

REPUBLIQUE ALGARIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE Saad DAHLAB
Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département d'Aéronautique

Projet de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état
Option : Propulsion

Thème



*Elaboration d'un Programme de Calcul des Performances
en Hors Adaptation des Turbines Axiales Multi étagées.*

Fait par :

- *HATOUT Redha*

Encadré par :

Mr .BADEREDDINE.A

Juillet 2004

Remerciements



Je remercie Dieu le tout puissant d'avoir aidé à achever ce modeste travail et me donner la chance, la patience et la force de s'améliorer en terme de connaissance.

Je remercie tous ceux qui m'ont attribué leurs soutiens moraux et assistances durant les cinq années d'étude: mon promoteur Mr. BADEVEDDUE qui revient l'initiative de m'avoir orienté durant le déroulement de ce travail.

Je doit souligner mon extrême gratitude à l'égard des enseignants pour leurs encadrement durant toute la formation et pour tout le personnel du département d'aéronautique sans exception.

Redha.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

Aux deux êtres qui me sont très chers au monde entier : mon père Abderrahmane et ma mère Satima. Je les remercie de tout mon cœur pour tout leur amour, sacrifice et encouragement.

A mon cher frère Farid qui m'a tous donné pour arriver à achever ce travail.

A mon petit frère Marouane et à mes sœurs.

A la mémoire de ma grande mère Satma et mon cousin Mourad.

A toute la famille HATOUI.

A mes meilleurs amis : Samid, Soucine, Chawkat, Rafik, Abdel, Moka Omar, Amine Sofiane, Aziz, Samir, Moudj, Abdou, Mouh, Dilali Redhouane, Abdallah, Mohamed, LAMZISSI, Nadhir, Chouaib, Nissam, Walid, Imene, Sara DEBBI, Saïd, Samia, Mezzi, Mustapha, Douaïd, Titou, Sami, El Fat Ibrahim.

F

Redha

Table des matières



Introduction

Chapitre 01 : GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES

I.1-Ddéfinitions.....	02
I.1.1- Aube et grille d'aubes.....	02
I.1.2- Turbomachine.....	02
I.1.3- Etage d'une turbomachine.....	04
I. 2- Types de turbomachines.....	04
I.3- Applications des turbines à courant axial	04
I.3.1- Evolution historique et technique	04
I.3.2-Description des turbomoteurs.....	05
I.3.3-Fonctinnement en hors adaptation des turbomoteurs	07
I.3.4 –Paramètres réduit.....	09

Chapitre 02 : MODELISATION DES ECOULEMENTS DANS LES TURBOMACHINE

II.1-Ecoulements tridimensionnels.....	13
II.1.1-Approche 3D complète	13
II.2-Approche quasi (3D).....	14
II.2.1-Modeles simplifie de l'équilibre radial	16
II.2.2-Modèle non simplifie de l'équilibre radial	18
II.2.3-Difficultes rencontrées en régime transsonique et supersonique	19
II.3-Ecoulement aube a aube	20
II.3.1- Méthodes directes	21

<i>II.3.2-Méthode inverse</i>	22
-------------------------------------	----

Chapitre 03 : ETUDE ENERGETIQUE D'UNE TURBINE AXIALE

<i>III.1-Hypothèse et simplifications</i>	23
<i>III.1.1-Propriétés de l'écoulement</i>	23
<i>III.2- Propriétés thermodynamique du gaz</i>	24
<i>III.3- Paramètres énergétiques</i>	25
<i>III.3.1- Paramètres aérodynamiques</i>	25
<i>III.3.1.1- Diagramme des vitesses</i>	25
<i>III.3.1.1.1-Définitions</i>	25
<i>III.3.1.1.2- Diagramme des vitesses</i>	26
<i>III.3.1.2- Puissance fournie par un étage</i>	27
<i>III.3.2- Paramètres thermodynamiques</i>	28
<i>III.3.2.1-Premier principe</i>	28
<i>III.3.2.2- Nombre de Mach et célérité du son</i>	28
<i>III.3.3- Paramètres de conception</i>	30
<i>III.4- Fonctionnement d'un étage de turbine axiale</i>	31
<i>III.4.1- Principe de fonctionnement</i>	31
<i>III.4.2- Irrégularités dans une grille d'aubes :</i>	31
<i>III.5- Procédure de calcul des différents paramètres</i>	32
<i>III.5.1- Station 01</i>	32
<i>III.5.1.1- Entrée de la machine</i>	33
<i>III.5.1.2-Entrée de chaque étage</i>	34
<i>III.5.2- Station 02</i>	34
<i>III.5.2.1-Introduction des pertes</i>	35
<i>III.5.2.2-Grandeurs absolues</i>	36

III.5.2.3-Grandeurs relatives.....	38
III.5.3- Station 03	39
III.5.3.1-Grandeurs absolues et relatives.....	39
III.5.4-Performances de l'étage.....	42
III.5.4.1-La puissance de l'arbre.....	42
III.5.4.2-Le taux de détente.....	42
III.5.4.3-Le rendement isentropique.....	42
III.5.5-Performance de la turbine.....	42
III.5.5.1-La puissance de l'arbre.....	42
III.5.5.2-Le taux de détente.....	42
III.5.5.3-Le rendement isentropique.....	42

Chapitre 04 : ETUDE DES PERTES

IV.1-Description et classification des pertes	42
IV.2- Corrélations des pertes.....	43
IV.2.1- Pas relatif optimum	43
IV.2.1.1- Corrélation de Zweifel	44
IV.2.1.2- Corrélation de Traupel	46
IV.2.1.3-DEJC propose le diagramme de la figure (4.4) de même qu'une	46
IV.2.2- Définition des coefficients de pertes	47
IV.2.3- Validité de corrélations	51
IV.2.4- Influence de l'incidence sur les pertes	52
IV.3- Ecoulements secondaires	55
IV.4-Angle de sortie d'une grille d'aubes	57
IV.5-Les pertes supplémentaires	59

IV.5.1- Les pertes par jeu	59
IV.5.2- Les pertes par frottement des roues dans l'espace annulaire.....	60
IV.5.3 -Les pertes par ventilation	62
IV. 6-Rendement total a total d'un étage de turbine	62
IV.7-La technique utilisée pour le calcul des pertes	64
IV.7.1-Methode d'évaluation des pertes	64
IV.7.1.1-Description du système de pertes	64
IV.7.1.1.1-Coefficient de perte de profile Y_p	64
IV.7.1.1.2- Coefficient de perte secondaire dans le canal.....	70
IV.7.1.1.3-Coefficient de perte des bords de fuite y_{tet}	71
IV.7.1.1.4-Coefficient de perte par jeu en bout d'aube	72
IV.7.1.1.5-Coefficient de perte totale	73

Chapitre 05 : MISE EN FORME DE LA TECHNIQUE ETUDIEE

V.1- Organigramme de calcul.....	74
V.2-Programme et exemple d'exécution.....	78
V.2.1-Exemple de calcul.....	78
V.2.2-Les performances à calculer.....	78

Chapitre 06 : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

VI.1-Courbes caractéristiques.....	79
VI.1.1- Courbe du débit réduit	79
VI.1.2- Courbe du rendement isentropique.....	79
VI.1.3- Courbe de giration	80
VI.2- Interprétation des résultats	81
Conclusion	82
Bibliographie	
Annexes	

Liste des figures

<i>Figure</i>	<i>Page</i>
<i>Figure I.1- Vues d'une aube d'une Turbine à courant axial</i>	02
<i>Figure I.2- Schéma d'une turbine axiale multi étages</i>	03
<i>Figure I.3-Turbine à courant radial</i>	03
<i>Figure I.4- Schéma des différentes parties d'un turbomoteur (Turbofan)</i>	06
<i>Figure I.5 –Le champ de la turbine</i>	08
<i>Figure I.6 – Courbe Caractéristiques d'une turbine</i>	09
<i>Figure II.1- Schématisation de l'écoulement selon les deux concepts</i>	15
<i>Figure II.2-Visualisation des surfaces S_1 et S_2</i>	16
<i>Figure. II.3-Ecoulement tridimensionnel (condition de l'équilibre radial)</i>	17
<i>Figure III.1- Aspect tridimensionnel de l'écoulement.</i>	24
<i>Figure III.2-Diagramme des vitesses d'un étage de turbine axiale.</i>	27
<i>Figure III.3- Section de passage pour des différents nombres de Mach</i>	32
<i>Figure III.4- La détente réelle et isentropique (Diagramme T,S)</i>	35
<i>Figure IV.1 : Les différents types de pertes de l'aube</i>	44
<i>Figure IV.2 : Profil d'une aube</i>	46
<i>Figure IV.3 Corrélation de Traupel</i>	47
<i>Figure IV.4 Corrélation de (D E J C)</i>	47
<i>Figure IV.5 : Variation de (s/c) en fonction du mach</i>	48
<i>Figure IV.6 : coefficient de perte enthalpique</i>	50
<i>Figure IV.7 : Variation de l'incidence (i) en fonction de α_1</i>	53
<i>Figure IV.8 : Variation de (α_1) pour (s/c)=0.75</i>	53
<i>Figure IV.9 : Angle de décrochage réel et celui pour (s/c)=0.75 pour (s/c)=0.75</i>	54
<i>Figure IV.10 : Influence de l'incidence sur les pertes</i>	54

Figure IV.11 : Variation du facteur correctif K_a en fonction de l'épaisseur relatif	55
Figure IV.12 : Variation du facteur correctif K_p en fonction de α_1	55
Figure IV.13 : La section du passage dans le diffuseur	56
Figure IV.14 : Le sillage au niveau du pied et au sommet de l'aube	57
Figure IV.15 la variation de α_1 en fonction de la largeur relative	58
Figure IV.16 : Facteur de correction du nombre de mach	58
Figure IV.18 : La fonction de l'angle de calage pour des mach faibles	59
Figure IV.19 : Variation du facteur correctif en fonction des cordes relatives.	60
Figure IV.20 : La variation de C_M en fonction du Reynolds	61
Figure IV.21/22 : La variation du coefficient de charge en fonction du coefficient du débit (rendement total à total est à statique) [1]	63
Figure IV.23 : Terminologie de la section d'aube	65
Figure IV.24 : Y_p pour $(\beta_1=0)$	66
Figure IV.25 : Y_p pour $(\beta_1=\alpha_2)$	66
Figure IV.26 : Le rapport des mach en fonction les rapports des rayon	67
Figure IV.27 : La chute de pression en fonction du mach.	67

Résumé

La conception des turbomachines en général et des turbines axiales spécialement nous donne les performances de ces dernières dans les régimes nominaux soit pour les conditions d'entrée ou pour les conditions de fonctionnement (vitesse de rotation et charges des turbines) mais dans cette étude on cherche le comportement de ces turbines lors du fonctionnement en hors adaptation, veut dire en hors des régimes nominaux donc les régimes max et les bas régimes avec la variation des différents paramètres : pression de fin de combustion, vitesse de rotation et vitesse de l'écoulement. En traçant les courbes caractéristiques et on les compare avec des courbes caractéristiques obtenues par l'expérience.

Introduction



INTRODUCTION

La turbine comme toute autre turbomachine est mise en point suivant des caractéristiques d'adaptation bien définies en avant projet de conception, cependant elle est soumise à des grandes variations de paramètres qui pourront affecter son fonctionnement et même celui des autres machines qui lui sont pratiquement dépendantes (Compresseur par exemple).

L'étude en hors adaptation permet l'exploitation de la turbine par des diagrammes de performance pour s'informer de mieux en mieux de son large domaine de fonctionnement (à bas et en haut régime de fonctionnement).

Ce travail représente l'étude aube a aube qui n'est d'autre que la première partie de l'étude de l'écoulement tridimensionnel complète, cependant il est nécessaire de l'aborder avant d'entamer la deuxième partie celle de l'écoulement méridien. L'organisation de ce travail est faite en six étapes indiquées ci-après :

- *Un avant propos sur les turbomachines en général et le fonctionnement en hors adaptation des turbines en particulier.*
- *La citation des différentes techniques pour le calcul des turbines.*
- *L'étude énergétique comprenant des rappels d'équations qui permettent de connaître les différents paramètres de l'écoulement.*
- *L'étude des pertes a qui lui est consacrée un chapitre, représente une partie complémentaire du chapitre précédent, elle traite les pertes de pressions et leurs corrélation grâce a une méthode d'évaluation qui fait appel a des formules empiriques résultantes des épreuves expérimentales. Cette méthode est reconnue par le fait d'être capable de prédire les efficacités d'une large gamme de turbines axiales (Cette a été appliquée pour des différents types de turbines qui ont des designs récents). Ainsi la validation de cette méthode de calcul.*
- *Le dernier chapitre est consacré aux résultats et leurs interprétations et aussi la validité de la méthode de calcul suivie.*

Chapitre 01

Généralités sur les turbomachines.



CFM56-7

1-GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES

I. 1-DEFINITIONS

I.1.1- Aube et grille d'aubes

On appelle aubes des obstacles ayant des profils aérodynamiques plongés dans l'écoulement, et ménagent entre eux des canaux par lesquels le fluide s'écoule en lui modifiant les vitesses, et par conséquent faire apparaître des efforts mécaniques à cause de la différence de pression entre l'extrados et l'intrados.

Une grille d'aube est donnée en assemblant des aubes identiques déduites les unes des autres par un déplacement géométrique périodique

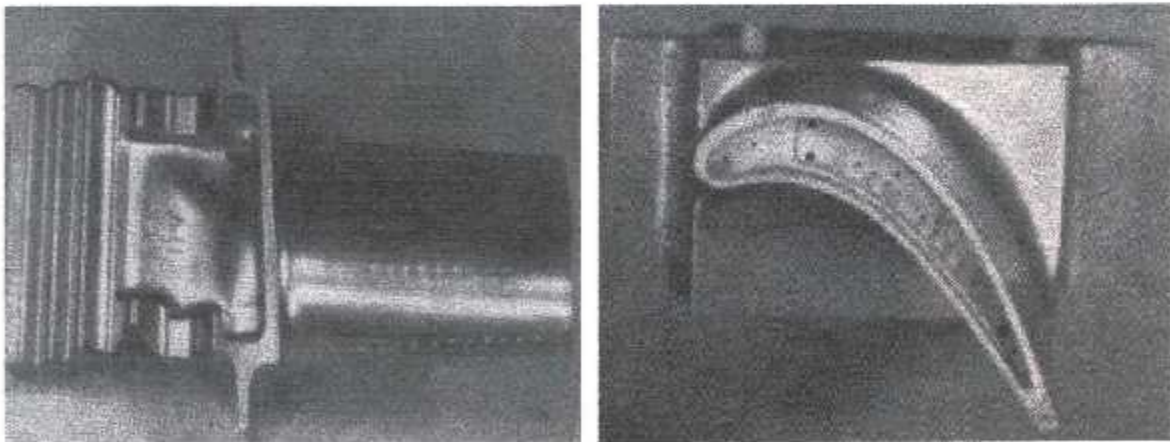


Figure I.1 Vues d'une aube d'une Turbine à courant axial

I.1.2- Turbomachine

C'est un ensemble mécanique dans lequel un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues munies d'aubes et animées par un mouvement de rotation autour d'un axe de symétrie, elle peut être :

α -Axiale : si la direction de l'écoulement est Parallèle à l'axe de rotation (figure I.2).

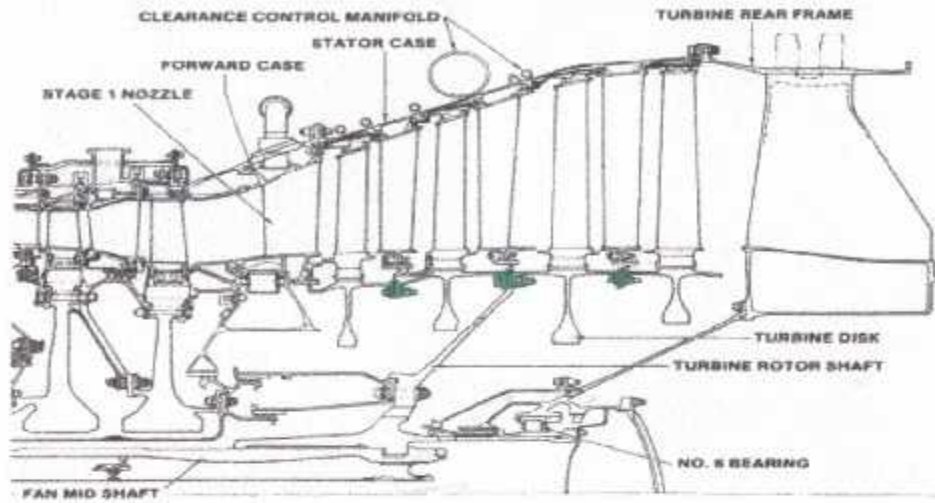


Figure I.2 Schéma d'une turbine axiale multi étages

b- Radiale : lorsque la direction de l'écoulement est Perpendiculaire à l'axe de rotation (Figure I.3), et si de plus l'écoulement s'éloigne de ce dernier elle est centrifuge (cas des compresseurs), si c'était le contraire elle est centripète (Cas des turbines).

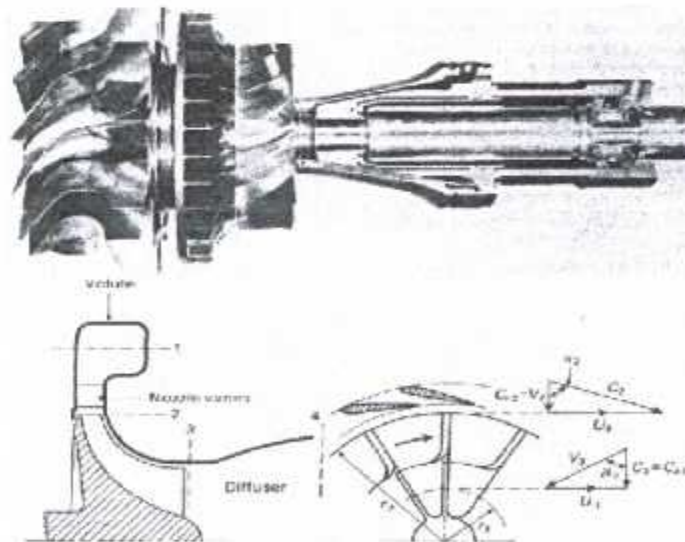


Figure I.3 Turbine à courant radial

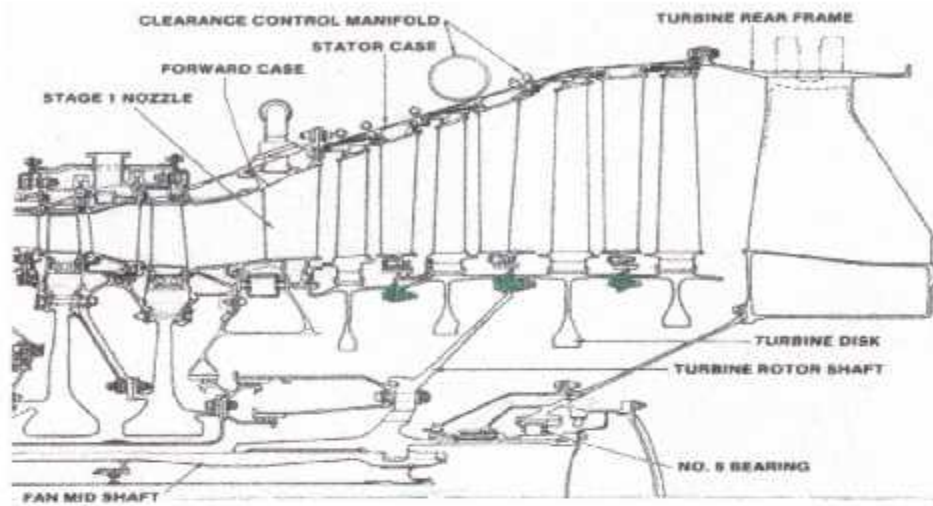


Figure I.2 Schéma d'une turbine axiale multi étages

b- Radiale : lorsque la direction de l'écoulement est Perpendiculaire à l'axe de rotation (Figure I.3), et si de plus l'écoulement s'éloigne de ce dernier elle est centrifuge (cas des compresseurs), si c'était le contraire elle est centripète (Cas des turbines).

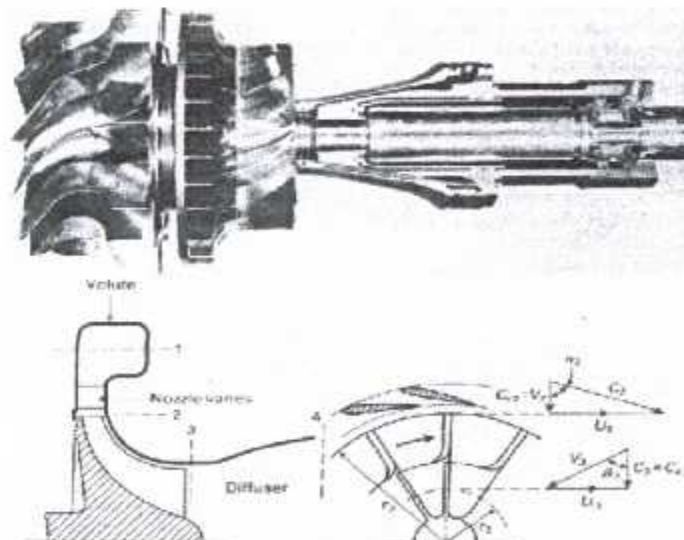


Figure I.3 Turbine à courant radial

1.1.3- Etage d'une turbomachine

Un étage est composé de deux organes distincts que le fluide traverse successivement, l'un s'appelle stator; il représente les canaux fixes de la turbine, l'autre est le rotor; il représente les canaux mobiles (figure 1.2 et 1.3).

1.2- TYPES DE TURBOMACHINES

Les turbomachines se distinguent les unes des autres par la fonction attribuée à chacune d'elles, si cette dernière se résume au fait de passer d'une pression inférieure à une pression supérieure, ou bien encore lui assurer un accroissement d'énergie cinétique, dans ce cas la rotation absorbe la puissance et constitue une turbomachine réceptrice tels que les hélices aériennes et marines, les turbopompes, les ventilateurs, les turbocompresseurs, les soufflantes.

Si la fonction de la turbomachine est de faire passer le fluide d'un milieu haute pression à un milieu basse pression ou bien de faire diminuer son énergie cinétique et de la recueillir sur son arbre comme énergie mécanique, elle constituera une turbomachine motrice, tels que les turbines hydrauliques, les turbines à vapeur, les turbines de détente de gaz, les moulins à vent et les éoliennes. L'ensemble des turbomachines motrices et réceptrices peut former une turbine à gaz et machines dérivées comme les turbopropulseurs et les turboréacteurs.

