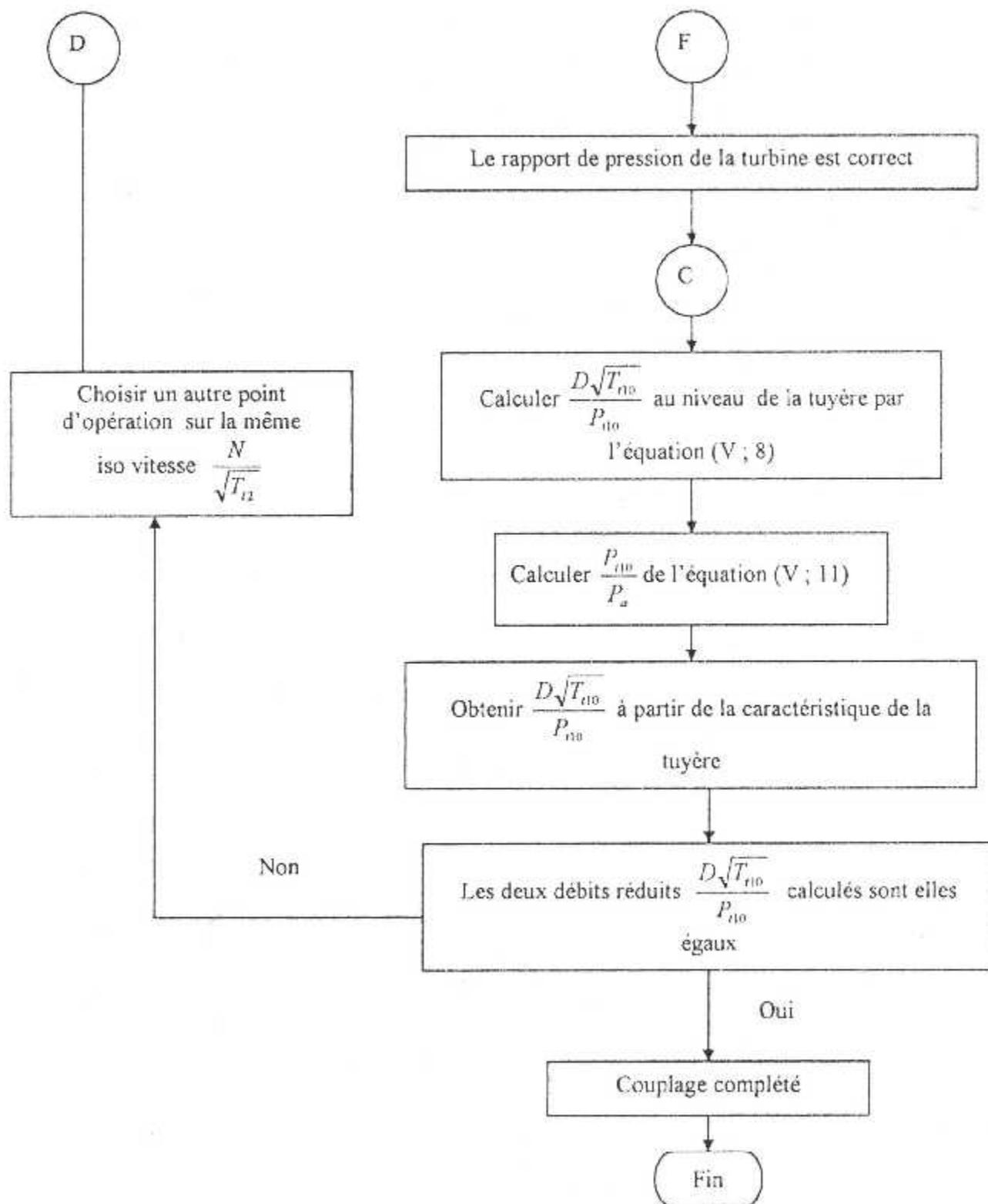


**A.3.2 ORGANIGRAMME DE CALCUL DU COUPLAGE COMPRESSEUR TURBINE PAR LA METHODE AEROTHERMODYNAMIQUE**









**A.3.3 Organigramme de calcul du couplage en utilisant les caractéristiques des composants**

## BIBLIOGRAPHIE

[1] V. BENSIMHON

Fonctionnement hors adaptation des turbomachines.