1.3- APPLICATION DES TURBINES A COURANT AXIAL

1.3.1- Evolution historique et technique

La première turbomachine motrice à fluide gazeux a vu le jour à la fin du 19^{ème} siècle, c'est la turbomachine à vapeur dont deux conceptions principales ont vu le jour :

a- La turbine à action :

Dont le leader est De Laval, la détente se fait dans les aubes fixes seulement, ce type de turbines se caractérise par une grande détente par étage, et par un petit nombre d'étages. Son représentation à l'origine se fut la société française Rateau, sa construction se fut par assemblage de disque mobile sur arbre portant des aubes fraisées et séparées par des diaphragmes, comportant à leur centre un dispositif d'étanchéité. Leur construction est un peu coûteuse.

b-La turbine à réaction :

Son principal concepteur est Parsons, et son représentant se fut la compagnie Electro Mécanique, la détente dans cette machine s'effectue par moitié dans les aubes fixes, et l'autre dans les aubes mobiles, elles se caractérisent par un grand nombre d'étages, et des vitesses périphériques faibles, et elles nécessitent un tambour d'équilibrage pour annuler la poussée axiale du rotor.

La construction des turbines à réaction fit à très tôt appel aux disques pour leurs étages basse pression pour avoir de grande vitesse de rotation (3000 tr/min) Brown Boveri introduit alors la technique de construction des rotors par soudure des disques à leurs périphéries.

Les turbines à action de leurs coté abandonnaient diaphragmes dans les derniers étages pour l'éthnicité en bout d'aubes fixes. Pour les turboréacteurs, la turbine était dans son stade ultime comportant un seul étage dont on ne pouvait plus dire si c'était à action ou à réaction.

1.3.2-Description des turbomoteurs

Lorsqu'on a besoin de puissance mécanique relativement élevée, l'emploi de machine volumétrique tel que les moteurs alternatifs et rotatifs, ne peut satisfaire ni ce dernier ni les exigences imposés comme les limites en volume ou en masse, ou encore des conditions particulière d'utilisation. Ces spécifications imposent

l'intégration d'un ensemble de turbomachines telle que les turbomoteurs (figure I.4) dont les principaux organes sont

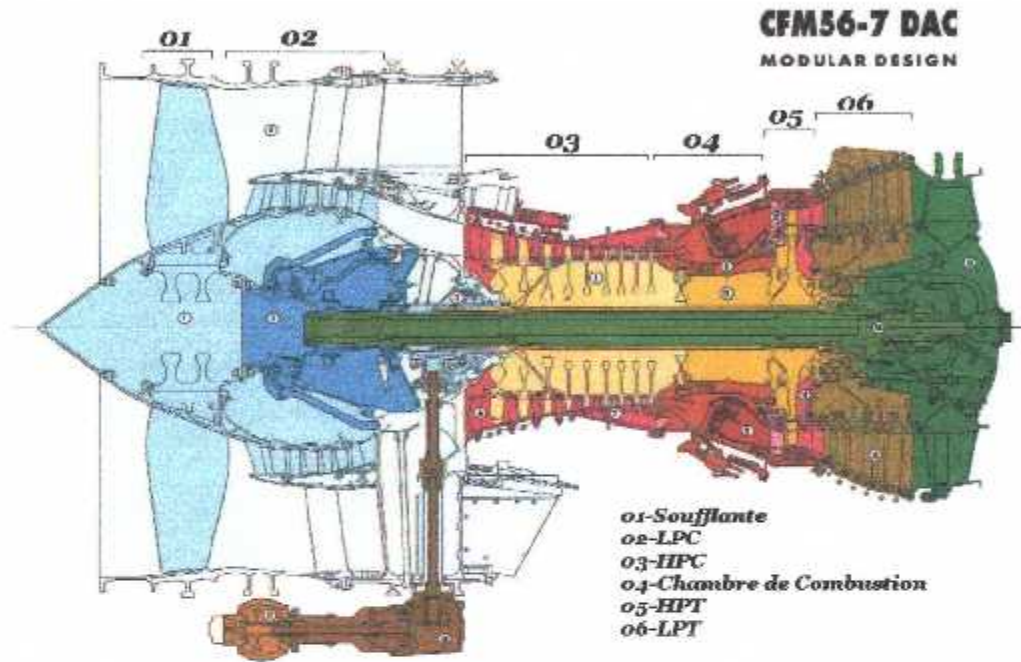


Figure I.4 Schéma des différentes parties d'un turbomoteur (Turbofan)

a- Le compresseur

Il représente la partie la plus essentielle du turbomoteur, son rôle est d'augmenter la pression du fluide avec le plus grand rendement possible, et d'alimenter la chambre de combustion avec un débit suffisant.

b-La chambre de combustion

Cet organe a le rôle d'augmenter la température du fluide avec un écoulement permanent grâce à la combustion d'un carburant et de fournir un fluide à la turbine ayant une bonne répartition de température.

c-La turbine

Elle est le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en une énergie mécanique. Si on a en plus besoin d'un écoulement à haut débit une turbine axiale pourra en subvenir (elle fera spécialement l'objet de cette étude).

d-La tuyère

Elle est chargée d'assurer la sortie des gaz, suivant les spécifications demandées en réalisant un ralentissement de l'écoulement à la sortie du dernier étage de la turbine.

1.3.3-Fonctionnement en hors adaptation des turbomoteurs

La conception d'un turbomoteur est faite en trois étapes :

En premier lieu, une détermination des différents paramètres du cycle thermodynamique, une fois ces grandeurs sont déterminées, on fait intervenir le débit qui caractérise la puissance qu'on veut avoir.

Finalement en fixant les paramètres de conception pour une condition d'entrée donnée et les limites dans leur fonctionnement, on peut déterminer les différents composants du turbomoteur exprimant ainsi les caractéristiques nominales retenues en ces points d'adaptation .

Ces limites sont :

- Le blocage en débit de section de passage entre les différents organes.
- Le pompage du compresseur qui est régi par la limite du rapport de pression.
- La limite de puissance de la turbine ou limite de charge.
- Les limites mécaniques concernant les niveaux des pressions et de vitesse de rotation.

La géométrie du moteur imposa en fonctionnement hors adaptation des contraintes aérodynamiques qui n'existent pas au calcul du cycle initial, cependant un calcul optimisé des performances de tous les composants du moteur fixera une plage tolérée de fonctionnement en dehors du points nominal, après soit en jouant sur les paramètres de commande du moteur, soit en ajustant d'autres éléments tel qu'un diffuseur ou une tuyère variable.

Dans un turbomoteur donné, le plus convenable c'est de représenté le fonctionnement du moteur dans un champ de compresseur, du fait que ce dernier est soumis à la contrainte de pompage qui peut causé soit l'arrêt du moteur, soit le détériorations de ses éléments, cette ligne exprime tout les points de fonctionnement possible en étant indépendante des conditions extérieures ainsi que les condition du vol.

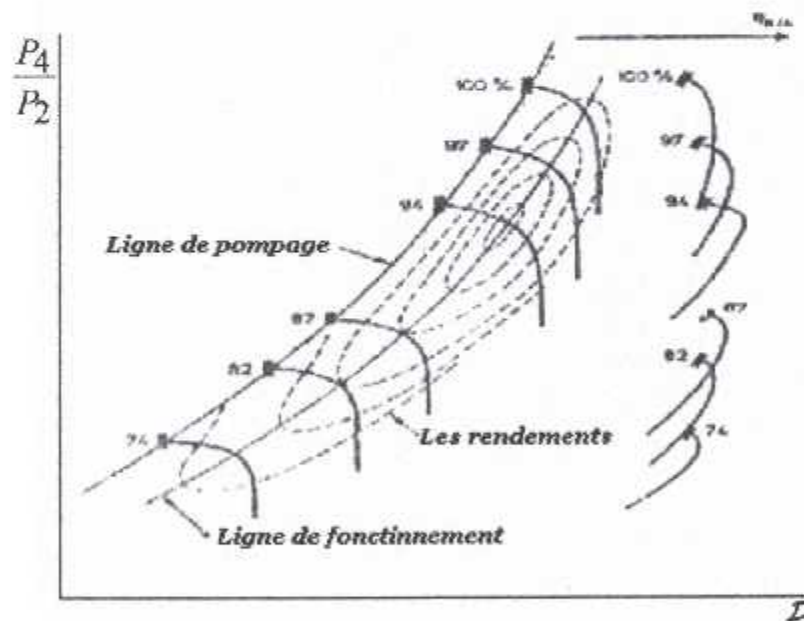


Figure 1.5 –Le champ de la turbine

Le tracé d'un champ de turbine comme tout autre composant du moteur donnera alors une vue bien précise sur sont fonctionnement, les limitations et les performances.

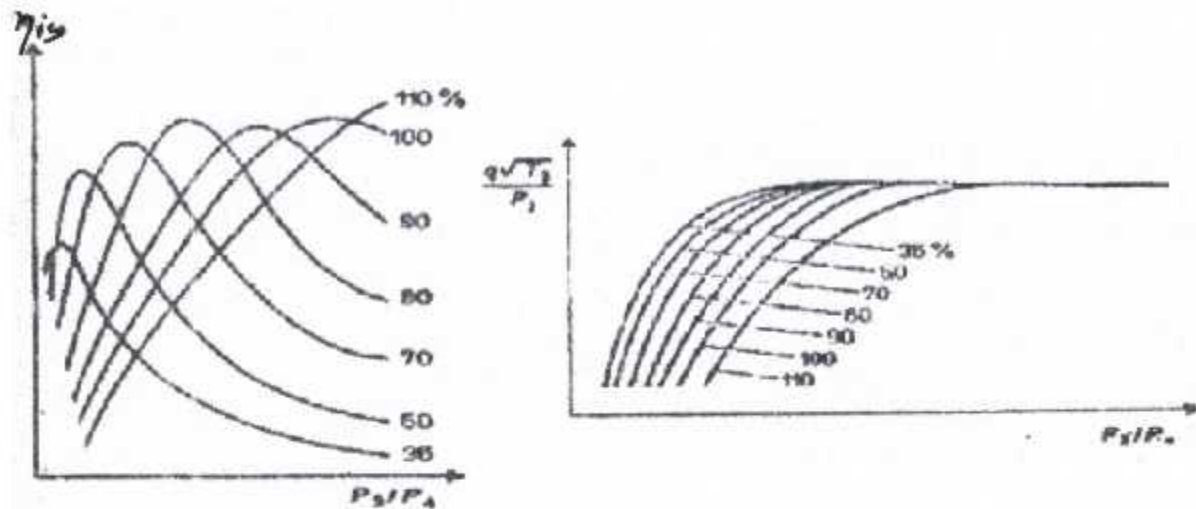


Figure 1.6 – Courbes Caractéristiques d'une turbine

1.3.4- Paramètres réduit

a –Analyse dimensionnelle :

Le fonctionnement des turbomachines fait intervenir plusieurs variables telles que :

- Etat initial du fluide : caractérisé par les valeurs de la pression P_1 et de la masse volumique ρ_1 à l'entrée de la turbine (entrée du diffuseur du premier étage).
- Géométrie de la machine, elle est présentée par le rayon r de la grille de l'aube qui est une grandeur caractéristique de la dimension de la turbine.
- Nature du fluide véhiculé : le fluide véhiculé est assimilé à un gaz parfait, les paramètres caractérisant ce dernier sont les chaleurs massiques C_p et C_v à pression et volume constant, et aussi la viscosité dynamique μ .
- La cinématique de la machine: définie par une vitesse tangentielle U ou une vitesse angulaire ω .

- e) *Etat final du fluide : caractérisé par une pression de la sortie P_2 OU une différence d'enthalpie ΔH .*
- f) *L'échange entre le fluide et la machine : c'est l'échange est caractérisé par le débit D .*

Les neuf variables : $C_P, C_V, \mu, \rho_1, P_1, \Delta H, r, \omega,$ et P permettant de construire avec les dimensions masse, longueur, temps, température , la matrice suivante dont les coefficients sont les exposants des équations dimensionnelles :

	C_P	C_V	μ	ρ_1	P_1	ΔH	r	ω	D
M	0	0	1	1	1	0	0	0	1
L	2	2	-1	-3	-1	2	1	0	1
T	-2	-2	1	0	-2	-2	0	-1	-1
θ	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0

b- Théorème de Vachy Buckingham

D'après Vashy –Buckingham les neuf paramètres dimensionnels considérés à une représentation de cinq paramètres qui sont adimensionnels tous indépendant :

- L'énergie échangée par unité de masse doit être comparée au carré d'une vitesse d'où la relation suivante :*

$$\frac{\dot{\Delta H}}{\omega^2 r^2} = \frac{\dot{\Delta H}}{U^2} \quad (1.1)$$

- La référence extensive de l'énergie est P , on introduit alors un rapport de détente π tel que :*

$$\pi = \frac{P_1}{P_2} \quad (1.2)$$

Où P_1, P_2 sont les pressions totales en amont et en aval

- Les propriétés thermiques du fluide sont également représentées par le rapport des chaleurs massiques :

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma \quad (1.3)$$

- Les effets de viscosité seront traduits par un nombre de Reynolds :

$$\frac{\omega r^2 \rho_1}{\mu} \quad (1.4)$$

Les effets de compressibilité sont exprimés par un nombre de SARRAU (nombre de

Mach) :

$$\frac{\omega r}{\sqrt{\gamma \frac{R}{\rho_1}}} \quad (1.5)$$

Où la valeur $\sqrt{\gamma \frac{R}{\rho_1}}$ représente la célérité du son.

c- Paramètres réduits

L'utilisation de paramètres réduits permet de décrire les caractéristiques d'une turbomachine (turbine par exemple) de façon condensée, indépendante et de pression à l'entrée du composant. On définit donc :

- Le débit réduit D :

Le débit réduit D est donné par la relation suivante :

$$D = \frac{D\sqrt{T_1}}{P_1} \quad (1.6)$$

T_1 : est la température totale à l'entrée de la machine,

P_1 : est la pression totale à l'entrée de la machine.

- Le régime réduit N :

Il est défini par la relation suivante :

$$N = \frac{N}{\sqrt{T_1}} \quad (1.7)$$

Où N est la vitesse de rotation en tr/mn

- Le taux de détente π : il est défini par la relation (1.2) et s'écrit donc :

$$\pi = \frac{P_1}{P_2} \quad (1.8)$$

Chapitre 02

Modélisation des écoulements dans les turbomachines.



II. MODELISATION DES ECOULEMENTS DANS LES TURBOMACHINES

Cette synthèse concerne les méthodes permettant une simulation numérique du comportement des écoulement qui traversent une turbomachine (parties fixe et mobile des compresseurs et turbines axiales), seul l'aspect aérodynamique sera étudié à l'exclusion de tout phénomène réactif, il convient également préciser que :

- *Seul les fluides compressible monophasique considérés ici.*
- *L'application envisagée fait intervenir la compressibilité du fluide excluant ainsi les régimes à basse vitesse.*

Les méthodes de calcul appropriées, les plus avancées, sont surtout développées dans le domaine aéronautique.

L'écoulement dans une turbomachine est caractérisé par quatre aspects essentiels qui sont :

La tridimensionnelle, la viscosité, l'instantanéité et le transfert thermique.

II.1-ECOULEMENTS TRIDIMENSIONNELS

Avant tout l'écoulement est considéré comme stationnaire, cela ne veut pas dire que les effet in stationnaire sont négligés ou bien qu'ils ne sont pas étudiés, mais cela signifie que la conception et la définition des composants d'une turbomachine sont faites à l'aide du calcul stationnaire.

II.1.1-Approche 3D complète

Si on veut réellement optimiser une machine dans le but d'avoir de la performance très élevée, il est nécessaire de déterminer de plus en plus finement l'écoulement pour connaître d'abord tous les phénomènes qui se produisent et en suite améliorer le comportement du fluide en tout point.

L'étape directement (3D) devient alors indispensable .L'aspect réel (3D) de l'écoulement provient essentiellement du gauchissement des nappes de courants dans les roues sous l'effet des gradients de pression radiaux qui varient azimutale

ment par la charge des aubes il l'en résulte une évolution azimutale non négligeable de la pente méridienne de l'écoulement .Cet effet et d'au temps plus important que les aubes sont chargées .La prise en compte rigoureuse de ces phénomènes dans une machine complète (multi étages) nécessite de ne pas éliminer les effets (3D) issue des roues précédentes et par conséquent d'utiliser une approche nécessairement in stationnaire .Ainsi un calcul (3D) stationnaire n'est envisageable en toute rigueur que pour une roue isolée.

Il est bien entendu qu'il est possible d'établir un écoulement méridien après chaque roue, ce qui supprime automatiquement l'aspect (3D) évoqué ci-dessus mais rend la solution stationnaire .Cependant un tel calcul, dans une approche non visqueuse,n'est pas réaliste.

II.1.2-Approche quasi (3D)

Hormis réellement tridimensionnelle étudiée au paragraphe (II.1)le calcul de l'écoulement dans un ou plusieurs étages ne peut être aborder que par l'intermédiaire du concept d'écoulement moyen élaboré par Lorenz,repris et considérablement développé par (W_w).

a- Théorème général de (W_w)

Dans le théorème général de (W_w) les équations de l'écoulement sont satisfaites par deux familles de surface de courant ,l'écoulement tridimensionnel complet est obtenu par une procédure itérative entre les solution sur ces deux groupes de surfaces appelées (S_1 surface aube à aube)et (S_2 surface qui passe à travers la roue) ,le théorème général suppose que l'écoulement relatif à une roue soit stationnaire dans cette roue .Cependant à la sortie d'une roue ,l'écoulement varie circonférentiellement et si la roue suivante à un mouvement par rapport à la première elle reçoit un écoulement variable dans le temps.

Chapitre 02 Modélisation des écoulements dans les turbomachines.

Donc seulement pour le cas d'une roue isolée que l'écoulement relatif est stationnaire et on peut dire que le théorème général est limité aux cas de cascades annulaires ou de roues isolées.

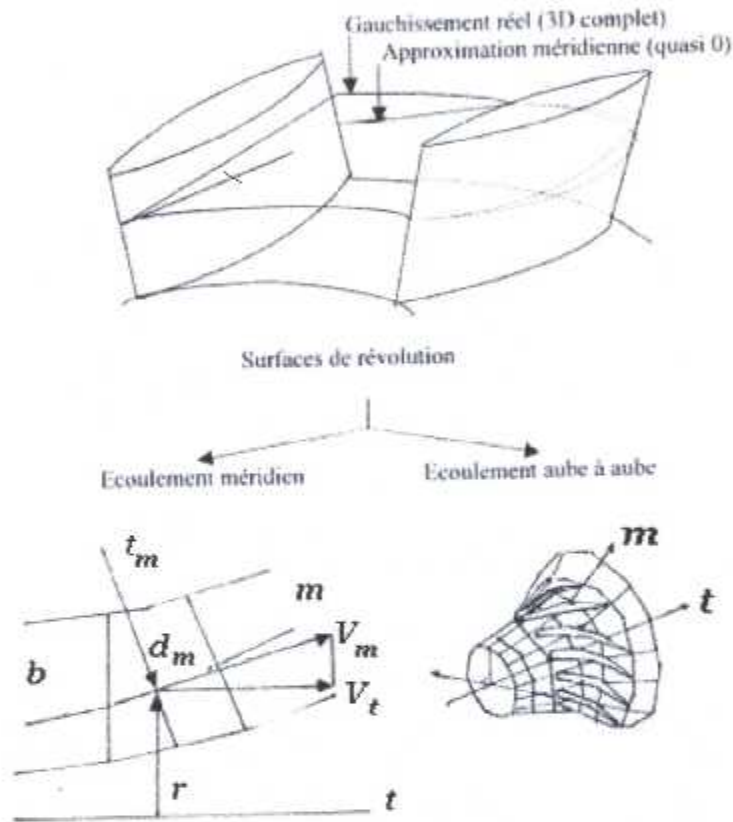


Figure (II.1) Schématisation de l'écoulement selon les deux concepts
Ecoulement méridien et écoulement aube à aube.

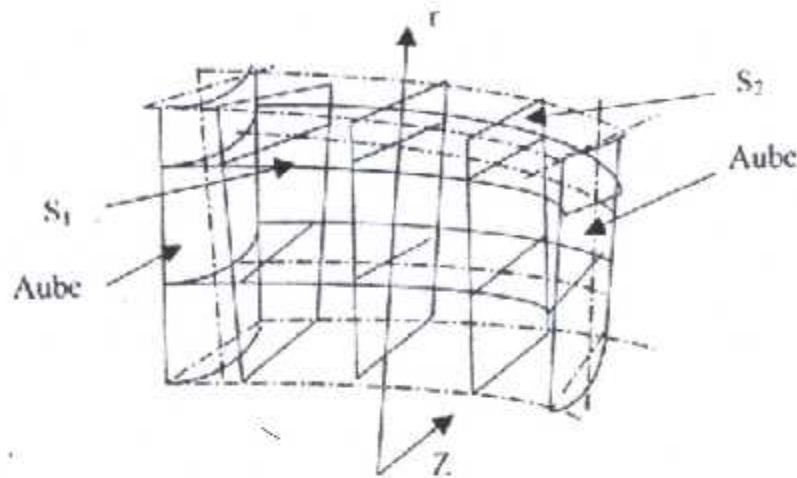


Figure (II.2) Visualisation des surfaces S_1 et S_2

II.2-ÉCOULEMENT AXISYMETRIQUE (2D) OU ÉCOULEMENT MÉRIDIEN:

Rappelons que ce schéma d'écoulement moyen a l'origine du développement de nombreuses de calcul, consiste à admettre que si le nombre d'aubes est suffisamment élevé, l'écoulement demeure en moyenne axisymétrique à la traversée des diverses roues dont l'action peut être simulée par un champs de forces volumique. Le calcul de cet écoulement moyen, dit également méridien, qui est mathématiquement bidimensionnel, permet de déterminer, d'une part la géométrie des nappes de courant de révolution a travers toute la machine considérée.

II.2.1-Modeles simplifié de l'équilibre radial

L'écoulement étudié est considéré comme permanent quel que soit le repère, ignorant les perturbations in stationnaires par une roue sur son environnement .une simplification largement utilisée de cet écoulement est obtenue par le concept de l'équilibre radial ; en effet ; dans le cas d'un écoulement axisymétrique, l'équation dans le sens radial, écrite en coordonnées cylindriques sans prendre en compte les termes de frottement, s'écrit pour un écoulement permanent :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{V_u^2}{r} - \frac{dV_r}{dt} \quad (II.1)$$

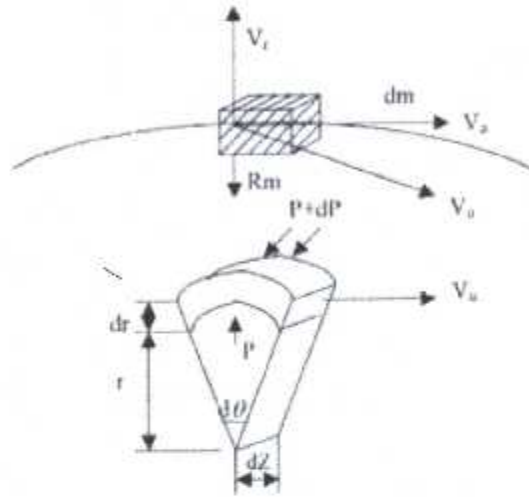


Figure. (II.3) : *Ecoulement tridimensionnel (condition de l'équilibre radial)*

Les termes dus à la conicité et à la courbure des filets fluides sont mis en évidence de la façon suivante :

Appelons (V_M) la projection de la vitesse (V) dans le plan méridien et (θ) l'angle de (V_M) avec (V_Z). (R_M) étant le rayon de courbure de la projection méridienne du filet de courant, il vient alors :

$$V_r = V_m \cdot \sin \theta$$

Ce qui donne en dérivant :

$$\frac{dV_r}{dt} = \frac{dV_m}{dt} \cdot \sin(\theta) + V_m \cdot \cos(\theta) \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (II.2)$$

Avec
$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{d\theta}{dm} \frac{dm}{dt} = \frac{V_m}{R_m}$$

D'où la nouvelle de l'équilibre radial

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{V_u^2}{r} - \frac{dV_m}{dt} \sin \theta - \frac{V_m^2}{R_m} \cos \theta \quad (II.3)$$

$$\frac{V_u^2}{r} \quad : \text{ Terme de giration.}$$

$$\frac{dV_m}{dt} \sin \theta \quad : \text{ Terme de conicité.}$$

$$\frac{V_m^2}{R_m} \cos \theta \quad : \text{ Terme de courbure.}$$

Si l'on néglige les deux derniers termes, on obtient l'expression la plus simplifiée, dite « équilibre radial simplifié », qui peut être intégrée analytiquement dans des cas simples.

Exemple :

Cas de « free vortex » ; la solution analytique est : $r \cdot V_u = cte$

II.2.2-Modèle non simplifié de l'équilibre radial

Pour la démonstration voir annexe (01), l'équation complète de l'équilibre radial est déduite des équations de (Navier Stocks) en coordonnées cylindriques ou les effets de viscosité et l'hypothèse de l'axisymétrique de l'écoulement moyen ne sont introduits qu'à la fin .l'équation finale est de la forme :

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} &= \frac{1 - \frac{W_x^2}{a^2}}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left[\frac{(W_u^2 + U)^2}{r} - \frac{W_M^2}{\cos \theta} C_M \right] - a^2 \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \left(\frac{\frac{W_x W_r}{a^2}}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \right) \end{aligned} \right\} \text{II.4}$$

ou :

$$\left(1 - \frac{M_{wx}^2}{\cos \theta} \right) \frac{1}{\rho a^2} \frac{\partial P}{\partial r} = \left(1 - M_{wx}^2 \right) \left[\frac{M_{vu}^2}{r} - \frac{M_{wx}^2}{R_m \cos^3 \theta} \right] - M_x M_r \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right)$$

Pour la démonstration voir annexe (01).

II.2.3-Difficultés rencontrées en régime transsonique et supersonique

D'une façon générale, l'écoulement méridien est toujours subsonique mais la vitesse relative peut dans certains cas être légèrement supersonique.

Certaines méthodes peuvent même admettre, dans leur principe, des vitesses relatives franchement supersonique .mais il faut alors devenir très prudent quant a l'interprétation et le validité des résultats .en effet, dans le cas de vitesses relatives Supersoniques, intervient un phénomène qui n'est pas a priori pris en compte dans ces méthodes ; il s'agit de l'extension a une roue mobile du principe de l'incidence unique et qui a deux conséquences principales :

L'écoulement a l'amont de la roue est indépendant de l'aval si ,d'une part ,les aubes sont suffisamment rapproches pour que les surfaces caractéristiques montantes sur lesquelles se propagent les perturbations ne traversent pas la roue et si ,d'autre part ,l'écoulement dans un canal inter aube est amorcé .

- *Pour une vitesse de rotation donnée, l'incidence de l'écoulement amont pour un nombre de mach donnée et son débit ne dépend que de la géométrie de la roue et non plus d'une condition imposée à l'aval.*

Dans le cas d'une roue ou l'écoulement relatif amont reste supersonique sur toute l'envergure de l'aube le même principe s'applique et il n'y a en particulier aucune dépendance de l'aval sur l'amont, bien que les vitesses méridiennes restent subsoniques.

Dans le cas d'une roue transsonique ,telle que la vitesse relative soit supersonique en tête mais subsonique au moyen ,le phénomène est plus complexe ; l'interdépendance amont –aval a lieu sur la portion subsonique de l'écoulement ,tant que n'apparaissent pas des blocages soniques .

La validité des diverses méthodes tombe en principe en défaut pour de telles configurations supersoniques ; mais la prise en compte du principe d'incidence unique pour chaque coupe peut être faite bien que délicate .il reste le calcul

tridimensionnel exact pour résoudre le problème avant d'aborder la description des méthodes de calcul, il convient de rappeler que leur finalité est la détermination de la géométrie des nappes de courant ; c'est-à-dire leur position radiale (r, z) et leur épaisseur (b) le long de la méridienne, qui servira de base aux calculs de l'écoulement aube à aube (m, θ) :

Mais la forme de ces nappes dépend étroitement de l'état du fluide et par conséquent des pertes qui apparaissent à la traversée des roues successives. Une utilisation correcte du calcul de l'écoulement méridien nécessite impérativement une prise en compte de ces pertes, qui est obtenue en général par l'emploi de lois empiriques que l'on peut facilement inclure dans le programme de calcul.

III.3-ÉCOULEMENT AUBE A AUBE

D'une façon générale, les méthodes de calcul sont appliquées à un écoulement permanent (m, θ) dans un repère relatif à une roue isolée définie entre deux surfaces de révolution infiniment voisines, de rayon et d'épaisseur variables, dont la géométrie est connue pour un écoulement méridien (fig. II.1)

Le modèle d'Euler pour ce type d'écoulement (équations finales) est :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(u)}{\partial m} + \frac{\partial G(u)}{\partial \theta} = H(u) \quad (II.5)$$

Avec :

$$U = \begin{cases} \tau r \rho \\ \tau r \rho W_m \\ \tau r \rho W_u \end{cases} \quad F(U) = \begin{cases} \tau r \cdot \rho W_m \\ \tau r (P + \rho W_m^2) \\ \tau r \cdot \rho W_m W_u \end{cases}$$

$$G(U) = \begin{cases} \tau.r.\rho W_u \\ \tau.\rho W_m W_u \\ \tau(P + \rho W_m^2) \end{cases} \quad H(U) = \begin{cases} 0 \\ P \frac{d(\tau.r)}{dm} + \tau.\rho(W_u + wr)^2 \frac{dr}{dm} \\ -\tau.\rho W_m(W_u + 2wr) \frac{dr}{dm} \end{cases}$$

On peut signaler le cas particulier d'une configuration a deux dimensions (2D) strictement bidimensionnelle du type grille d'aubes .l'écoulement étant plan avec deux coordonnées spatiales x,y (au lieu de m,θ) ou strictement radiale avec les coordonnées polaires r et θ :de nombreuses méthodes appliquées en aérodynamique bidimensionnelle sont utilisables ,mais non détaillées dans une telle approche est évidemment très facile et fréquemment utilisée mais elle est peu réaliste et ne doit être appliquée qu'a des cas très limites .toutefois ,son utilité s'explique par le fait que :

- Il s'agit souvent d'une étape utile avant l'élaboration de cas plus compliqués, en particulier au niveau des méthodes de calcul :

Les calcul (2D) sont souvent suffisants pour analyser l'influence de certains paramètres comme par exemple le pas relatif ,la répartition de la courbure du squelette, la répartition de la loi de l'épaisseur ... etc.

- La conception du profil de base est souvent effectuée en (2D)

Nous distinguerons les méthodes directes qui déterminent toutes les caractéristiques de l'écoulement pour une roue a géométrie donnée, les méthodes inverses destinées a la restitution de la géométrie d'une roue correspondant a une répartition de vitesse ou de pression souhaites sur le profil.

II.3.1- Méthodes directes

Toutes les méthodes présentées utilisent des équations discrétises, nécessitent un maillage approprié du domaine de calcul .Cela peut entraîner

à priori un manque de précision dans les régions où les gradients de vitesse sont élevés et la densité du maillage insuffisante, la périodicité de l'écoulement relatif permanent sur une surface de révolution, permet le calcul de l'écoulement dans un seul canal inter aube.

Avec les conditions aux limites suivantes :

- *Condition de glissement sur le profil (ligne bc et gf).*
- *Condition de périodicité (ligne ab, cd, fe, hg)*
- *Condition amont (ligne ah).*
- *Condition aval (ligne de).*

Il existe des méthodes de calcul très précises (en particulier bord d'attaque et bord de fuite), telle que la méthode de singularités mais leur domaine d'application est restreint aux écoulements subsoniques stationnaires et strictement bidimensionnels, elles ne sont plus guère développées et ne sont pas explicites ci après .

II.3.2-Méthode inverse

La recherche d'optimisation de certaines performances peut être facilitée par l'utilisation du mode inverse .malheureusement, le calcul conduit fréquemment à des formes d'aubes totalement irréalistes.

Il est alors nécessaire d'effectuer un nombre important de calculs de façon à un compromis satisfaisant .ce qui diminue l'avantage par rapport à l'emploi systématique de calculs en mode direct .en réalité .il est judicieux de s'inspirer des résultats d'un calcul direct appliqué à une géométrie réaliste et de considérer la méthode inverse comme une méthode corrective.

Chapitre 03

Etude énergétique d'une turbine axiale.



III. ETUDE ENERGETIQUE D'UNE TURBINE AXIALE

III.1-HYPOTHESE ET SIMPLIFICATIONS

III.1.1-propriétés de l'écoulement

a- Ecoulement stationnaire

L'écoulement au canal formé par deux aubes adjacentes d'une roue mobile précédées de celle d'un distributeur fixe (ou le contraire), a une vitesse de grandeur pulsatoire, ce qui explique l'interaction entre l'aubage fixe et mobile, faisant varier la vitesse absolue de l'écoulement en grandeur et en direction. Au niveau des calculs, cet aspect est négligé c'est-à-dire que l'écoulement est considéré stationnaire, par contre les pertes sont prises en considération au niveau des rendements de détente et de compression.

b- Ecoulement monodimensionnel

Comme il s'agit d'étudier une grille d'aubes radiales l'écoulement à travers est tridimensionnel dépendant des paramètres r , θ et z (figure III.1), la méthode de calcul d'un tel écoulement comprend deux parties :

- La première : est un calcul des différents paramètres au rayon moyen r_m , pour cela des considérations simplificatrices s'imposent on supposant que :
 - 1- Les aubes soient très serrées et de nombre infini ($\theta = 0$) ;
 - 2- Les aubes sont courtes, c'est-à-dire que la longueur radiale h (hauteur d'aube) est petite par rapport au rayon moyen de la veine (tube de courant traversant la grille d'aubes), d'où on néglige les variations de la vitesse circonférentielle et le pas de la base au sommet de l'aube, c'est-à-dire des aubes à profil constant non vrillés (grille plane parallèle ; figure 1.2 chapitre I).
- La seconde : c'est de calculer les variations des différents paramètres par rapport au rayon (grille d'aube longue), en considérant que l'écoulement est une association de plusieurs tranches de faible hauteur h et de rayons

successifs, répondant chacun pour soi aux critères des aubes courtes de la première partie.

Cependant, ce présent travail s'intéressera spécialement à la première partie de cette méthode de calcul.

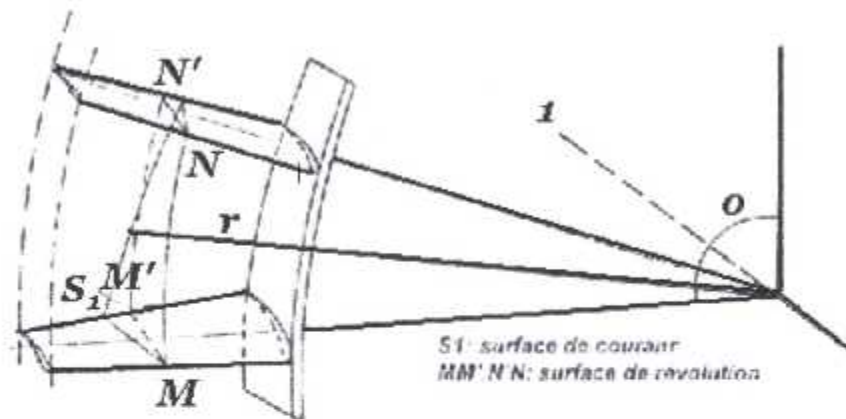


Figure III.1 Aspect tridimensionnel de l'écoulement.

c- Gaz parfait

Le fluide s'écoulant à travers les grilles d'aube considéré dans cette étude et le gaz brûlé sortant de la chambre de combustion, il a les mêmes propriétés que l'air pour des pressions inférieures à 20 bars et une température inférieure à 1200 C° donc, il sera considéré comme un gaz parfait.

III.2- PROPRIETES THERMODYNAMIQUE DU GAZ

Les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés entrants dans la turbine dépendent de la composition chimique de la fumée, qui résulte du type de combustible et du coefficient d'excès d'air.

En comparant les masses molaires M , et les constantes individuelles de l'air, et du gaz brûlé lors d'une combustion stoechiométrique et lors d'une combustion à excès d'air considéré, on trouve qu'une différence de l'ordre de 0,25 % de ces dernières.

Donc on peut traiter les gaz brûlés comme étant des mélanges d'air sec et de gaz stoechiométrique (combustion complète). On définit alors :

- le coefficient d'excès d'air : rapport entre la masse de l'air entrant en combustion à la masse de l'air minimal nécessaire à la combustion désignée par ϵ .
- Le dosage en carburant : rapport entre la masse du carburant et la masse d'air entrant toutes les deux en combustion, elle est désignée par α . Pour le kérosène, le coefficient d'excès d'air est lié à la richesse par la relation suivante :

$$\epsilon = \frac{100}{\alpha \cdot 14,52}$$

où la valeur 14,52 désigne la masse d'air minimale nécessaire à la combustion d'un Kg de carburant.

La chaleur massique (C_p) et le coefficient isentropique (γ) pour les gaz brûlés sont en fonction de la température, et de coefficient d'excès d'air (ou de la richesse en carburant).

III.3- PARAMETRES ENERGETIQUES

III.3.1-Paramètres aérodynamique

III.3.1.1- Diagramme des vitesses

a- Définitions

- **Incidence**

En écoulement réel, la direction de la vitesse n'est pas toujours confondue avec la tangente du squelette, d'où en définit l'angle d'incidence i comme étant celui que fait la vitesse moyenne du fluide en amont de la grille avec la tangente de la ligne moyenne du profile au bord d'attaque (voir annexe), son élévation conduit à l'augmentation des pertes de pression pénalisant la grille d'aube.

- **Déviaton**

Le vecteur vitesse moyenne à la sortie d'une grille n'est pas confondu avec la tangente à la ligne moyenne du profile au bord de fuite, l'angle que fait V_2 avec

la ligne moyenne est appelé déviation (voir annexe). Elle affecte comme pour l'incidence l'écoulement à travers la machine.

- **Giration**

Elle représente l'angle que fait l'écoulement absolu en sortie de la dernière roue par rapport à l'axe de la machine. Son augmentation affecte des réacteurs et des turbopropulseurs en engendrant des pertes dans leurs tuyères.

b- Diagrammes des vitesses

Si on considère un étage de turbine axiale:

- Station 01 : entrée du distributeur.
- Station 02 : sortie du distributeur et entrée de la roue.
- Station 03 : sortie de la roue.

En tout points du fluide, on considère une vitesse moyenne absolue V et une vitesse relative W mesurée dans un référentiel lié au mobile en rotation, de vitesse angulaire ω . La relation générale liant les grandeurs de vitesse est la suivante :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (\text{III. 1})$$

Où U est la vitesse d'entraînement du mobile par rapport au référentiel fixe qui s'écrit en fonction de la vitesse angulaire ω ainsi :

$$U = r_m \cdot \omega \quad (\text{III. 2})$$

Où r_m est le rayon moyen de la veine. La position de la vitesse donne le tracé d'un triangle local des vitesses local (figure III.2).

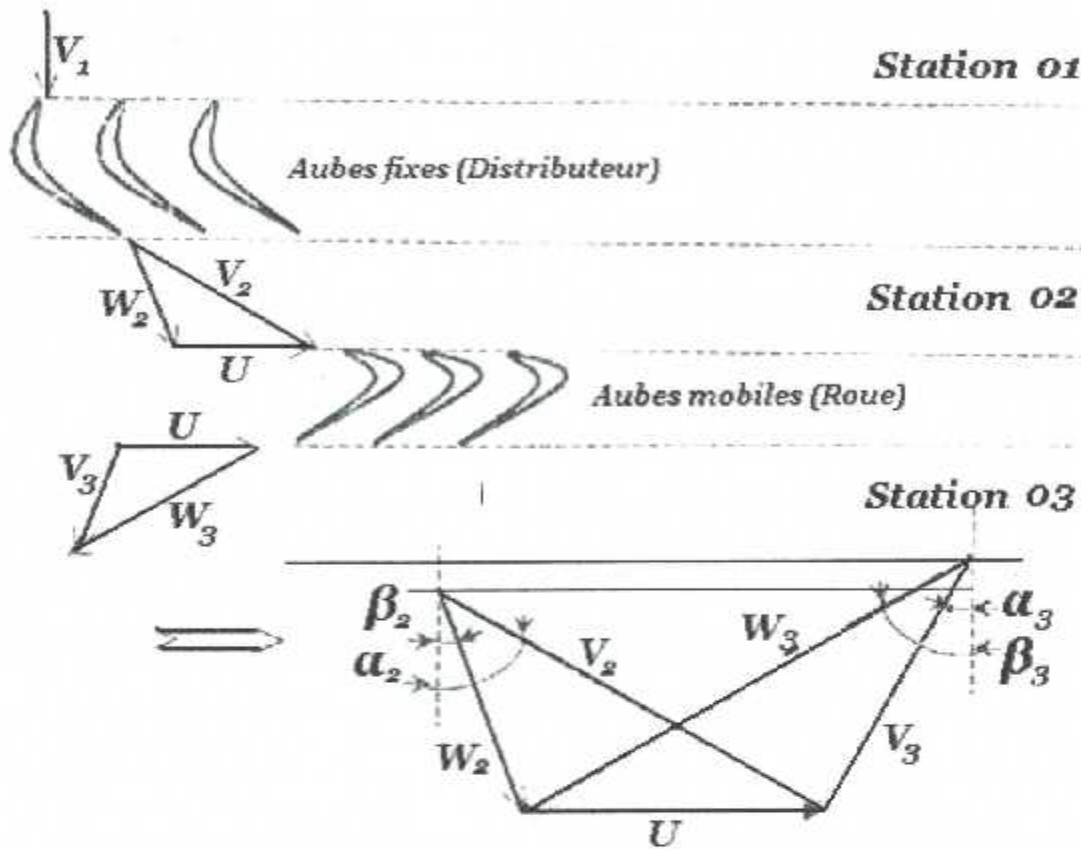


Figure III.2 Diagramme des vitesses d'un étage de turbine axiale.

La vitesse axiale du flux est supposé constante à travers tous les canaux de l'écoulement, et est donnée par la relation suivante :

$$D = Va.\rho.As \quad (III.3)$$

Où D est le débit masse de l'écoulement, As est la section de la veine perpendiculaire à l'axe de rotation.

III.3.1.2- Puissance fournie par un étage (aérodynamique)

En régime permanent, l'équation d'Euler nous montre que le couple moteur est égal à la variation du moment du débit des quantités de mouvement de fluide par rapport à l'axe de rotation lors de la traversée des organes mobiles. D'où l'équation :

$$C = D(r_1V_{1u} + r_2V_{2u}) \quad (III.4)$$

Où C : Couple moteur,

r_1, r_2 : Rayon du tube de courant en amont et en aval respectivement,

D : Le débit massique de l'écoulement.

La puissance fournie est obtenue en multipliant les couples moteurs par la vitesse angulaire ω , d'où l'expression :

$$Pa = C.\omega = D.\omega(r_1V_{1u} + r_2V_{2u}) \quad (III.5)$$

$$Pa = D(U_1V_{1u} + U_2V_{2u})$$

U_1 et U_2 sont les vitesses tangentielles en amont et en aval de l'organe mobile.

Si de plus on considère qu'un rayon moyen r_m , U_1 sera égale U_2 et la puissance sera écrite comme ce qui suit :

$$P = DU(V_{1u} + V_{2u}) \quad (III.6)$$

III.3.2-Paramètres thermodynamiques

III.3.2.1-Premier principe

On peut aussi écrire l'équation d'Euler sous forme de variation d'enthalpie massique génératrice du fluide, qui n'est d'autre que le rapport de puissance au débit masse de fluide, elle sera écrite donc de la façon suivante :

$$P_a = D\Delta H_t \quad \text{Sachant que } \Delta H_t = W_a + Q \quad , \text{ comme } Q=0 \text{ (hypothèse}$$

de l'écoulement adiabatique). Donc $\Delta H_t = W_a = \frac{P}{D}$

$$\Delta H = \frac{P}{D} = U(V_{1u} + V_{2u}) \quad (III.7)$$

Le développement de l'équation (III. 4) donne en faisant intervenir l'équation (III.1) du triangle des vitesses, l'équation générale sera donc :

$$H_2 + \frac{W_2^2}{2} - \frac{U_2^2}{2} = H_1 + \frac{W_1^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \quad (III.8)$$

donc \mathcal{R} est une constante (Rothalpie) $\Rightarrow R_1 = R_2$

III.3.2.2- Nombre de Mach et célérité du son

- Célérité du son :

La valeur de la célérité du son a est donnée par la relation : $a = \sqrt{\left(\frac{dp}{d\rho}\right)_s}$

elle s'obtient en calculant la dérivée $dp/d\rho$ le long de l'isotropie d'évolution du fluide, si ce dernier est un gaz parfait alors :

D'où on obtient :

$$a = \sqrt{\gamma \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\gamma r T} \quad (\text{III. 9})$$

Pour un fluide qui se détend, elle n'est pas constant et varie d'un point à un autre. Si de plus P_i, T_i et ρ_i les caractéristiques du fluide dans les conditions d'arrêt (vitesse nulle) la célérité du son devient alors :

$$a_i = \sqrt{\gamma r T_i} \quad (\text{III.10})$$

Au col d'un canal d'écoulement, elle est donnée par la relation suivante :

$$a_c^2 = \frac{2}{\gamma + 1} a_i^2 \quad (\text{III. 11})$$

Si la détente se poursuit, la célérité du son diminue jusqu'à s'annuler, et lorsqu'elle est poussée jusqu'au vide, le fluide aura donc une vitesse limite V_L donnée par la relation suivante :

$$V_L = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} T_i} \quad (\text{III.12})$$

- **Nombre de Mach :**

Le nombre de Mach local M est le rapport de la vitesse du fluide à la célérité du son en un point, il s'écrit donc comme ce qui suit :

$$M = \frac{V}{a} \quad (\text{III.2.13})$$

Le nombre de Mach M peut s'écrire aussi en fonction du rapport de la température statique locale à la température d'arrêt T_i :

$$M^2 = \frac{2}{\gamma - 1} \left(\frac{T_i}{T} - 1 \right) \quad (\text{III.2.14})$$

Donc on connaissant le nombre de Mach de l'écoulement, on déduit les caractéristiques d'arrêt (ou totales).

$$\frac{T_i}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (III. 15)$$

$$\frac{P_i}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (III. 16)$$

$$\frac{\rho_i}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (III. 17)$$

Si le nombre de Mach est inférieur à l'unité, l'écoulement est dit subsonique, si c'est supérieur il est dit supersonique.