Edition : Masson, Paris, 1986

[2] H.COHEN ; G.F.C.ROGERS ; H.I.H. SARAVANAMUTTOO

Gas Turbine Theory ( 3eme Edition )

[3] G. LEHMANN ; P. LEPOURRY

Le Turboréacteur Théorie

[4] A. CARRERE

Eléments de propulsion

Edition: E.N.S.A.E 1987

[5] MR. BADR-EDDINE .AIMED-EDDINE

Cours de propulsion 4<sup>eme</sup> et 5<sup>eme</sup> Année Ingénieur.

### Thèses :

[6] MLE: BELAITI LATIFA

Etude du fonctionnement hors adaptation de la partie propulsive des turbopropulseurs " application au moteur GLSK" « Promotion 2002»

[7] DALI .BORHAN-EDDINE ET ALI .HILAL

Etude des performances hors adaptation du moteur prototype de laboratoire GILKES GT-117 « Promotion 2002»

[8] ROUIBI .AISSAM ET AGGOUN .WAHIBA

Etude de l'effet radial sur le fonctionnement en hors adaptation des compresseurs axiaux « Promotion 2000-2001»

## **NOTATIONS UTILISEES :**

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

0 : infini amont.

1 : Entrée de la manche d'entrée d'air.

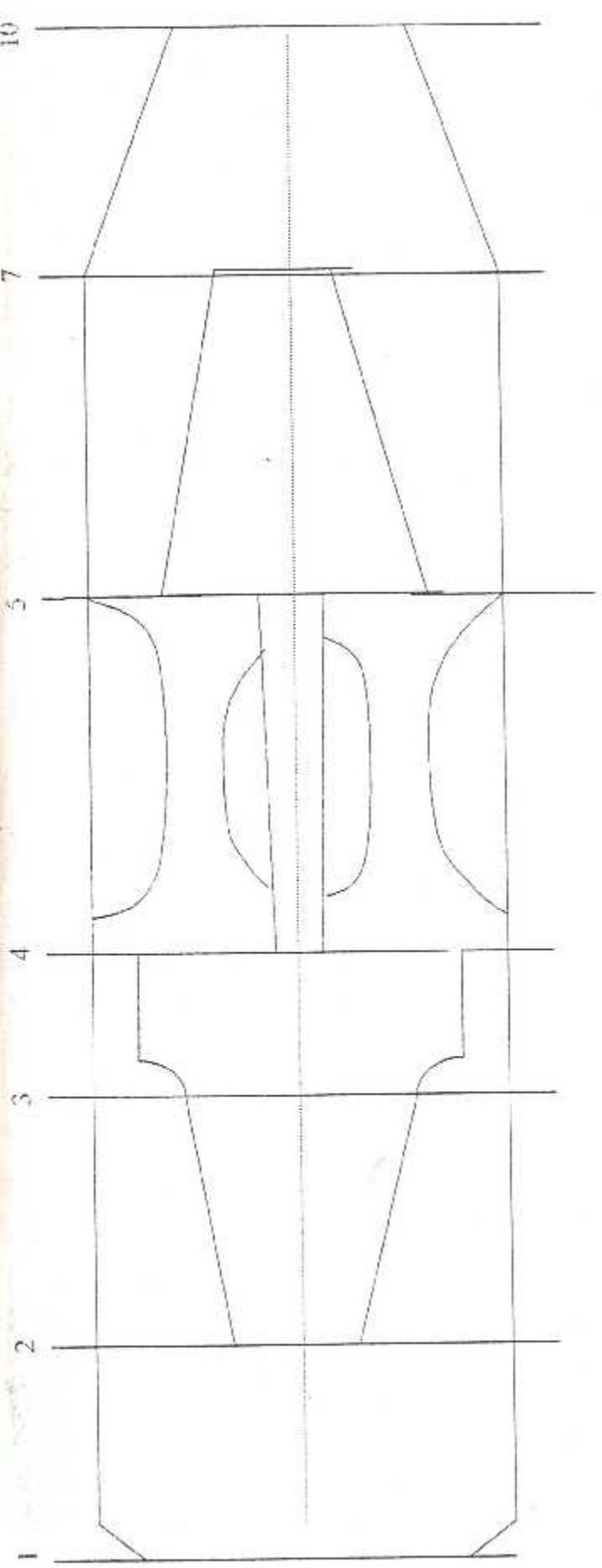
2 : Entrée du compresseur.

4 : Sortie compresseur.

5 : Sortie chambre.

7 : Sortie turbine.

10 : Sortie tuyère.



**Numérotation des stations du moteur GT-117**

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10