III.3.3- Paramètres de conception

a- Degré de réaction

Il exprime la fraction d'expansion dans le rotor, et est définie en terme de chute d'enthalpie et donné par la relation :

$$\sigma = \frac{T_f - T_g}{T_e - T_g} \quad (III. 18)$$

b- Coefficient de charge :

Exprime la capacité de travail de l'étage, il est donné par la relation suivante :

$$\psi = \frac{\Delta H_{tE}}{U^2} \quad (III. 19)$$

Ou : ΔH_{tE} est la variation d'enthalpie de tout l'étage,

U est la vitesse périphérique au rayon moyen de la veine.

c- Coefficient de débit :

Est le rapport entre la vitesse axiale de l'écoulement est la vitesse périphérique de la machine :

$$\phi = \frac{V_a}{U} \quad (III.20)$$

III.4- FONCTIONNEMENT D'UN ETAGE DE TURBINE AXIALE

III.4.1- Principe de fonctionnement

Dans le distributeur (01-02), le fluide se détend et sa vitesse absolue V augmente ($V_2 \gg V_1$), une partie d'énergie qui se traduit par la chute d'enthalpie du fluide et la chute de pression et température sera transformée en énergie cinétique ($V^2/2$).

A la sortie du distributeur, la vitesse V_2 est dirigée sous un angle α_2 par rapport à l'axe de la machine ; le rôle du distributeur est de préparer le fluide à communiquer l'énergie au rotor.

Dans le rotor l'énergie du fluide est transformée en énergie mécanique faisant tourner le rotor, la vitesse W_3 à la sortie du rotor est supérieur à celle de l'entrée W_2 . La déviation du fluide dans le rotor provoque une différence de pression entre l'intrados et l'extrados faisant apparaître un effort (F), dont la composante tangentielle fait tourner le rotor.

II.4.2- Irrégularités dans une grille d'aubes :

C'est à cause de l'accélération du fluide imposée par la géométrie du profil d'aube qu'on a affaire à des vitesses supersoniques au bord de fuite pour des conditions d'arrêt constantes en amont de la grille. Si on diminue la pression statique en aval, on peut voir se développer sur l'extrados de l'aube un domaine supersonique limité par une ligne sonique et une portion d'onde de choc.

Si on diminue encore la pression en aval, le débit masse à travers la grille et le nombre de Mach au col va croître jusqu'à ce que la ligne sonique soit continue, le débit masse atteint alors sa valeur maximale, la grille sera alors bloquée.

Si on continue à diminuer la pression, l'onde de choc née sur l'extrados continue à se déplacer vers l'aval jusqu'au bord de fuite.

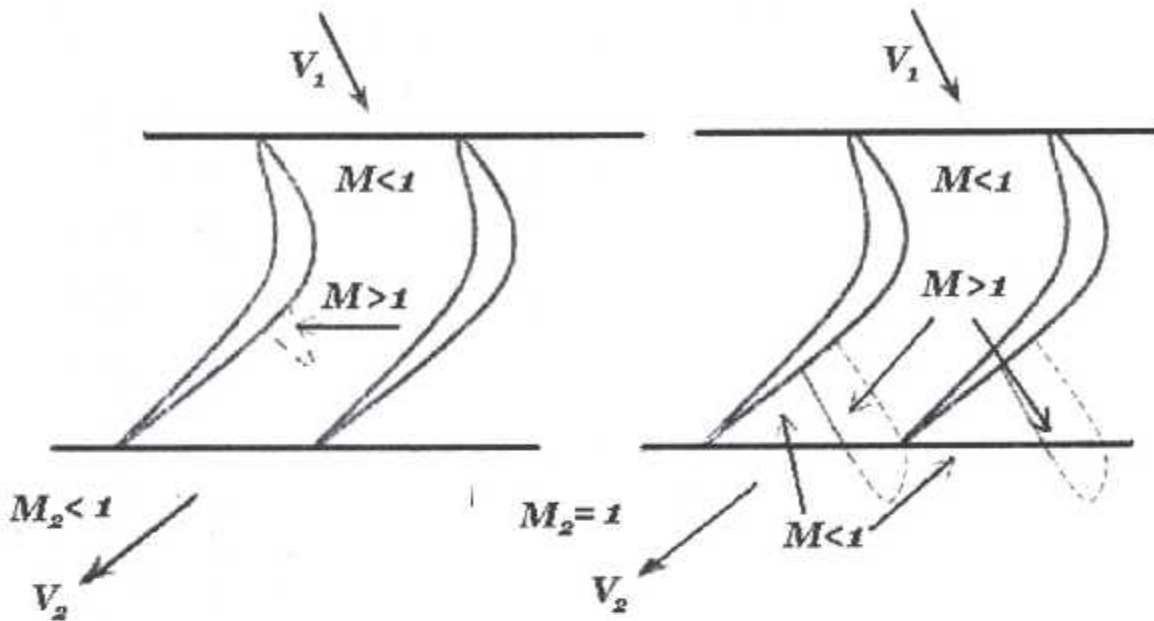


Figure III.3 Section de passage pour des différents nombres de Mach

III.5- PROCEDURE DE CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES

La méthode de calcul présentée dans cette étude concerne les turbines multi étagées, il convient donc de déterminer les paramètres principaux d'un seul étage en premier lieu, et le calcul des autres étages en second, qui sera similaire au premier en considérant les paramètres de sortie du ième étage égaux à ceux du $(i+1)^{ème}$ étage. La détermination des différents paramètres imposera des conditions initiales bien définies et succession bien construite.

III.5.1- Station 01:

La station (01) représente toujours l'entrée d'un étage de turbine, ou les données d'entrée sont toujours connues et fournies par le constructeur.

Les paramètres d'entrée sont soit donnés directement tel que :

- L'état du fluide d'écoulement : la température et pression d'arrêt, la densité, la chaleur massique et le coefficient isentropique.
- La géométrie de le grille d'aube : les rayons au pied et tête de l'aube, les angles d'aube d'entrée du diffuseur et de la roue.

- La cinématique de la machine et du fluide – caractérisées respectivement par le nombre de tours par seconde (régime de rotation) et le nombre de Mach –

Soit par calcul du reste des paramètres présentés comme ce qui suit :

III.5.1.1- Entrée de la machine

a- Température et pression statique

Le rapport de la température d'arrêt (totale) à la température statique peut être écrit en fonction du nombre de Mach :

$$\frac{T_{i1}}{T_1} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2 \quad (\text{III. 21})$$

Où l'indice i représente l'état d'arrêt du fluide, et l'indice 0 l'entrée de la machine. Dans ce cas la température statique peut s'écrire ainsi :

$$T_1 = \frac{T_{i1}}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)} \quad (\text{III.22})$$

De la même manière et en utilisant l'équation (3.4.8), on obtient donc :

$$P_1 = \frac{P_{i1}}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} = \frac{P_{i1}}{\left(\frac{T_1}{T_{i1}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \quad (\text{III.23})$$

b- Débit réduit à l'entrée

La valeur du débit réduit est donnée par la relation :

$$Dr_1 = \frac{D_1 \sqrt{T_{i1}}}{P_{i1}} \quad (\text{III.24})$$

Le débit masse D_0 s'obtient par la relation suivante :

$$D_1 = \rho_1 V_1 A s_1 \quad (\text{III.25})$$

Où :

- La masse volumique ρ_1 s'écrit en fonction des pressions et température à l'entrée en considérant que le fluide est un gaz parfait :

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r.T_1} \quad (III.26)$$

-La vitesse absolue du fluide à l'entrée est égale à $(a_0 M_0)$ tel que (a_0) est la célérité du son à l'entrée de la machine donnée par la relation (3.4.1) tel que :

$$a_1 = \sqrt{\gamma r.T_1} \quad (III.27)$$

-La section de la veine qui ressemble à un anneau de rayon moyen (r_m) et d'une hauteur (h) différence entre le rayon de base et le rayon au sommet de l'anneau, perpendiculaire à la vitesse d'entrée (en supposant que cette dernière parallèle à l'axe de rotation en entrée de la machines) est donnée par la relation :

$$A_{s1} = 2\pi r_m h_1 \quad (III.28)$$

La valeur donc du débit réduit à l'entrée de la machine sera donnée par une relation particulière qui est la suivante :

$$D_{r1} = \frac{\left(\frac{p_1}{r.T_1}\right) (M_1 \sqrt{\gamma r.T_1}) (2\pi r_m h_1) \sqrt{T_{i1}}}{P_{i1}} \quad (III.29)$$

III-5.1.2-Entrée de chaque étage

Comme il a été mentionné ci dessus, sauf pour le premier, les paramètres d'entrée de chaque étage sont égaux à ceux de la sortie de l'étage précédant. Cependant, la vitesse absolue est identique en valeur et en direction (angle α de flux) à la sortie d'un étage et à l'entrée de l'étage voisin.

III.5.2- Station 02

Partant de l'hypothèse que l'écoulement à travers le canal formé par deux aubes adjacent est semblable à un écoulement adiabatique à travers une tuyère, on peut admettre donc que la température totale T_{i2} soit conservée de l'entrée à la sortie de la grille par rapport au référentiel lié au fixe, or s'il s'agit du mobile (roue, à l'intérieur du canal qui lui est relatif, il y aura aussi conservation de la température totale mais elle sera liée au référentiel mobile et caractérisée par l'indice (r) : d'où à la station (02), il y aura une température

totale T_{i2} et une autre relative T_{ir2} , par conséquence la température totale à la station (02) sera égale à T_{i1} .

III.5.2.1-Introduction des pertes

L'évolution réelle des différents paramètres de fonctionnement est régie par l'introduction d'un système de pertes appropriées. Le calcul en hors adaptation, nécessite l'introduction en chaque station des pertes de pression dans la grille d'aube par un coefficient de perte par aube qui est dépendant des températures de sortie, donné par cette relation :

$$\lambda_N = \frac{T_2 - Ts_2}{\frac{V_2^2}{2C_p}} \quad \text{Et} \quad \lambda_R = \frac{T_3 - Ts_3}{\frac{W_3^2}{2C_p}} \quad (III.30)$$

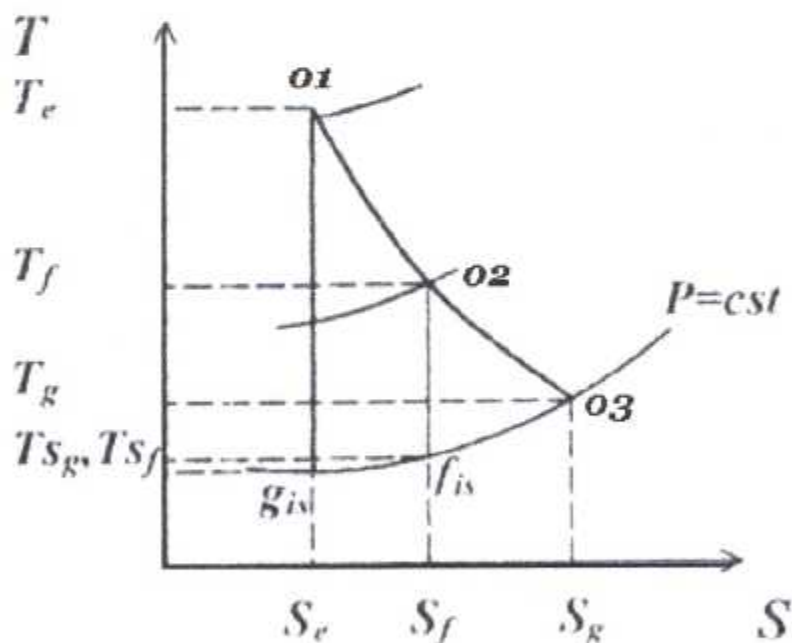


Figure III.4 : La détente réelle et isentropique (Diagramme T,S)

Ou : λ_N est la perte par aube à travers le distributeur,

λ_R est la perte par aube à travers la roue,

T_{s_2}, T_{s_3} sont les températures isentropiques à la sortie du distributeur et de la roue respectivement.

Les coefficients de perte par aubes λ_N et λ_R sont introduits en début de calcul dans chaque station de l'étage qui a d'ailleurs ses propres pertes.

L'angle de flux α_2 est introduit en premier dans la relation qui donne la vitesse absolue V_2 :

$$V_2 = \frac{V_{a2}}{\cos \alpha_2} \quad (\text{III. 31})$$

V_a représente la projection du vecteur vitesse absolue sur l'axe de rotation, et possède une valeur constante en tout point du fluide, donné par la relation suivante :

$$V_{a2} = \frac{D_2}{\rho_2 \cdot A s_2} \quad (\text{III. 32})$$

III.5.2.2-Grandeurs absolues

- La composante tangentielle de la vitesse absolue est V_{u2} , ou :

$$V_{u2} = V_2 \cdot \sin \alpha_2 \quad (\text{III.33})$$

- La vitesse tangentielle U_2 est en fonction du régime de rotation et du rayon :

$$U_2 = \omega_0 r_{m2} \quad (\text{III. 34})$$

- La vitesse relative au mobile à la station (02) a pour valeur :

$$W_{u2} = V_{u2} - U_2 \quad (\text{III. 35})$$

- La direction du flux à l'entrée de la roue est caractérisée par l'angle β_2 tel que :

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{W_{u2}}{V_a} \right) \quad (\text{III. 36})$$

- la vitesse relative du flux par rapport au mobile est donnée par :

$$W_2 = \frac{V_a}{\cos(\beta_2)} \quad (\text{III. 37})$$

En déduit la différence d'enthalpie en fonction de la vitesse absolue V_2 , on obtient donc la relation :

$$H_{i2} = H_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (\text{III. 38})$$

ou : H est l'enthalpie, elle peut s'écrire en fonction de la température ainsi :

$$H_{i2} = C_p T_{i2}$$

et

$$H_2 = C_p T_2$$

(III. 39)

Donc on peut écrire les températures en fonction de la vitesse par la relation suivante :

$$T_2 = \frac{T_{i2} - V_2^2}{(2.C_p)} \quad (\text{III.40})$$

On introduit donc la perte par aube dans la relation suivante :

$$T_{s2} = T_2 - \lambda_N \cdot \frac{V_2^2}{2.C_p} \quad (\text{III.41})$$

T_{s2} est la température isentropique ; c'est la température statique à la station (02) si l'écoulement à travers la grille suit une évolution isentropique. Ce paramètre est nécessaire pour avoir la pression statique P_2 exprimée par la relation suivante :

$$P_2 = P_{i2} \left(\frac{T_{s2}}{T_{i2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III. 42})$$

la formule de la pression totale à la station (02) est présentée comme ce qui suit :

$$P_{i2} = P_2 \cdot \left(\frac{T_{i2}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III.43})$$

Connaissant la température statique, on peut facilement déduire le célérité du son :

$$a_2 = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_2} \quad (\text{III.44})$$

le nombre de Mach est le rapport de la vitesse absolue et la célérité du son, donc :

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} \quad (\text{III.45})$$

III.5.2.2-Grandeurs relatives

On peut déduire alors le nombre de Mach relatif lié au référentiel lié au mobile comme étant le rapport entre la vitesse relative du fluide à la célérité du son :

$$Mr_2 = \frac{W_2}{a_2} \quad (\text{III. 46})$$

la température d'arrêt ne peut être prise en considération que lorsqu'elle est mesurée en un point de référence ayant une vitesse nulle, cependant il est nécessaire de considérer une température d'arrêt relative au mobile quant il s'agit d'opérer à travers la grille de la roue, la température statique n'a qu'une seule et unique forme du fait qu'elle est liée à l'écoulement supposé stationnaire.

La température relative totale liée au mobile est obtenue en remplaçant la vitesse absolue par la vitesse relative dans l'équation d'énergie :

$$Tr_{i2} = \frac{T_2 - W_2^2}{(2.C_p)} \quad (\text{III. 47})$$

La pression totale relative est en fonction du nombre de Mach relatif et de la pression statique, elle est donnée donc par la relation suivante :

$$Pr_{i2} = P_2 \cdot \left(\frac{\gamma - 1}{2} Mr_2^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{III. 48})$$

Le nombre de Reynolds (Re) est écrit en fonction de la viscosité dynamique, la vitesse et la section, est donnée par la relation :

$$Re = \frac{C_N \cdot V_2 \cdot \rho_2}{\mu} \quad (\text{III.49})$$

Où : μ est la viscosité dynamique peut être donnée par une corrélation

empirique :

$$\mu_2(T) = 1,386 \cdot \mu_0 \sqrt{\frac{T_2}{233}} \left(1 + \frac{113}{T_2} \right) \quad (III.50)$$

Où :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} \quad (III.51)$$

III.5.3- Station 03

La station (03) représente soit la zone entre la sortie d'un étage et l'entrée de celui qui le succède, soit la zone entre la sortie du dernier étage de l'organe qui le succède.

Le calcul en cette station dérive de l'étude de la roue, cette dernière régit par de faits, c'est la non connaissance de deux paramètres ; l'incidence d'une part et la déviation. Donc il est nécessaire d'introduire au début les valeurs de la perte par aube dans la roue, du rendement isentropique et de l'angle de flux à l'entrée β_2 .

III.5.3.1-Grandeurs absolues et relatives

La vitesse tangentielle de la roue est en fonction du rayon moyen :

$$U_3 = \omega_0 \cdot r_{m2} \quad (III.52)$$

Connaissant la valeur de l'angle d'entrée du flux par rapport au mobile et la vitesse axiale, la vitesse relative est :

$$W_3 = \frac{V_{a3}}{\cos \beta_3} \quad (III.53)$$

On peut obtenir la composante tangentielle de la vitesse par la relation :

$$Vu_3 = Wu_3 \cdot \sin \beta_3 - U_3 \quad (III.54)$$

L'angle de sortie flux par rapport au fixe peut être donné par le triangle des vitesses :

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{Vu_3}{V_{a3}} \right) \quad (III.55)$$

D'autre part si α_3 est connu, la vitesse absolue est égale à :

$$V_3 = \frac{V_{a3}}{\cos \alpha_3} \quad (\text{III.56})$$

La puissance extraite du fluide est donnée par la formule d'Euler :

$$Pa = D_0 \cdot U_3 (Vu_2 + Vu_3) \quad (\text{III.57})$$

le travail fourni représente la différence d'enthalpie de tout l'étage, donc il peut être écrit en fonction de la différence de température totale de l'entrée et de la sortie :

$$\Delta T_E = \frac{Wa}{C_p} \quad (\text{III.58})$$

on déduit la valeur de la température totale à la sortie de l'étage :

$$T_{i3} = T_{i1} - \Delta T_E \quad (\text{III.59})$$

La température statique à la sortie est donnée en fonction de la température totale et de la vitesse absolue :

$$T_3 = T_{i3} - \frac{V_3^2}{2 \cdot C_p} \quad (\text{III.60})$$

- Rendement isentropique de l'étage :

Le rendement isentropique est donné par la relation suivante en fonction de

$$\pi : \eta_{is} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{is}} \Rightarrow \eta_{is} = \frac{\Delta T_i}{T_{i1} (1 - \tau_{is})}$$

sachant que :

$$\tau_{is} = \frac{T_{3s}}{T_{i1}} \quad \text{et} \quad \tau_{is} = \pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$\eta_{is} = \frac{T_{i1} - T_{i3}}{T_{i1} \left(1 - \pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right)} \quad (\text{III.61})$$

Connaissant les pertes par aube λ_N et λ_R , données en fonction des températures réelle et isentropique, on peut déduire l'expression du rendement isentropique :

III.5.4- Performances de l'étage**III.5.4.1- La puissance de l'arbre**

$$P_a = D_0 U_3 (V_{u1} + V_{u3}) \quad (III.69)$$

III.5.4.2- Le taux de détente

$$\pi_E = \frac{1}{\pi} = \frac{P_{i1}}{P_{i3}} \quad (III.70)$$

III.5.4.3- Le rendement isentropique

$$\eta_{is} = \frac{(T_{i1} - T_{i3})}{1 + \left(\lambda_R \cdot \frac{W_3^2}{2.Cp} + \frac{T_3}{T_2} \lambda_N \cdot \frac{V_2^2}{2.Cp} \right)} \quad (III.71)$$

III.5.5- Performance de la turbine

Après le calcul des performances de chaque de cette turbine, on peut avoir tout simplement les performances de la turbine

III.5.5.1- La puissance de l'arbre

$$P_{aturbine} = \sum_1^2 P_{ai} \quad (III.72)$$

$P_{aturbine}$: puissance de toute la turbine

P_{ai} : Puissance du i^{me} étage

III.5.5.2- Le taux de détente

$$\pi_t = \prod_1^2 \pi_i \quad (III.73)$$

π_t : taux de détente de toute la turbine

π_i : taux de détente du i^{me} étage

III.5.5.3- Le rendement isentropique

$$\eta_{is} = \frac{1 - \tau_t}{1 - \pi_t^\gamma} \quad (III.74)$$

Avec : $\tau_t = \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$

$$\eta_{is} = \frac{(T_{i1} - T_{i3})}{1 + \left(\lambda_R \cdot \frac{W_3^2}{2.Cp} + \frac{T_3}{T_2} \lambda_N \cdot \frac{V_2^2}{2.Cp} \right)} \quad (III.62)$$

- Introduction du rendement isentropique de l'étage :

Le rendement est introduit dans la relation qui permet de calculer le taux de détente de l'étage :

$$\pi = \left(1 - \frac{\Delta T_E}{\eta_{is} \cdot T_{i1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (III.63)$$

La pression à la station 03 devient connue dès qu'on connaît le taux de détente :

$$P_{i3} = \frac{P_{i1}}{\pi} \quad (III.64)$$

et on déduit après la pression statique :

$$P_3 = P_{i3} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{i3}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (III.65)$$

On déduit aussi la température isentropique :

$$Ts_3 = T_3 \cdot \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (III.66)$$

De son côté le nombre de Reynolds varie en fonction de la vitesse relative et de la viscosité dynamique :

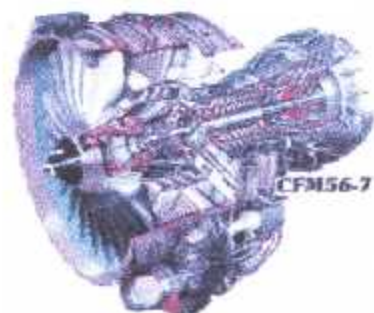
$$Re_3 = \frac{C_R \cdot W_3 \cdot \rho_3}{\mu_3} \quad (III.67)$$

On calcule ρ_3 connaissant la température et la pression statique :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} \quad (III.68)$$

Chapitre 04

Etude des pertes.



Chapitre IV- Etude des pertes.

La conception d'une turbine implique la possibilité de prédire approximativement ses performances dès le stade de l'avant projet .c'est ainsi que divers auteurs ont élaboré des corrélations permettant d'estimer le rendement de la machine.

IV.1-DESCRIPTION ET CLASSIFICATION DES PERTES

L'étude des pertes dans un étage de turbine permet de classer celles-ci en trois catégories principales :

a) Les pertes de profil provenant du développement des couches limites le long des parois de l'aube .Leur valeur dépend de l'importance des phénomènes qu'elles déterminent (sillages, décollement,...).

b) Les pertes secondaires associées aux écoulements secondaires se formant à l'intérieur des canaux par suite de la séparation des couches limites .on y inclut généralement les pertes annulaires associées aux couches limites le long des parois fixes .ces pertes constituent une partie importante de l'ensemble des pertes .

c) Les pertes associées au jeu entre stator et rotor.

Ces trois types de pertes sont bien entendu associées soit au stator .soit au Rotor de l'étage .Remarquons qu'elles ne sont pas réparties de manière uniforme le long de la hauteur de l'aube .Par suite des pertes secondaires et de la présence de jeu aux extrémités (Figure IV.1).

d) Il existe encore d'autres pertes qui doivent être prises en compte dans l'estimation du rendement de la machine .citons par exemple les pertes par fuites, dues à l'humidité éventuelle du fluide, les pertes par ventilation et les pertes par admission partielle .nous les appellerons pertes supplémentaires .De manière à réaliser plus concrètement l'importance de l'évaluation correcte du rendement de la turbine.

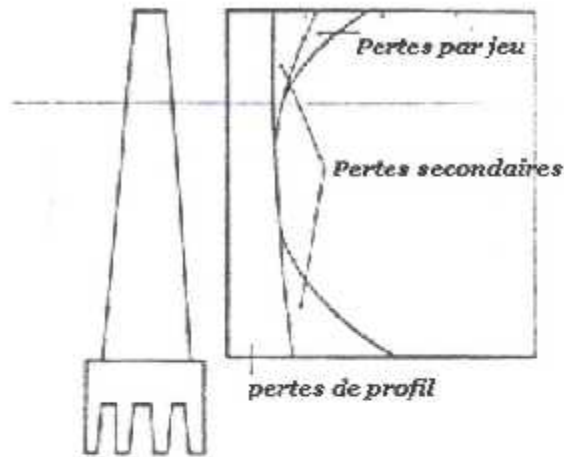


Figure (IV.1) : Les différents types de pertes de l'aube

IV.2- CORRELATIONS DES PERTES

IV.2.1- Pas relatif optimum

Le pas relatif est un des principaux paramètres déterminant d'une part la géométrie de la grille d'aubes ou d'ailettes et d'autres parts la qualité de l'écoulement dans celle-ci. Les valeurs optimales que l'on trouve dans la littérature et qui sont basées sur l'expérience, sont généralement données sous forme de relations liant la valeur du pas relatif s/c aux angles d'entrée (θ) et de sortie (β_1 et β_2).

IV.2.1.1- Zweifel propose les relations suivantes

$$C''_L = 2 \frac{s}{c_a} (\cot \alpha_n \alpha_1 - \cot \alpha_n \alpha_0) \sin^2 \alpha_1 = 0.8 \quad \text{Pour le stator} \quad (IV.1)$$

$$C''_L = 2 \frac{s}{c_a} (\cot \alpha_n \beta_1 - \cot \alpha_n \beta_2) \sin^2 \beta_2 = 0.8 \quad \text{Pour le rotor} \quad (IV.2)$$

C'_L et C''_L désignent respectivement les coefficients de portance optimum de la Grille d'aube statiques ou rotoriques. Ils sont définis par le rapport de la force tangentielle F_t à la force tangentielle maximale F_{max} s'appliquant sur l'ailette.

Examinons pour le rotor la manière de déduire les relations (IV.3) proposée par Zweifel. la valeur de $F_{t\max}$ est obtenue dans les conditions idéales correspondant à une chute brutale de la pression totale p_0 à la pression statique p_2 aux bords d'attaque et de fuite de l'ailette avec maintien de la pression aux valeurs constantes respectives p_0 et p_2 le long de l'intrados et de l'extrados (fig IV.2). On obtient ainsi une chute de pression (ΔP) maximum lors du passage du fluide dans le canal formé par deux ailettes successives. En considérant une masse volumique moyenne du fluide (ρ_m) égale à (ρ_2), on peut exprimer cette force maximale comme suit :

$$F_{t\max} = (P_{1rel}^0 - P_2) V_a l = \left(P_{1rel}^0 - P_{2rel}^0 + \rho_m \frac{W_2^2}{2} \right) V_a l \quad (IV.3)$$

V_a désignant la corde axiale et (l) la hauteur de l'aube.

En négligeant la perte de pression totale, on peut écrire la relation :

$$P_{1rel}^0 = P_{2rel}^0 \quad (IV.4)$$

La force ($F_{t\max}$) devient alors :

$$F_{t\max} = \frac{\rho_m W_2^2}{2} V_a l = \rho_m \frac{W_{2a}^2}{\sin^2 \beta_2} \frac{V_a l}{2} \quad (IV.5)$$

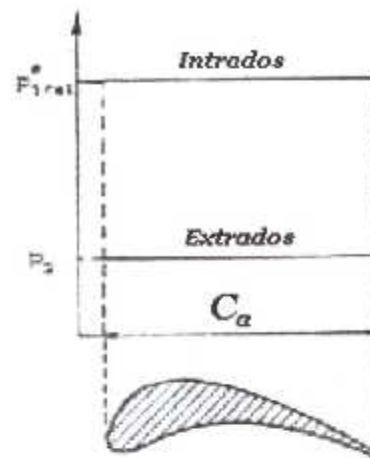


Figure (IV.2) : Profil d'une aube

La force f_t peut quant à elle, se calculer à partir du théorème de la quantité de mouvement appliquée dans la direction tangentielle. Elle vaut le produit du débit-masse à travers chaque canal par la variation de la composante tangentielle de la vitesse du fluide :

$$F_t = \rho_m W_{2a} s l (W_{2t} + W_{1t}) = \rho_m W_{2a}^2 s l (\cot \alpha \beta_1 - \cot \alpha \beta_2) \quad (IV.6)$$

Le coefficient de portance de Zweifel vaut alors :

$$C_L = \frac{F_t}{F_{t \max}} = \frac{2 \rho W_{2a}^2 s l (\cot \alpha \beta_1 - \cot \alpha \beta_2) \sin^2 \beta_2}{\rho_m W_{2a}^2 V_a l} \quad (IV.7)$$

Cette expression est bien la deuxième expression (IV.3) écrite pour le rotor.

On pourrait refaire un raisonnement similaire pour le stator à la première Expression (IV.3).

IV.2.1.1-Traupel donne une valeur optimale du rapport (c/s), encore appelée compacité, pour diverses valeurs des angles d'entrée et de sortie. Soit pour le stator soit pour le rotor (fig. IV.3).

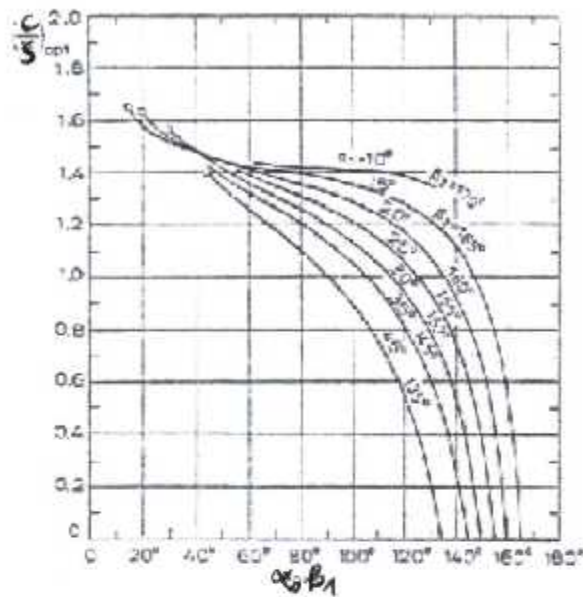


Figure (IV.3) Corrélation de traupel

IV.2.1.3-DEJC propose le diagramme de la figure (IV.4) de même qu'une correction pour le nombre de mach. Donnée à la figure (IV.5) et calculée Comme suit :

$$\Delta \frac{S}{C} = \frac{(\frac{S}{C})_{OPT,M} - (\frac{S}{C})_{OPT,M=0.8}}{(\frac{S}{C})_{OPT,M=0.8}} \tag{IV.8}$$

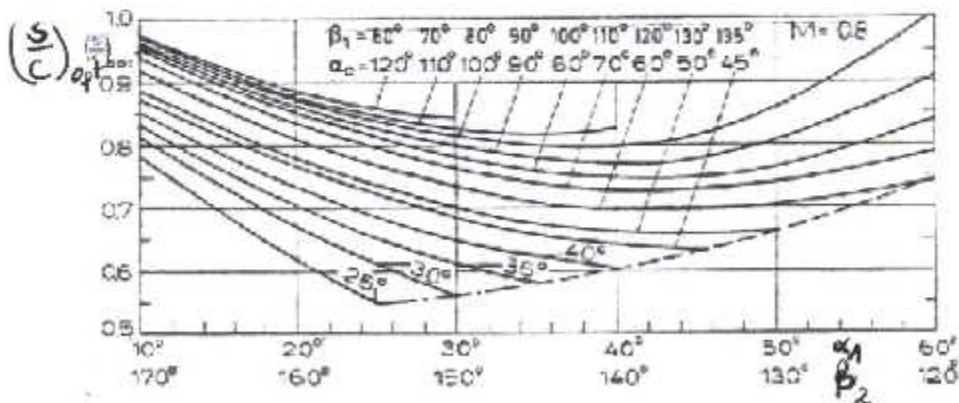


Figure (IV.4) Corrélation de (D E J C)

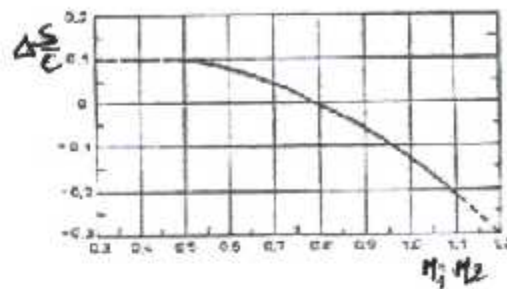


Figure (IV.5) : Variation de (s/c) en fonction du mach

IV.2.2- Définition des coefficients de pertes

Les coefficients de pertes ont été définis de deux manières différentes, à savoir :

- Les coefficients de pertes enthalpiques :

$$\varepsilon' = \frac{h_1 - h_{2s}}{\frac{V_1^2}{2}} \quad \text{Pour le stator} \quad (IV.9)$$

$$\varepsilon'' = \frac{h_2 - h_{2s}}{\frac{W_2^2}{2}} \quad \text{Pour le rotor} \quad (IV.10)$$

Les coefficients de pertes de pression :

$$\gamma' = \frac{p_0^0 - p_1^0}{p_1^0 - p_1} \quad \text{Pour le stator} \quad (IV.11)$$

et

$$\gamma'' = \frac{P_{1rel}^0 - P_{2rel}^0}{P_{2rel}^0 - P_2} \quad \text{pour le rotor} \quad (IV.12)$$

Les pertes de profils seront affectées d'un indice inférieur 'p', les pertes secondaires de l'indication 'sec' et celles par jeu d'un indice '. Les corrélations permettant d'évaluer le coefficient ou celui y a partir de groupements

généralement adimensionnels caractéristiques soit r_e la géométrie de la grille d'aubes, soit de l'écoulement au travers de celle-ci.

Les principaux paramètres influençant les pertes sont les suivantes :

- Le nombre de Reynolds
- Le nombre de mach de l'écoulement a la sortie de la grille.
- L'angle d'incidence de l'écoulement.
- L'angle de sortie du fluide hors de la grille d'aubes.
- La rugosité des parois de l'aube.
- Le degré de réaction
- Le pas relatif de la grille.
- La hauteur relative de l'aube.
- L'épaisseur relative de l'aube.
- L'épaisseur relative du bord de fuite de l'aube.
- Le jeu relatif entre rotor et stator.

Nous examinerons successivement quelques corrélations classiques.

IV.2.3- Corrélation de Soderberg

La corrélation de Soderberg est une corrélation globale qui ne permet pas d'évaluer séparément les différents types de pertes. Soderberg exprime le coefficient de perte enthalpique pour un rapport (pas/corde) optimum en fonction de paramètres suivants

l/V_a : Rapport de la hauteur de l'aube a la vitesse axiale.

t_{MAX}/c : Rapport de l'épaisseur maximale de l'aube a la corde

θ_a : Angle de contingence aérodynamique

Re_L : Nombre de Reynolds calcule a partir de la vitesse de sortie (V_2 ou W_2)

et du diamètre hydraulique moyen au col dh défini par la relation :

$$d_h = \frac{2le}{l+e} \quad (IV.13)$$

e désignant la largeur au col .

L'introduction du nombre de Reynolds r_e permet d'assimiler l'écoulement dans la grille a l'écoulement dans une conduite cylindrique et ainsi d'éliminer quelques paramètres géométriques comme l'angle de calage. Il subsiste trois paramètres principaux (θ_a ; Re_j ; l/c_a) et un quatrième paramètre auxiliaire t_{MAX}/c .

Soderberg définit un coefficient nominal de pertes ε^* en fonction de (θ_a) et (t_{MAX}/c) Pour des conditions nominales correspondant a un nombre de Reynolds r_e égal a (10^5) et a une hauteur relative égales a (3). on trouvera a la figure (IV.6) la variation de ε^* en fonction de θ_a et t_{MAX}/c .

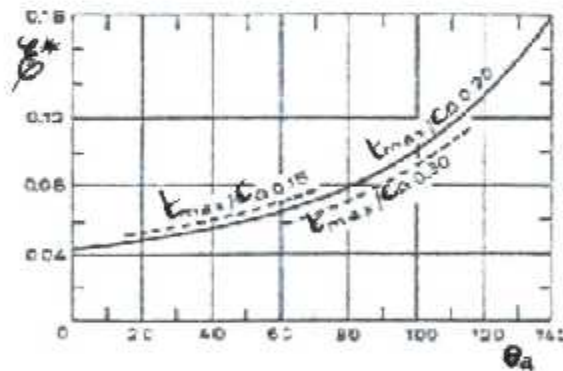


Figure (IV.6) : coefficient de perte enthalpique

Lorsque la valeur du rapport (l/c_a) est différente de 3. on introduit le coefficient de perte (ε^{**}) défini par la relation suivante :

$$\varepsilon^{**} = (1 + \varepsilon^*) \left(0,975 + 0,075 \frac{c_a}{l} \right) - 1 \quad (IV.14)$$

De même ; lorsque le nombre de Reynolds est différent de (2.10^5) , on introduit le coefficient de perte (ε^{***}) défini par la relation :

$$\varepsilon^{***} = \varepsilon^{**} \left(\frac{10^5}{\text{Re}_l} \right)^{0.25} \quad (\text{IV.15})$$

On peut évidemment regrouper ces deux relations et écrire directement l'expression suivante :

$$\varepsilon^{***} = \left(\frac{10^5}{\text{Re}_l} \right)^{0.25} [(1 + \varepsilon^*) (0.975 + 0.075 \frac{V_a}{l}) - 1] \quad (\text{IV.16})$$

Dans laquelle on introduit la valeur de (ξ^*) obtenue à partir de l'abaque de la Figure (IV.6).

Pour tenir compte des pertes par jeu, Soderberg suggère de multiplier le rendement obtenu par le rapport de l'aire latérale de l'aube à l'aire totale

Incluant l'espace de fuite entre le rotor et le stator.

La corrélation de Soderberg ne tient pas compte de l'influence de l'épaisseur du bord de fuite. Ni de celle du degré de réaction. Il est évident que le rapport (l/c) ne peut pas à lui seul caractériser les pertes secondaires dont l'épaisseur de la couche limite et la géométrie de l'aube sont les principaux paramètres. Néanmoins malgré cette critique la corrélation de Soderberg d'usage relativement simple donne des résultats dont l'erreur n'est guère supérieure à quelques pourcents.

IV.2.3- Validité des corrélations

La plupart des ces corrélations ont été développées à partir des résultats de mesure obtenus en laboratoire dans des souffleries d'essais spécialement prévues à cet effet. Les écoulements ainsi obtenus en laboratoire diffèrent considérablement de ceux rencontrés dans les machines réelles. Les différences essentielles résident

dans la nature et la température du fluide utilisé. Les Conditions de l'écoulement amont toujours meilleures en laboratoire et les conditions géométriques qui ne correspondent pas nécessairement à celle de la réalité .on doit des lors se demander si le type d'approche consistant à faire des essais en grille d'aubes est valable ou si, au contraire ,il peut conduire à des résultats complètement erronés .d'après Craig et Cox ,la vérité se trouve entre ces deux extrêmes et une certaine prudence est nécessaire dans l'interprétation des résultats obtenus en laboratoire.

Ajoutons que les pertes de profil sont relativement bien connues, les paramètres prépondérants ayant fait l'objet d'études systématiques. Les avis sont généralement convergents et les différences numériques proviennent de la manière à considérer le comportement de la couche limite et son influence sur l'écoulement (séparation, turbulence, sillage).

L'approche classique consistant à utiliser les corrélations présentées toutefois la faiblesse de ne tenir compte de l'allure du canal de l'écoulement qu'au travers des paramètres globaux tels que le pas ,la corde,le col,l'épaisseur du profil ,celle du bord de fuite ,.... C'est pourquoi des méthodes de prédiction basées sur des calculs d'écoulement potentiel impliquant les corrections nécessaires pour tenir compte du caractère rationnel de l'écoulement, sont de plus de en plus employées .cependant ces démarches ne permettent de prédire que les pertes de profil qui représentent moins de la moitié du total des pertes.

IV.2.4- Influence de l'incidence sur les pertes

Les corrélations de Soderberg et d'Ainley ont été établies pour une incidence nulle. Soderberg propose une correction des pertes totales en fonction de l'incidence, qui s'avère malheureusement un peu simpliste.

La correction présentée par Ainley semble plus réaliste.

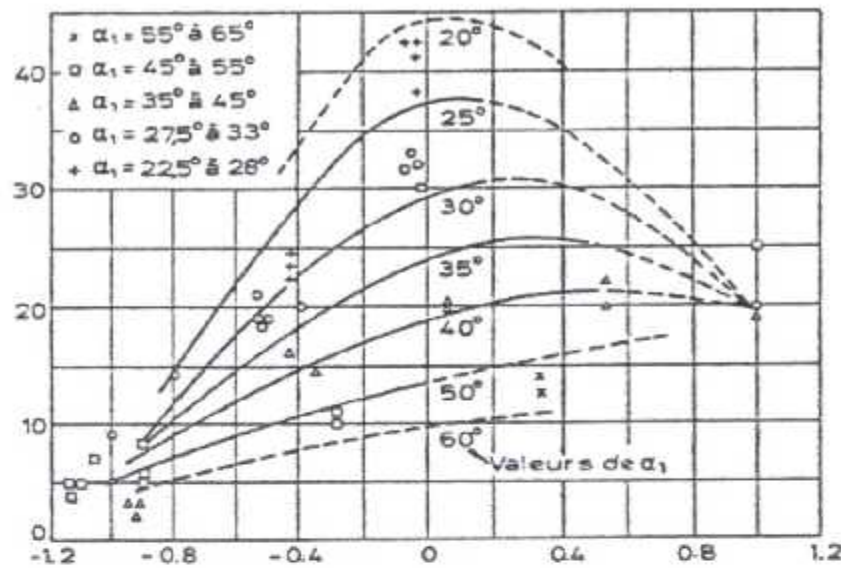


Figure IV.7 : variation de l'incidence (i) en fonction de α_1

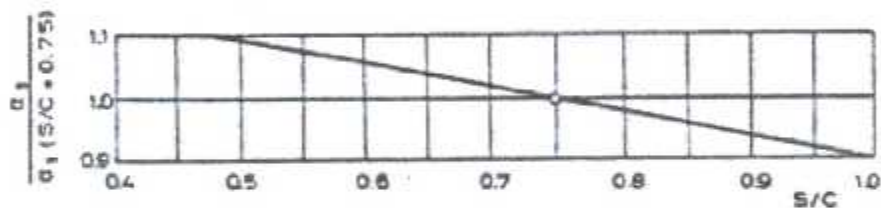


Figure IV.8 : variation de (α_1) pour $(s/c)=0.75$

En premier lieu, on détermine l'angle d'incidence de décrochage (i), pour un pas relatif de (0.75) à partir du rapport des angles d'entrée et de sortie de la grille. Une correction de l'angle de sortie doit s'effectuer lorsque le pas relatif est différent de (0.75) ensuite l'écart entre l'angle de décrochage réel et celui obtenu pour un pas relatif de (0.75) est déterminé à partir de la valeur du pas relatif.

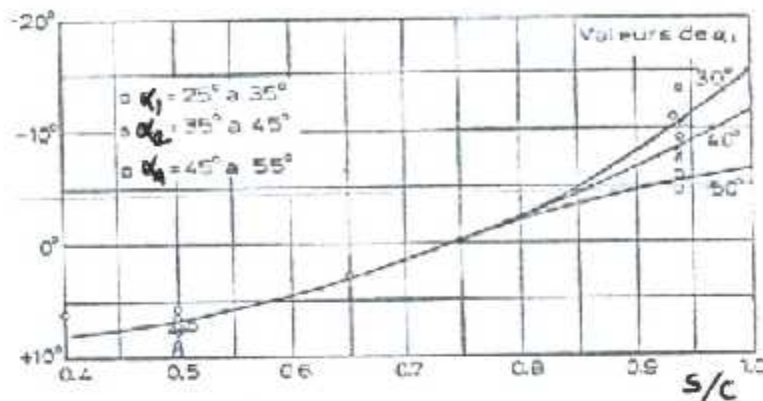


Figure IV.9- Angle de décrochage réel et celui pour $(s/c)=0.75$ pour $(s/c)=0.75$

La courbe de la figure (IV.10) fournit finalement l'évolution du coefficient de perte de profil (Y_p) en fonction de l'angle d'incidence réel. Nous remarquons que le coefficient (Y_p) atteint sa valeur minimale pour une incidence de décrochage. Les pertes de profil croissent très rapidement pour des angles d'incidence supérieurs à celui du décrochage.

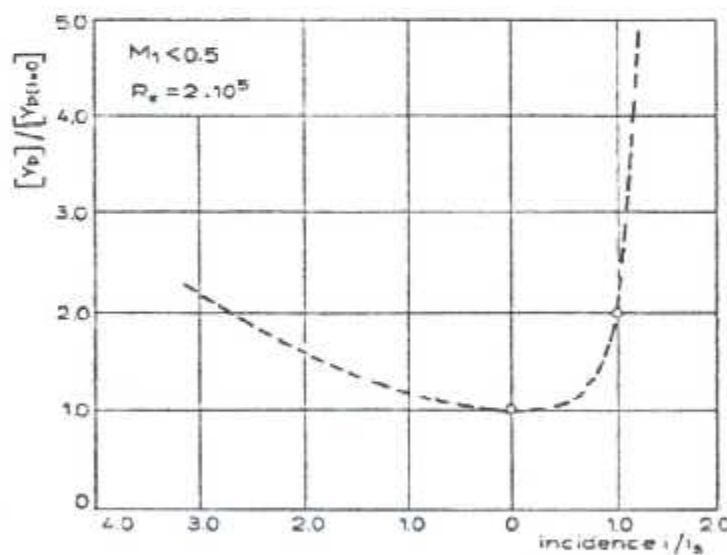


Figure IV.10 : Influence de l'incidence sur les pertes

Traupel propose une relation permettant le calcul de l'angle d'incidence

$I_{opt} :$ $I_{opt} = K_p K_d i_0 - K_n \theta_g$ (IV.17)

Dans laquelle ($i\theta$) désigne l'incidence nominale pour un rapport ($t_{max}/c=0.1$) un facteur correctif à utiliser lorsque l'épaisseur relatif de l'aube est différent de (0.1) (fig. IV.12), k_p un facteur dépendant du type de profil et généralement pris égal à (1), (θ_g) l'angle de contingence géométrique de l'aube et finalement (K_n) un facteur tenant compte de la courbure de l'aube (fig. IV.12)

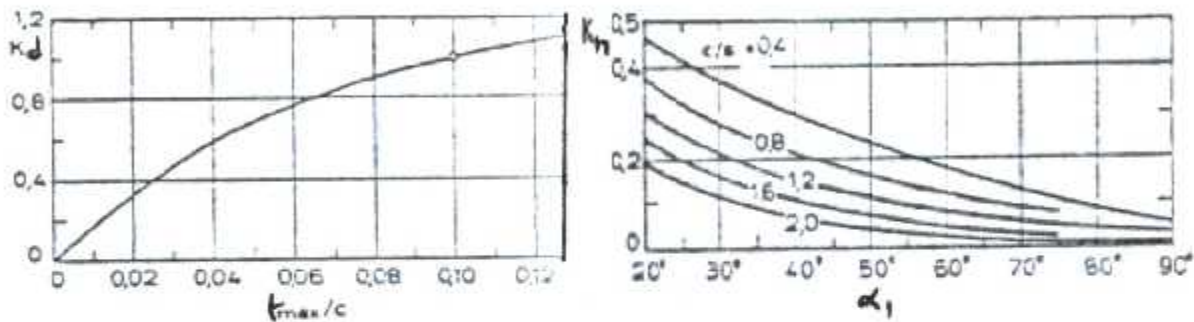


Figure IV.11 variation du facteur correctif K_d en fonction de l'épaisseur relatif ** Figure IV.12 variation du facteur correctif K_p en fonction de α_1

IV.3- ECOULEMENTS SECONDAIRES

Il est bien connu que les effets combinés de la courbure de l'aube et de la couche limite se traduisent par l'apparition d'écoulements secondaires.

Considérons le passage entre deux aubes incurvées et plus particulièrement la section (x-x) (fig. IV.13) à cause des forces centripètes apparaissant dans l'écoulement incurvé, la pression est plus élevée en A qu'en B. ce gradient de pression de (a à b) équilibre les forces centripètes. étant donné que les forces centripètes sont négligeables dans les couches limites qui se sont développées sur les parois supérieure et inférieure du conduit considéré. un gradient de pression se trouve dans ces couches pariétales. au centre du conduit, l'effet des forces centripètes prédomine tandis qu'au voisinage des parois, les forces de pression sont supérieures aux forces centripètes.

Le fluide a donc tendance a se déplacer de l'intérieur vers l'extérieur a mi-hauteur de l'écoulement et de l'extérieur vers l'intérieur au voisinage des parois .comme l'écoulement secondaire est superposé à l'écoulement principal .la partie centrale de l'écoulement suit une trajectoire sous-déviée,
Alors que les particules proches des parois seront sur-déviées (Trajectoire eg)

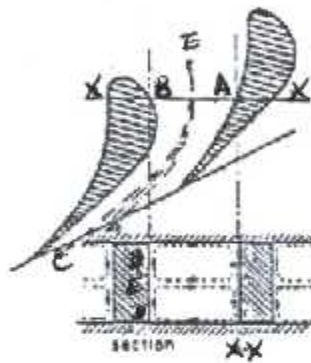


Figure IV.13 La section du passage dans le diffuseur

On voit donc ainsi apparaître deux tourbillons .Comme les aubes placées adjacentes les uns aux autres .il se produit des tourbillons semblables dans chacun des canaux rotoriques .ces tourbillons se maintiennent jusqu'à l'extrémité des conduits

Donnant naissance a d'autres tourbillons de traînée (t_s, t_i) de sens opposés dans les moitiés supérieure et inférieure du courant (fig. IV.14).le sillage des aubes est ainsi accru ,ce qui entraîne des pertes supplémentaire .

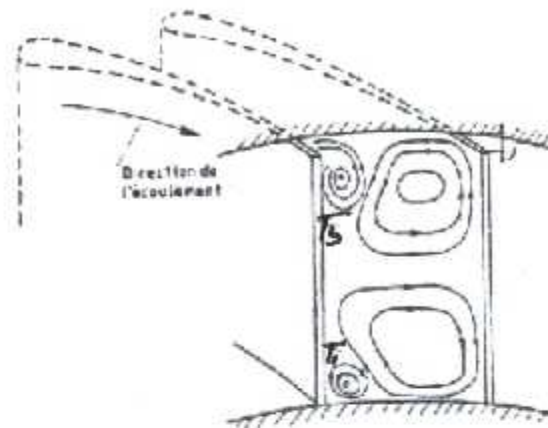


Figure IV.14-Le sillage au niveau du pied et au sommet de l'aube

On comprend donc que les pertes secondaires peuvent induire dans des étages de petites dimensions une redistribution complète de l'écoulement dont l'importance peut être illustrée par les constatations suivantes :

- Ampleur pouvant aller jusqu'à 80% du total des pertes.
- Modification importante de l'angle de sortie du fluide.

Ces pertes n'ont pas encore fait l'objet de développements complets et cette carence se fait cruellement sentir dans la cohérence des résultats fournis par les diverses corrélations. Des travaux approfondis sont en cours dans ce domaine Mais ils exigent de nombreuses étapes successives. Après une première phase relative aux grilles d'aubes, il faut abandonner ce modèle trop éloigné de la réalité pour tenir compte du mouvement relatif, des effets de centrifugation, des gradients de pression.

IV.4-ANGLE DE SORTIE D'UNE GRILLE D'AUBES

On constate habituellement que l'angle de l'écoulement à la sortie de la grille d'aubes varie relativement peu avec l'angle d'incidence mais dépend de manière plus sensible de la géométrie de la grille et de la vitesse de sortie de fluide.

Pour un écoulement à basse vitesse ($0 < M < 0.5$). Ainley et Mathieson proposent une relation expérimentale entre l'angle de sortie (α_1) et la largeur relative du col (e/s) pour des aubes dont l'extrados est rectiligne (fig. IV.15). De plus, ils supposent que ($m_1=1$), la règle du sinus est respectée et que l'angle de sortie (α_1) varie linéairement avec le nombre de mach lorsque ce dernier varie de (0.5 à 1).

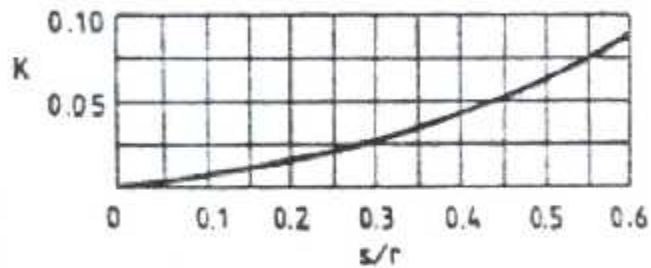
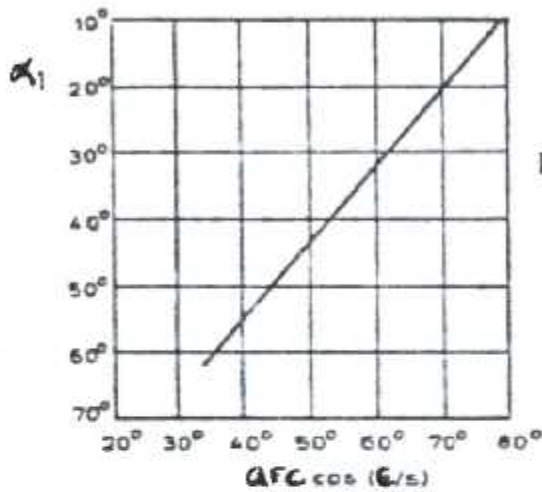


Figure IV.15 la variation de α_1 en fonction de la largeur relative *** Figure IV.16 facteur de correction du nombre de mach

De plus si le fluide est sous-dévié pour des écoulements subsoniques, il est sur-dévié pour des écoulements supersoniques (fig. IV.17).

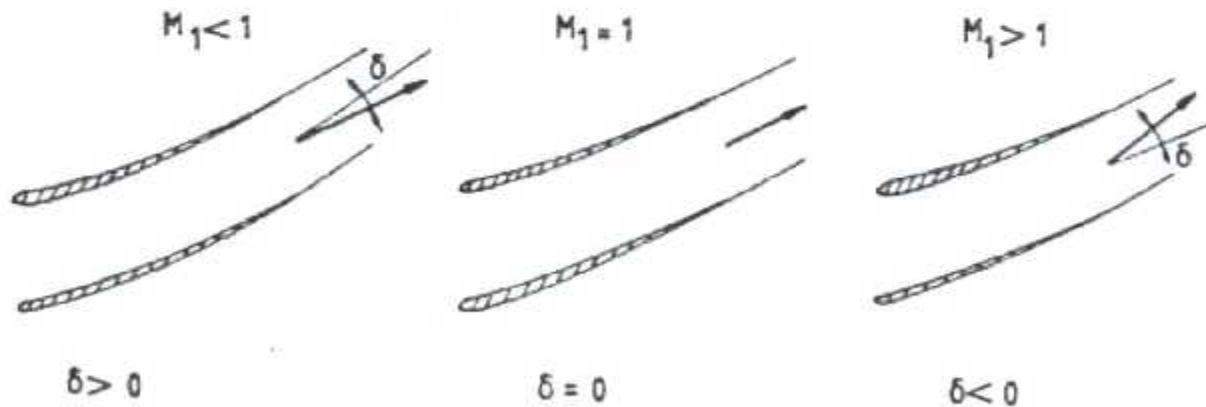


Figure IV.17 les déviations de l'écoulement subsonique et supersonique

La correction à apporter pour des aubes dont l'extrados présente un rayon de courbure moyen (r) est la suivante :

$$\alpha_1 = (\alpha_1)_{r \rightarrow \infty} - 4 \frac{s}{r} \quad \text{Pour } M=0.5 \quad (IV.18)$$

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{e}{s}\right) - k \sin\left(\frac{e}{s}\right) \quad \text{Pour } M=1 \quad (IV.19)$$

Dans laquelle le coefficient (k) est donné par la figure (IV.16). On se rappellera de ce que l'angle (α_1) est supposé varier linéairement entre les deux valeurs extrêmes de M_1 considérées ci avant.

Une autre formulation a été proposée par Carter et Hughes qui présentent la variation de l'angle de déviation (δ) en fonction de certains paramètres géométriques de la grille sous la forme suivante :

$$\delta = m \theta_g \sqrt{(s/c)} \quad (IV.20)$$

Cette relation dans laquelle m est une fonction de l'angle de calage représentée à la figure (IV.18), n'est valable que pour de faibles nombres de mach.

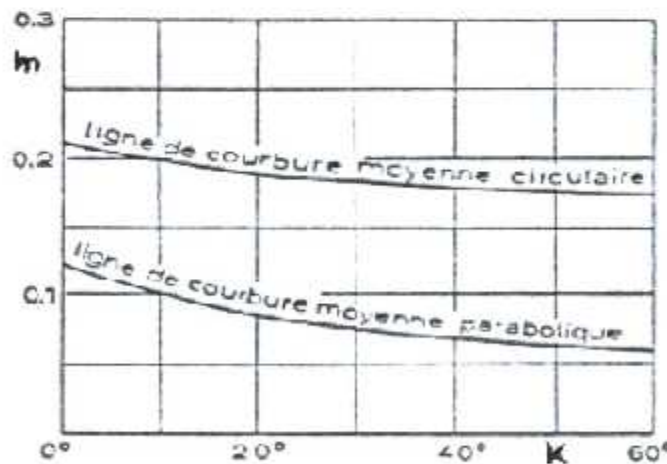


Figure IV.18 La fonction de l'angle de calage pour des mach faibles

IV.5-LES PERTES SUPPLEMENTAIRES

IV.5.1- Les pertes par jeu

Traupel démontre que pour des aubes sans bandage extérieur il est possible d'inclure les pertes par jeu dans l'expression du rendement. Il propose à cet effet les relations suivantes :

$$\Delta\eta' = k \frac{(j' - 0.002C')d_p}{ld_m} \quad (IV.21)$$

$$\Delta\eta'' = k \frac{(j'' - 0.002C'')d_t}{ld_m} \quad (IV.22)$$

Dans lesquelles j' et j'' désignent les jeux respectifs statorique et rotoriques, (c' et c''), les cordes respectives statorique et rotoriques et k une constante lue sur la figure (IV.19). Les grandeurs d_p , d_t , d_m sont les diamètres respectifs de pied, de tête et moyen de l'aube et (l) désigne la hauteur de l'aube.

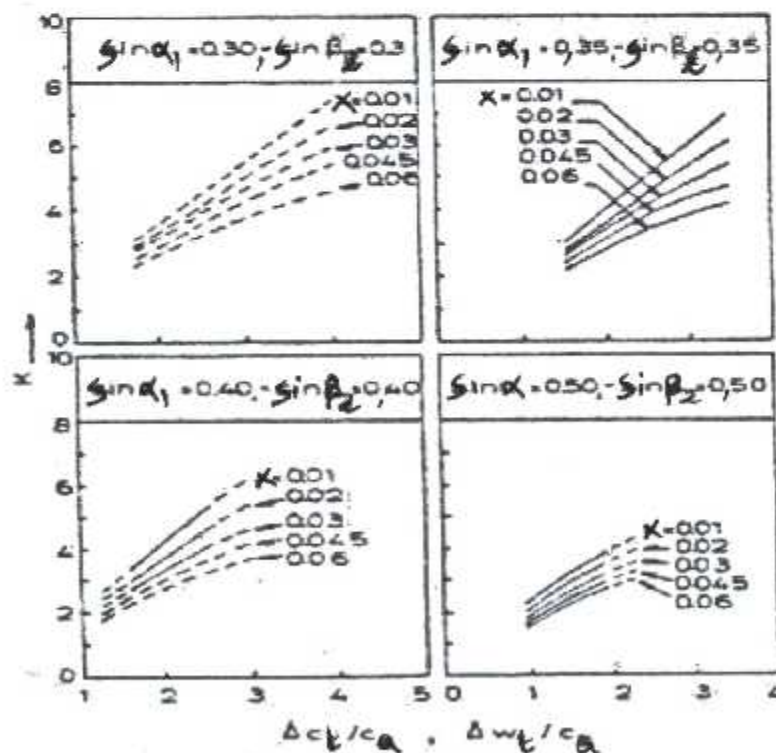


Figure IV.19 variation du facteur correctif en fonction des cordes relatives.

IV.5.2- Les pertes par frottement des roues dans l'espace annulaire

Les pertes par frottement des roues apparaissent du fait que les couronnes ailettes tournent dans un espace cylindrique compris entre deux rangées statiques consécutives, dans lequel s'écoule un fluide à grande vitesse. Le couple de frottement entre la roue et le fluide apparaîtra donc directement dans l'évaluation de ce type de pertes.

Traupel propose une relation en terme de perte enthalpique sous la forme suivante :

$$\xi_f = \frac{(h_2 - h_{2s})_f}{h_2^0 - h_2} = \frac{1.27 C_f (d_p / d_m)^4 (d_p / l)}{\frac{\varepsilon}{2\pi} \Phi \Psi} \quad (IV.23)$$

dans laquelle (C_f) désigne le couple de frottement relie empiriquement au nombre de Reynolds défini comme suit :

$$Re = \frac{U_p d_p}{\nu} \quad (IV.24)$$

Par une relation apparaissant à la figure (IV.20) et dont on peut justifier l'allure générale par un raisonnement basé sur l'analyse dimensionnelle. u_p désigne la vitesse circonférentielle au pied de l'aube, ε l'angle total d'injection (dont nous parlerons plus loin) et (l) la hauteur de l'aube mesurée à la sortie du rotor.

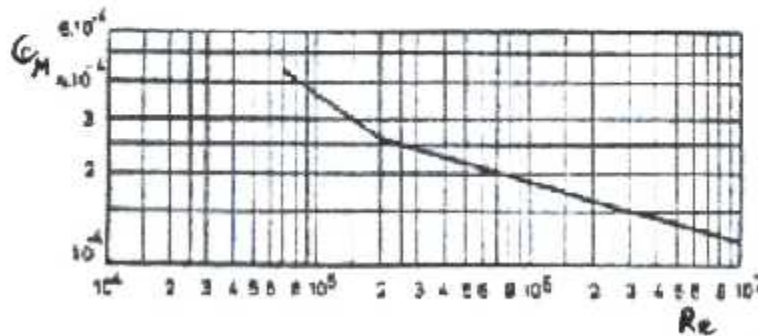


Figure IV.20 la variation de C_M en fonction du Reynolds

IV.5.3 -Les pertes par ventilation

Ce type de perte se produit principalement par suite de l'injection partielle du fluide dans la première roue de la turbine. On pratique l'injection partielle en vue de régler la puissance fournie par la turbine.

Traupel a proposé la relation suivante, faisant également apparaître un terme de pertes enthalpique :

$$\xi_v = C \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \Phi \Psi} + \frac{0.21 N_i C_a}{\varepsilon \sqrt{\Psi} d_m} \quad (IV.25)$$

N_i désigne le nombre de secteurs d'injection partielle, (C) un facteur empirique dépendant du type de turbine et difficile à expliciter dans le cadre de ces notes.

Pour une roue curtis, le premier terme est à multiplier par (1.4) et le second par (1.25).

IV. 6-RENDEMENT TOTAL A TOTAL D'UN ETAGE DE TURBINE

La connaissance des coefficients de pertes enthalpie ξ' et ξ'' permet d'évaluer les rendements total a total et total a statique d'un étage de turbine dont les coefficients R , ϕ , Ψ sont connus .nous utiliserons a cet effet les relations (IV.21) et (IV.22).

A l'aide de ces relations, Hawthorne a calculé la valeur des rendements total a total et total a statique, en fonction des paramètres (ϕ) et (Ψ) pour trois types de turbine (action, réaction et sortie axiale).

Des lors, si la géométrie de l'aubage est définies, ainsi que les valeurs de (R), (ϕ) et (Ψ) de l'étage , il est possible d'évaluer le rendement total a total (η), par lecture sur graphique .nous avons produit au figure (IV.21) les abaque donnant les valeurs du rendement η_{TT} et au figures (IV.22) les abaqués relatifs au rendement donnant η .

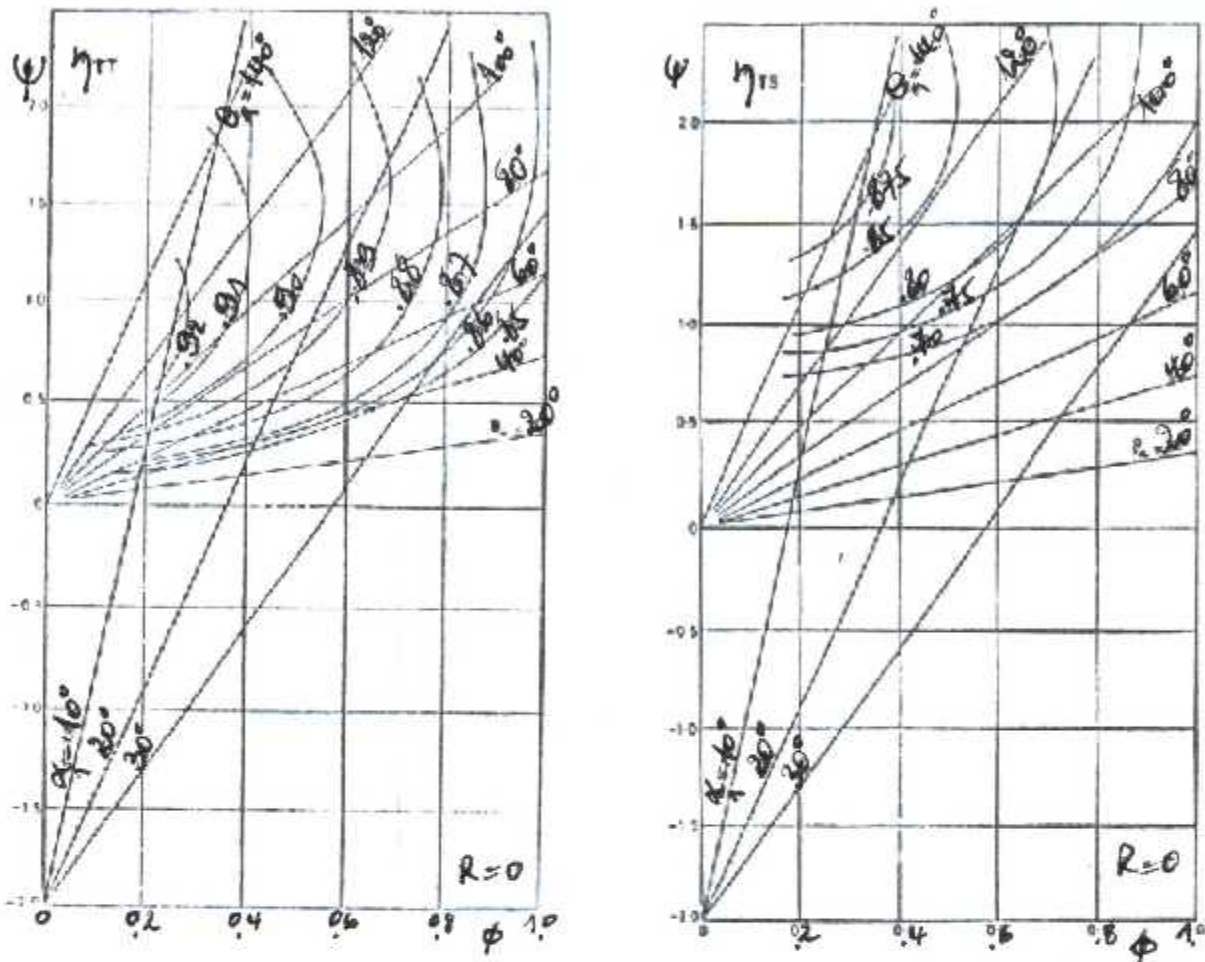


Figure IV.21/22 La variation du coefficient de charge en fonction du coefficient du débit (rendement total à total est à statique) [1]

Notons que les estimations de Hawthorne sont basées uniquement sur la méthode de calcul de pertes de Soderberg alors que Shaw a effectué des calculs similaires mais basées sur les méthodes de Soderberg et d'Ainley.

IV.7-LA TECHNIQUE UTILISEE POUR LE CALCUL DES PERTES

IV.7.1-Méthode d'évaluation des pertes

La méthode est décrite comme étant capable d'évaluer les efficacités d'un design indiqué d'une turbine à courant axial de turbomoteur.

Ce système de perte est un développement de la technique d'Ainley Mattheison Dunham Cam (ou bien la méthode AMDC). La méthode de prédiction est testée par rapport au " tableau de Smith " et contre les efficacités connues de (33) turbines ayant un design récent. Elle capable de prédire les efficacités d'une large gamme de turbines axiales.

Cette présente méthode décrit les modifications apportées au système AMDC qui sont testées par les résultats expérimentaux. Le système de perte complet a été testé sur l'efficacité d'un design bien défini de (33) turbines différentes.

IV.7.1.1-Description du système de pertes

La perte de pression totale dans une grille d'aubes, exprimée en termes de pression dynamique à la sortie de la grille, est équivalente à la somme de pertes de profile, secondaire au canal, celle des bords de fuites et les pertes dues aux fuites générée par les têtes où les pertes du profile sont corrigées en les compactibilité à travers le nombre de Reynolds.

IV.7.1.1.1-Coefficient de perte de profile Y_p

Le coefficient de perte de profile est un ensemble de résultats expérimentaux en grille incorporée dans le système de perte AMDC. Ces résultats sont exprimés en terme du rapport espacement corde et de l'angle (α_2) de sortie du fluide de la grille pour deux cas spécifique de ($\beta_1 = 0$) (figure IV.23) et ($\beta_1 = \alpha_2$), où (α) et (β) sont illustrés dans la figure (IV.23).

Pour toute autre combinaison d'angle, ces graphiques sont interpolés au moyen de l'équation suivante :

$$Y_{P,AMDC} = \left\{ Y_p(\beta = 0) + \left| \frac{\beta_1}{\alpha_2} \right| \left(\frac{\beta_1}{\alpha_2} \right) \left[Y_p(\beta_1 = \alpha_2) - Y_p(\beta_1 = 0) \right] \right\} \left(\frac{t}{c} \right)^{\frac{\beta_1}{\alpha_2}} \left(\frac{c}{0.2} \right) \quad (IV.26)$$

L'équation est semblable à l'équation de l'interpolation donnée par la méthode AMDC à l'exception du terme (β_1/α_2) , qui a été introduit pour tenir compte des angles d'entrée négatifs.

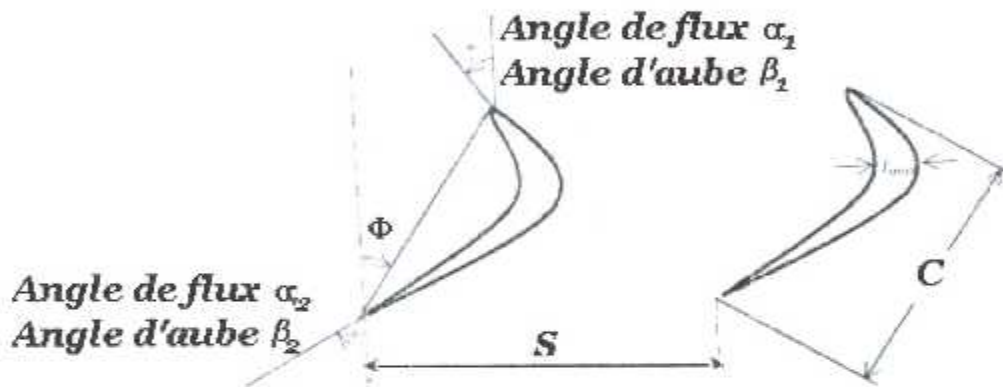
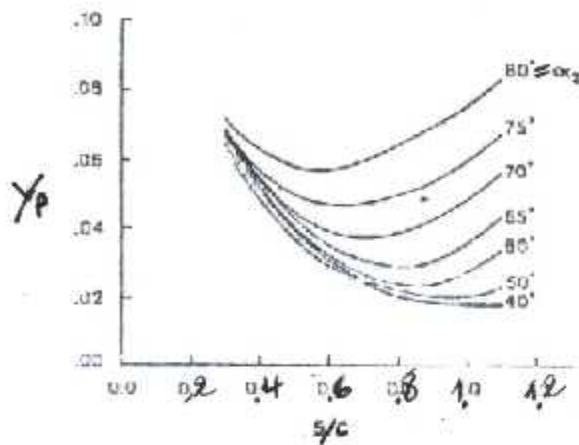
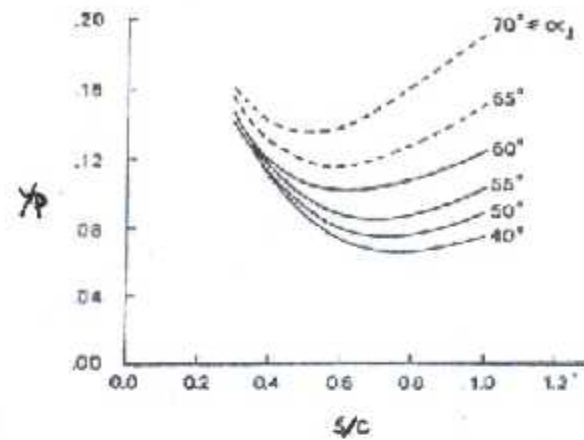


Figure IV.23-Terminologie de la section d'aube

Les résultats de cascade des figures (IV.24) et (IV.25) sont valides pour les ailettes et des aubes qui ont un rapport d'épaisseur de bord de fuite /espacement (t/s) de (0.02). Dans la système de perte AMDC Y_p est multiplié par Y_{TFE} pour obtenir la perte de profile combinée avec celle due au bord de fuite pour tout autre rapport (t/s).

Figure IV.24 Y_P pour $(\beta_1=0)$ Figure IV.25 Y_P pour $(\beta_1=\alpha_1)$

Dans le présent système de pertes, comme Y_{TET} est une perte additive séparée, alors Y_P est multiplié par (0.914) qui est une valeur de Y_{TET} quand le rapport $(t/s=0)$ on avec le système de perte AMDC pour obtenir Y_P à épaisseur nul de fuite $(t/s=0)$.

Les corrélations AMDC du profil de la perte étaient parfaitement valides au paravent, cependant l'avancé dans l'analyse aérodynamique faite récemment, suggère qu'un facteur de (2/3) devrait être appliqué à ces coefficients de perte pour la prédiction des efficacités des turbines.

a- Correction du nombre du mach :

Les épreuves de cascade qui ont suivi la méthode de AMDC ont révélées que le coefficient de perte de profil Y_P n'est pas toujours indépendant du nombre du mach même dans un régime d'écoulement subsonique, la compressibilité peut affecter Y_P dans deux cas, en causants des chocs en têtes des aubes et en effectuant l'accélération du courants dans les canaux celles-ci, les chocs en têtes des aubes peuvent s'installer relativement à un niveau de nombre de mach de l'entrée moyennement bas, due à l'accélération du courant local adjacents en têtes très

courbées, le nombre de mach incident est toujours plus grand en pieds (moyeu) qu'à moyenne d'envergure (mi-parcours radial).

Un échantillonnage de turbines connues a résulté en courbe montrée dans la figure (IV.26) qui estime le nombre de mach incident en pied et information de tourbillon libre sur les aubes de turbines quand le nombre de mach de la mi-envergure (mi-distance) et le rapport du rayon pied/têtes sont connus.

Le graphe de la perte due au choc au voisinage de l'extrémité interne de l'aube est illustré dans la figure (IV.27) par interpolation on obtenu la relation suivante :

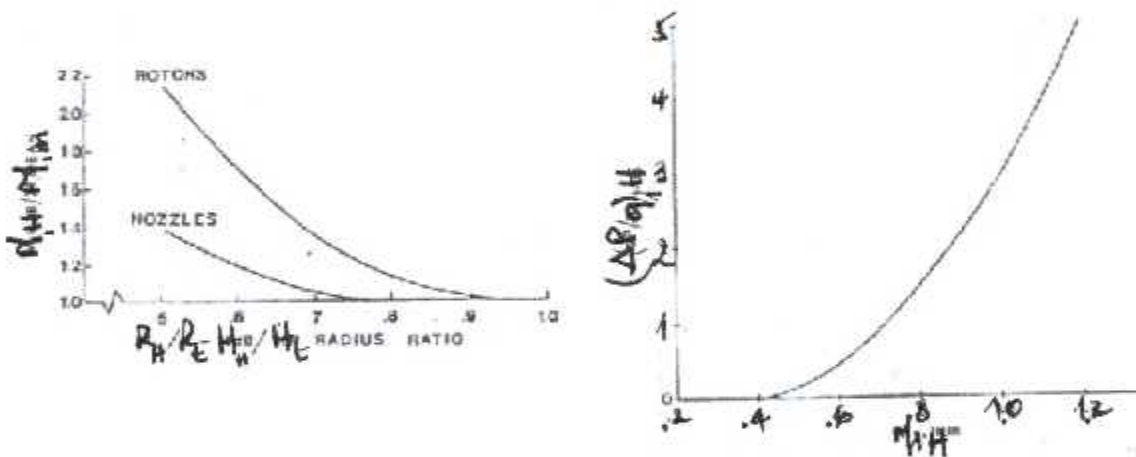


Figure IV.26 Le rapport des mach en *** **Figure IV.27** La chute de pression e en fonction du mach.

En général une longue aube serait peu affecter par cette perte qu'une courte aube ,par conséquent c,la perte due au choc à l'entrée est généralisé par introduction du rapport des rayons R_p/R_T donnant la relation suivante :

$$\frac{\Delta P}{q_{choc}} = \left(\frac{R_p}{R_T} \right) \left(\frac{\Delta P}{q_1} \right)_{pied} \quad (IV.27)$$

Finalemnt, le coefficient de la perte par choc subsonique, exprimé en terme dynamique à la sortie du sommet de l'aube par la relation suivante :

$$Y_{choc} = \frac{\Delta p}{q_2} \Big|_{choc} = \frac{\Delta p}{q_1} \Big|_{choc} \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \left(\frac{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right) \quad (IV.28)$$

b- Effet de l'accélération du courant au canal sur les pertes de profil

L'écoulement au passage formé par deux aubes adjacentes subira un grand changement de vitesse quand on opère à un grand nombre de mach .c'est une conséquence de la compressibilité du milieu.

Les coefficients de pertes de profil montrés sur les figures (IV.23) et (IV.24) sont déduites d'épreuves de cascade portées à basses vitesses subsoniques .par conséquent les résultats ne sont pas très prometteurs quant ces coefficients sont appliqués aux turbine opérant à plus haut niveaux de nombre de mach.

Les coefficients qui corrigent l'effet du nombre de mach de sortie et l'accélération au canal sur le coefficient de perte de profil sont combinés en un seul coefficient :

$$K_p = 1 - K_2(1 - K_1) \quad (IV.29)$$

Où K_1 et K_2 sont données par interpolation des K_p . Par conséquent, dans un régime subsonique, le fonctionnement d'une grille d'aubes est régi par un coefficient de perte de profil Y_p tel que :

$$Y_p = 0.914 \left(\frac{2}{3} Y_{p,AMDC} \cdot K_p + Y_{choc} \right) \quad (IV.30)$$

c- Effet du nombre de mach supersonique à la sortie

Dans le régime de vitesse de sortie, les pertes de pression supplémentaires se produisent par suite de choc qui provient au démarrage du bord de fuite. Or le manque de résultats d'épreuves de grille de qualité adéquate.

Un modèle de perte fiable n'est cependant disponible .le système de perte AMDC suppose une hausse de la traînée supersonique tel que :

$$CFM = 1 + 60(M_2 - 1)^2 \quad (IV.31)$$

Où CFM est appliqué comme multiplicateur à Y_p quand le nombre de mach de sortie dépasse l'unité. Ce facteur est pris pour que Y_p soit indépendant de l'angle de sortie d'aube.

d- Correction du nombre de Reynolds

On a supposé que le coefficient de perte de profil Y_p est calculé à un nombre de Reynolds de référence égale à 2.10^5 , basé sur de vraies valeurs de cordes et de réelles conditions de sortie de gaz propre à la grille. Pour tout autre nombre de Reynolds, la correction est $f(Re)$ tel que :

$$\left. \begin{array}{ll} f(Re) = \left(\frac{Re}{2.10^5} \right)^{0.4} & \text{Si } Re \leq 2.10^5 \\ f(Re) = 1.0 & \text{Si } 2.10^5 < Re \leq 10^6 \\ f(Re) = \left(\frac{Re}{10^6} \right)^{0.2} & \text{Si } 10^6 \leq Re \end{array} \right\} \quad (IV.32)$$

IV.7.1.1.2- Coefficient de perte secondaire dans le canal

Le calcul du coefficient de perte secondaire est le même comme donné par Dunham et came à l'exception de sa dépendance de l'aspect géométrique de l'aube. La relation suivante donne la valeur du coefficient de perte secondaire d'après la méthode AMDC :

$$Y_{s,AMDC} = 0.0334 \cdot far \cdot \left(\frac{\cos \alpha_2}{\cos \beta_1} \right) \left(\frac{C_L}{s/c} \right)^2 \left(\frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \right) \quad (IV.34)$$

Avec :

$$\frac{C_L}{c/s} = 2(\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \cos \alpha_m \quad (IV.35)$$

$$\alpha_m = \tan^{-1}(0.5(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)) \quad (IV.36)$$

$$\left. \begin{array}{l} far = \frac{1 - 0.25\sqrt{2 - hc}}{h/c} \\ far = h/c \end{array} \right\} \begin{array}{l} Si \\ h/c \leq 2 \\ h/c > 2 \end{array} \quad (IV.37)$$

Dans le système de perte AMDC, le Y_S donne par l'équation (IV.34) est multiplié par (Y_{TET}) cependant. Dans le présent système les pertes secondaires et celles des bords de fuite ne sont pas liées

Par conséquent, $Y_{s,AMDC}$ comme donne par l'équation (IV.34) devrait être modifié convenablement pour qu'il puisse être utilisé dans le présent système de perte, cela est fait en multipliant $Y_{s,AMDC}$ (équation IV.34) par un facteur 1.2, une évolution initiale pour le facteur multipliant a été basé sur l'hypothèse que Dunham et Came ont développé leur système de perte pour des turbines qui ont une valeur typique de $1/0 \approx 1$ et un angle de la sortie du gaz 60° .

Cela a implique que leur turbine avaient des valeurs de $t/s \approx 0.5$, pour $t/s \approx 0.5$, et la valeur de Y_{TET} n'est pas beaucoup différente 1.2.

A- Correction du nombre de mach subsonique

Comme avec les pertes de profile, la compressibilité à aussi un effet sur l'accélération du courant à coté des extrémités des parois, et d'où les pertes associés a ces dernières .pour les estimer le facteur du correction du nombre de mach subsonique pour la perte secondaire est défini en terme des facteurs de correction du nombre de mach subsonique pour la perte de profile :

$$K_s = 1 - K_3(1 - K_p) \quad (IV.38)$$

Où k_3 est défini dans la figure (IV.23) et K_p est défini dans l'équation (IV.29)

Les chocs des têtes a haut nombre de mach subsonique incident est également possible qu'ils aient quelques effets sur les pertes secondaires .ces effets sont supposes ici être inclus dans le terme Y_{choc} ,(équation IV.37), et non pas estimer séparément.

Dans le régime de sortie subsonique a nombres de mach supplémentaire,la correction est appliquée a Y_s par conséquent :

$$Y_s = 1.2 \cdot Y_{s,AMDC} K_s \quad (IV.39)$$

IV.7.1.1.3-Coefficient de perte des bords de fuite Y_{tet}

Physiquement parlant ,l'expression la plus significative de pertes de pression dues aux blocage des bords de fuite est exprimée en fonction de (l'épaisseur du bord de fuite /proportion de l'ouverture de la grille) .la figure (IV.23) donne les valeurs des pertes des bords de fuite qui sont exprimes ici en termes de coefficient d'énergie .les deux courbes distinctes sont spécifiques aux deux types :bec type et a impulsion ,la différence se trouve dans l'épaisseur de la couche limite du profile aux bords de fuite des aubes .pour des aubes autres que les deux types de base , les pertes des bords de fuites sont interpolées d'une manière semblable à l'équation (IV.34),c'est-à-dire :

$$\Delta\Phi_{TET}^2 = \Delta\Phi_{TET}^2(\beta_1 = 0) + \left| \frac{\beta_1}{\alpha_2} \right| \left(\frac{\beta_1}{\alpha_2} \right) \left[\Delta\Phi_{TET}^2(\beta_1 = \alpha_2) - \Delta\Phi_{TET}^2(\beta_1 = 0) \right] \quad (IV.40)$$

Le coefficient de perte d'énergie du bord trainant mis en corrélation par le rapport d'épaisseur du bord trainant à l'orifice d'ouverture

La conversion d'un coefficient de perte d'énergie cinétique à un coefficient de perte de pression est donnée par la relation suivante :

$$Y_{TET} = \frac{\left[1 - \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \left(\frac{1}{1 - \Delta\Phi_{TET}^2} - 1 \right) \right]^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} - 1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}}} \quad (IV.41)$$

IV.7.1.1.4-Coefficient de perte par jeu en bout d'aube :

Les pertes par fuite des têtes sur les aubes d'un rotor non enveloppes constitue la source majeure de l'inefficacité de la turbine , la plupart des résultats disponibles qui correspondent à peu près de 15 pour cent avec l'expression suivante :

$$\frac{\frac{\Delta\eta}{\eta_0}}{\frac{\Delta k}{h \cos \alpha_2} \frac{r_t}{r_m}} = 0.93 \quad (IV.42)$$

Par une méthode itérative appliquée à la relation si dessus on obtient la relation suivante :

$$Y_{TC} = 0.37 \frac{c}{h} \left(\frac{k}{c} \right)^{0.78} \left(\frac{C_L}{c/s} \right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \quad (IV.43)$$

Où les différents paramètres de la relation sont calculés par les relations (IV.35) et (IV.36).

IV.7.1.1.5-Coefficient de perte totale

Le coefficient de perte total s'exprime en fonction de tous les coefficients de pertes vus auparavant par la formule qui vient après :

$$Y_T = f(\text{Re}) \cdot Y_p + Y_s + Y_{TET} + Y_{TC} \quad (\text{IV.44})$$

Cette formulation est différente de celle du système AMDC qui est

$$Y_T = [(Y_p + Y_s)k + Y_{TC}] Y_{TET} \quad (\text{IV.45})$$

Où Y_{TET} dans l'équation (IV.45) est un multiplicateur, et pas un coefficient de perte de profile. Le coefficient de perte par aube n'est lié au coefficient de perte totale par la relation suivante :

$$\lambda = \frac{Y_T}{\left(\frac{T_l}{T}\right)} \quad (\text{IV.46})$$

Où λ est le coefficient de perte par aube, si la grille d'aube est celle du distributeur, il sera écrit λ_N , si c'était celle de la roue, il s'écrit λ_R

Chapitre 05

***Mise en forme de la technique
étudiée en model numérique.***



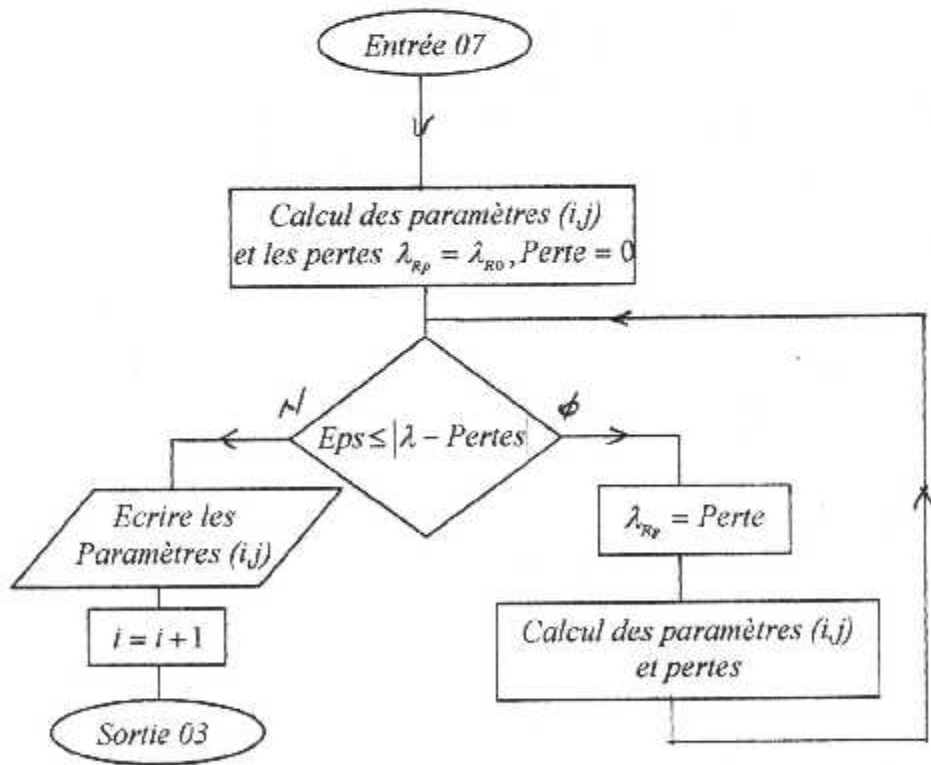
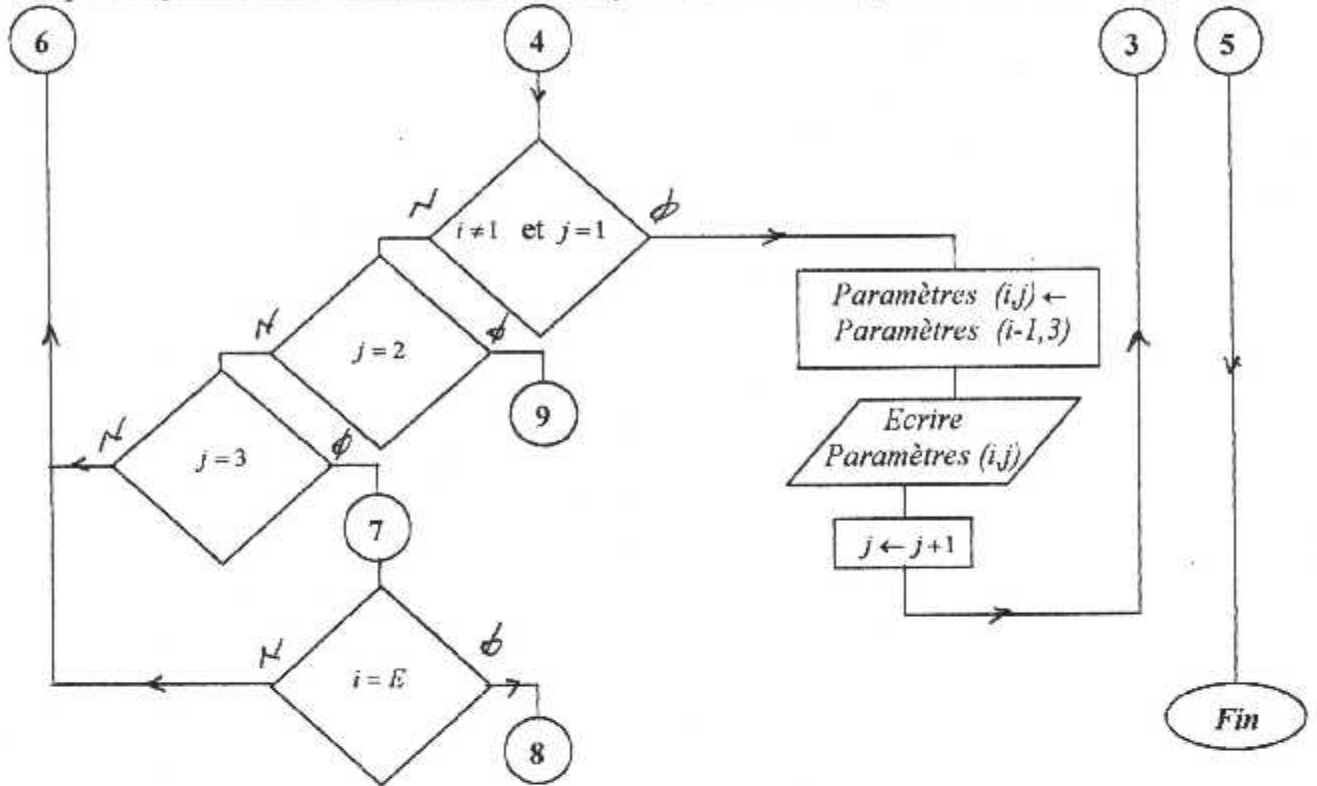
V.1- ORGANIGRAMME DE CALCUL

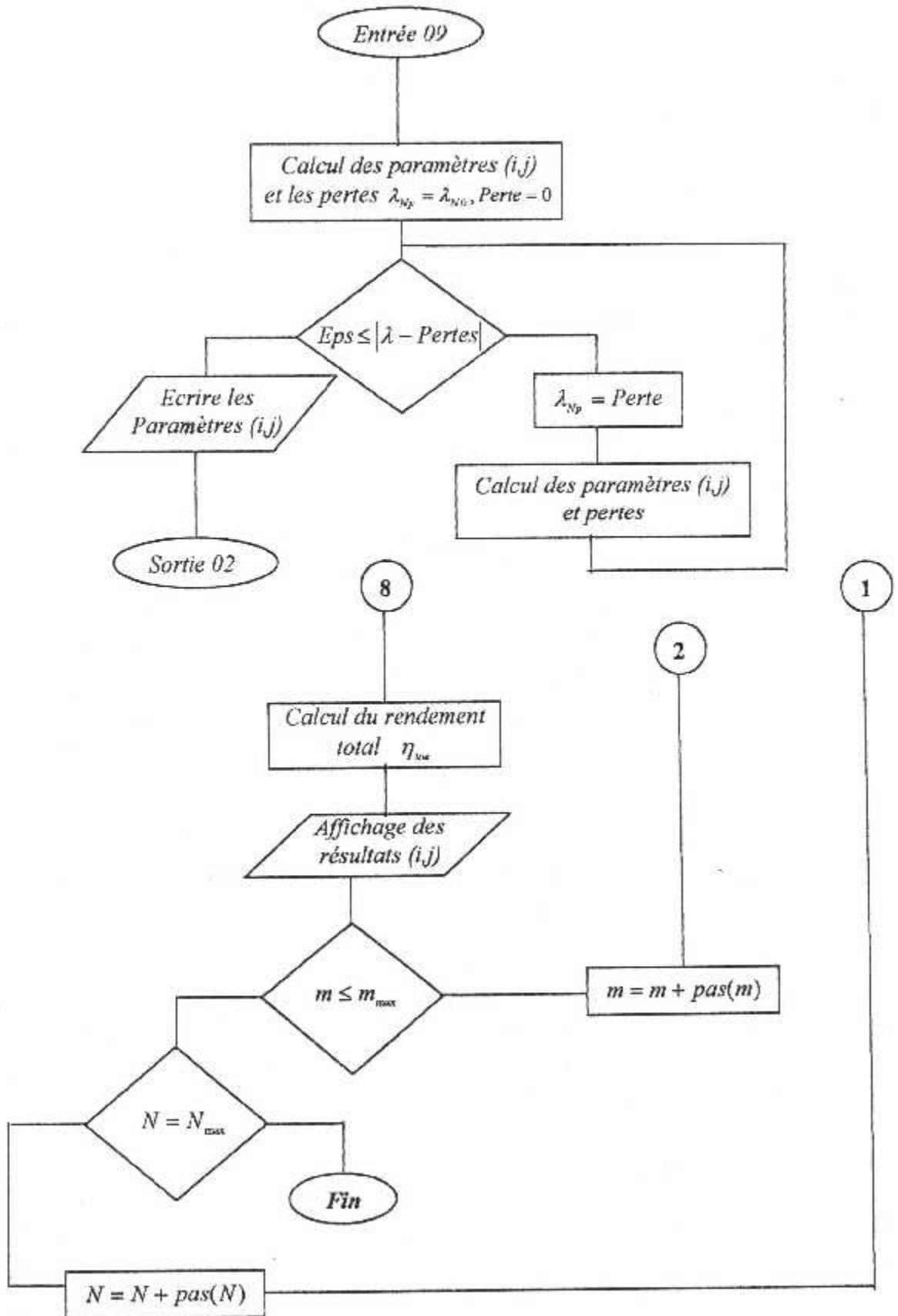
La partie la plus importante dans cette étude est celle abordée dans ce chapitre, l'aboutissement à des résultats satisfaisants implique une meilleure organisation de calcul et une marge d'erreur assez étroite.

Comme il a été déjà précisé au chapitre précédent, l'introduction des valeurs comme les pertes par aube ou le rendement qui sont nécessaires au calcul des autres paramètres dérivés la méthode numérique itérative se fait en trois étapes :

- De connaître les valeurs initiales au début du calcul (l'entrée de la turbine), qui permettront de calculer tous les autres inconnus. Les intervalles ou elle sont prises doivent inclure des valeurs données par le calcul en conception en se rapprochant de ces dernières.*
- Faire toutes les opérations successives de calcul en posant des valeurs obtenues par la conception vers lesquelles les calculs vont converger.*
- Comparer ces valeurs trouvées avec les précédentes, les réinjecter jusqu'à l'obtention des résultats convenables.*

L'organigramme de calcul qui permet d'intégrer cette méthode vient juste après représente une suite logique interpellant toutes les relations et corrélations vues aux chapitres précédents .et fur et a mesure que les calculs deviennent plus complexes, il sera donc de plus en plus utile pour organiser, concevoir et structurer toutes les considérations prises en compte.





V.2-Programme et exemple d'exécution

La méthode itérative présentée par l'organigramme nécessite une capacité de calcul à grande échelle à fin d'augmenter la précision pour aboutir à résultats satisfaisants, la nécessité de faire appel à un langage de programmation puissant devient claire. Pour cela nous avons choisi parmi des nombreux langages le fortran 90 pour le calcul. Le programme de calcul des performances de conception et en hors adaptation d'une turbine axiale multi étages.

L'exécution passe par trois étapes :

- *Calcul en hors adaptation des deux étages du premier corps (turbine de détente liée au compresseur)*
- *Calcul de conception pour la turbine de puissance (libre) qui alimente une hélice, cette dernière remplace la tuyère d'éjection pour la production de la poussée.*
- *Le calcul en hors adaptation de la turbine libre.*

V.2.1-Exemple de calcul

Pour le calcul en hors adaptation, nous avons pris la turbine du moteur de laboratoire (GILKES GT 117) (une turbine axiale à deux étages). Les paramètres de cette turbine (dimensions, paramètres d'entrée seront donnée en Annexe).

V.2.2-Les performances à calculer

Les performances de la turbine données par le programme de calcul sont :

- *Le débit réduit*
- *Le taux de détente*
- *Le rendement isentropique de la machine*
- *La giration (l'angle que fait l'écoulement absolu à la sortie de la dernière station du dernier étage)*

Chapitre 06

Résultats et interprétations



VI.1-COURBES CARACTERISTIQUES

Les résultats sont donnés sous forme de tableau (voir annexe) leur mise en forme est donnée par les courbes qui viennent juste après :

VI.1.1-Tableaux des données de calcul :

station	Rt	Rp	h	α'	β	C	t_{MAX}	K	Yc1	YC2	Mp
(1,1)	0.0825	0.0575	0.0255	0.00	0.00	0.0286	0.0054	0.00	0.023	0.089	1.900
(1,2)	0.0825	0.0575	0.0255	58	20	0.0286	0.0054	0.0	0.023	0.089	1.900
(1,3)	0.0957	0.0693	0.0264	10	55	0.0221	0.0033	0.0009	0.023	0.089	3.000
(2,1)	0.0957	0.0693	0.0264	10	55	0.017	0.0039	0.0001	0.023	0.115	1.900
(2,2)	0.0936	0.0636	0.0298	60	22	0.017	0.0039	0.0	0.023	0.115	1.900
(2,3))	0.0978	0.0645	0.0332	0.0	57	0.0208	0.0023	0.003	0.027	0.098	3.000

Les conditions d'entrée turbine du fluide sont données par le tableau suivant :

Où

station	Ti0	$\Delta\Phi_1^2$	$\Delta\Phi_2^2$	γ	r	ϵ
(1,1)	1100	0.05	0.025	1.33	287	0.0005

R_t : rayon extérieur de la veine

R_p : rayon intérieur de la veine

h : hauteur d'aube .

$\Delta\Phi_2^2$: Coefficient d'énergie cinétique. ($\beta = 0$)

M_p : rapport entre le nombre de mach en tête D'aube a celui du rayon moyen.

t_{max} : épaisseur maximum de l'aube.

K : jeu en bout d'aube

T_{i0} : température totale a l'entrée

P_{i0} : pression totale a l'entrée.

$\Delta\Phi_1^2$: Coefficient d'énergie cinétique ($\alpha = \beta$)

α : Angle d'aube stator

β : Angle d'aube rotor

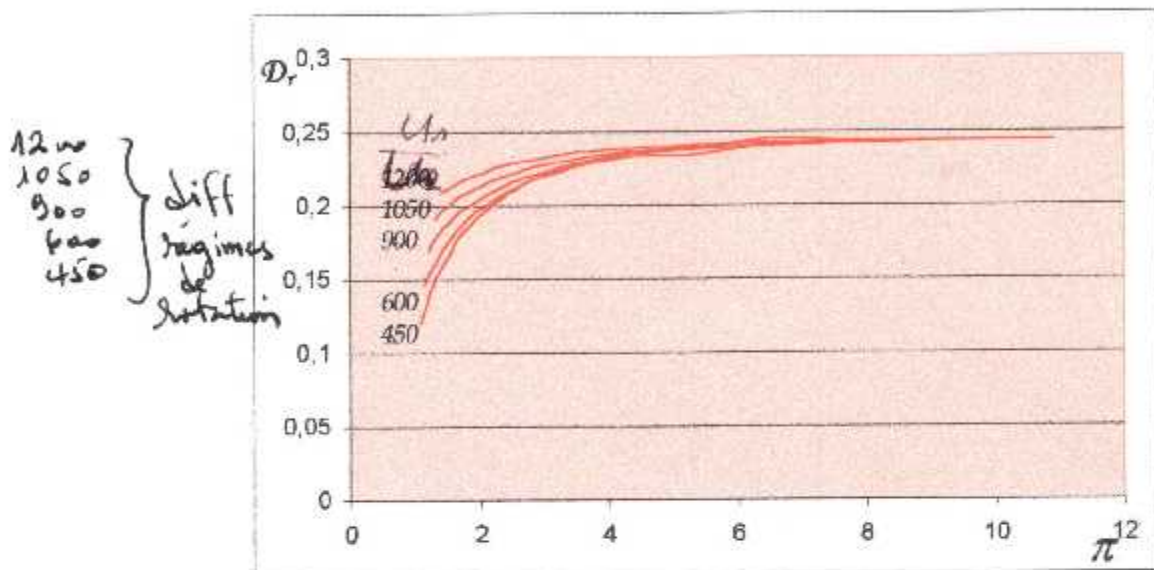
C : corde de l'aube.

Y_{c1} : coefficient de perte de profile pour $\beta = 0$

Y_{c2} : coefficient de perte de profile pour $\beta = \alpha$

VI.1.2- Courbe de débit réduit

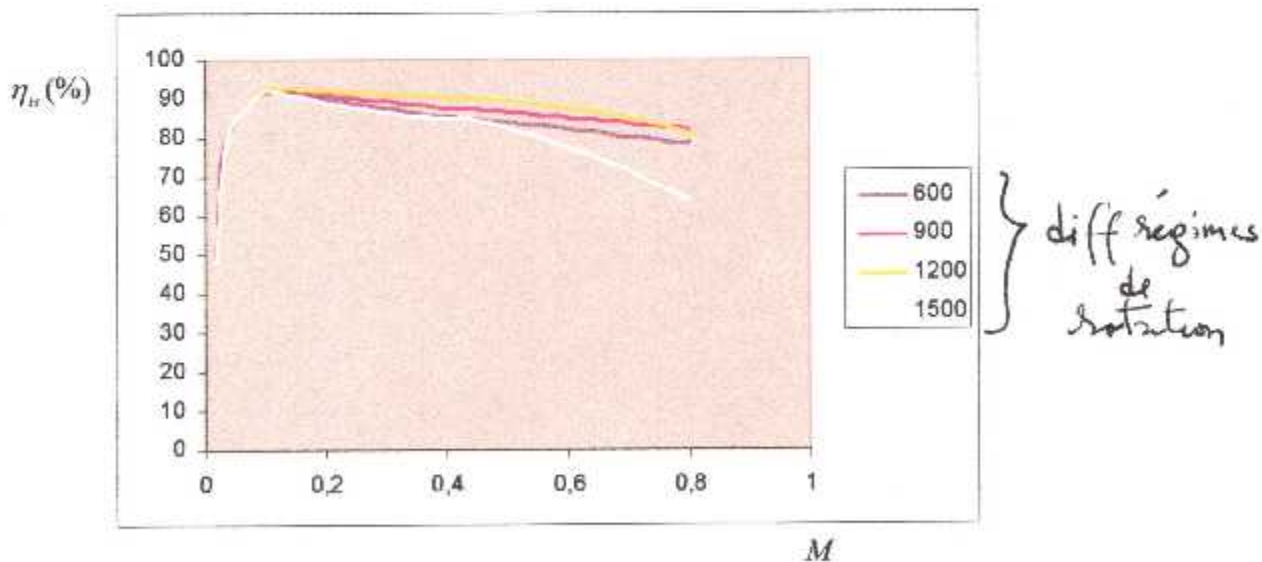
La courbe qui représente la variation du débit en fonction du taux de détente est donnée au dessous :



Graphe 1.1 : Courbe de caractéristique de la turbine : débit réduit en Fonction du taux de détente.

VI.1.3- Courbe du rendement isentropique

La variation du rendement isentropique en fonction du taux de détente est donnée par le graphe suivant :

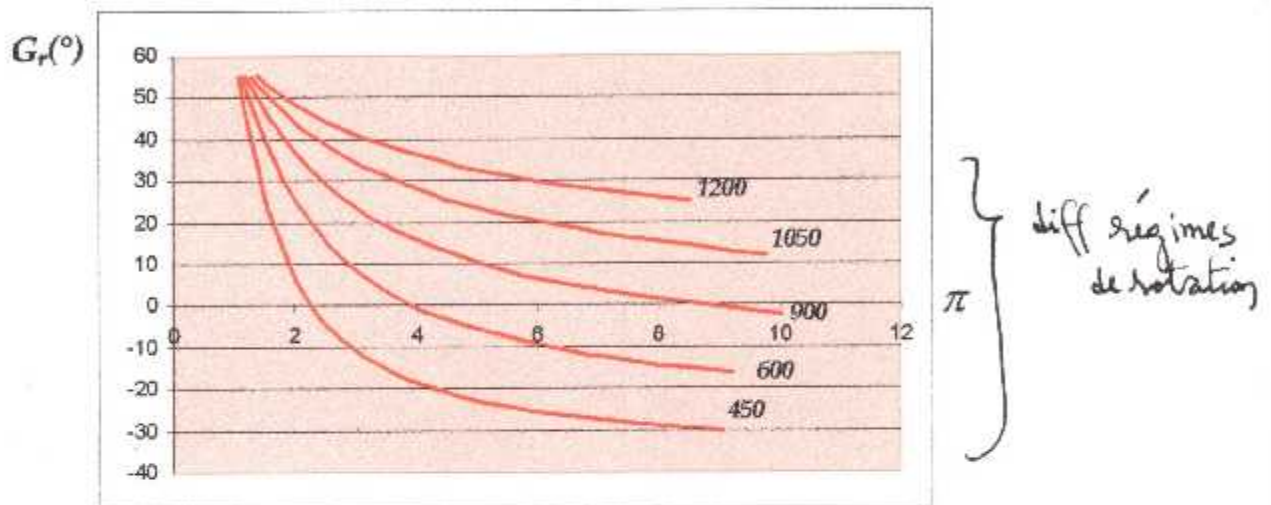


Graphe (1.2) : Courbe caractéristique de la turbine : rendement isentropique

en fonction du nombre de Mach

VI.1.4- Courbe de giration

La giration est donnée en fonction du taux de détente à travers le graphe suivant de la même façon que le rendement isentropique :



Graph 1.3 : Courbe caractéristique de la turbine : giration en fonction du taux de détente.

VI.2- Interprétation des résultats

D'après la courbe (1.1), on constate que le débit réduit amont à rapport de détente globale dépend peu de la vitesse de rotation (régime de rotation) lorsque le nombre de Mach augmente.

On constate aussi qu'à partir d'un certain rapport de détente, ($\pi = 8$ à peu près) le débit réduit devient constant ; le régime d'écoulement devient alors bloqué, car il correspond à un écoulement sonique ($M=1$) qui se passe au niveau du col du distributeur du premier étage, dans ce cas le débit réduit ne peut plus augmenter (limitation de charge de la turbine).

En ce qui concerne le rendement isentropique, l'étude a pris en considération l'influence du nombre de Mach subsonique à l'entrée et supersonique

à la sortie, le graphe (1.2) nous montre qu'à bas régimes de rotation (au démarrage du moteur par exemple) à un nombre de Mach donné, le rendement prend une valeur maximale à un taux de détente relativement petit, puis il commence à diminuer de plus en plus, ce phénomène est dû aux pertes de profile générées par l'effet de compressibilité causant des chocs en têtes d'aubes.

L'amélioration devient de plus en plus remarquable si les régimes de rotation augmentent, ayant ainsi une augmentation progressive jusqu'à un nombre de Mach donné, car à la diminution de l'effet de compressibilité, le choc au démarrage des bords de fuites devient plus au moins réduit.

Pour les régimes de rotation relativement grands, l'effet de l'accélération au canal de l'écoulement intervient pour des fortes vitesses de rotation et fait diminuer le rendement.

La giration (graphe 1.3) pour des faibles et des grands régimes de rotation est bien éloignée de la, valeur nulle .Elle s'approche en général de cette valeur dès que la vitesse de l'écoulement devient grande.

Pour la validation de ces résultats on doit les comparer avec les courbes caractéristiques d'une turbine axiale multi étagée obtenus par l'expérience donc avec la figure (1.6) du chapitre (I) (courbe caractéristiques d'une turbine axiale page 09)

CONCLUSION

La géométrie de la turbine joue un rôle très important pour le fonctionnement de cette dernière ainsi que les paramètres d'entrée (vitesse d'entrée, vitesse de rotation et température et pression de fin de combustion).

L'étude de conception nous permet de déterminer les dimensions de la machine, les déviations des écoulements (angles d'entrée et de sortie de chaque station et de chaque étage), les rendements et les facteurs de pertes de pression (λ_N et λ_R).

Afin de connaître le meilleur fonctionnement en conditions nominales de cette machine, on refait l'étude de ces performances et ses limitations en hors adaptation (pour tout régime de fonctionnement bas ou très élevé par exemple le cas du décollage ou vol en croisière pour les turbines aéronautiques) et cela pour connaître les limitations d'utilisation de cette machine (le chargement de la turbine, les limites thermiques qui sont liées directement à l'étude métallurgique des turbines).

L'étude faite prend en compte l'écoulement monodimensionnel (au rayon moyen) qui est approchée et qui nous donne des résultats proche de la réalité, régissant avec des pertes de pression qui sont considérées, à travers une turbine axiale multi étagée.

Le calcul des différents paramètres s'effectue en chaque station à l'entrée et à la sortie de chaque grille pour un seul étage, puis il est généralisé pour tous les étages.

Comme la turbine aura à fonctionner dans large domaine de variation de vitesse d'entrée et de régime de rotation. Le calcul qui donne pour résultat la représentation des performances (débit réduit, taux de détente, rendement et giration) ne pourrait s'effectuer qu'avec un modèle numérique réalisé par un ordinateur. Cependant un programme de calcul mis au point peut être utilisé pour n'importe quelle turbine axiale multi étagée.

Bibliographie

[1] Michel DE VLAMINCK. Pierre WAUTERS : *Thermodynamique et Turbine*
CIACO éditeur 1988.

[2] V. BENSIMHON : *Fonctionnement hors adaptation des turbomachines*
1986.

[3] *Gaz turbine théorie* : (3^{ème} édition h.cohen, G.F.C.R.O.GERS, H.I.H.S

[4] *Turbine a fluide compressible. TECHNIQUE DE L'INGÉNIEUR*

[5] *Turbine a gaz aérodynamique et terrestre. TECHNIQUE DE L'INGENIEUR*

Thèses :

[6] BENZERGA KARIM. *Étude des performances hors adaptation*
des turbines axiales 2003 Ing Mécanique.

[7] ROUIBI ISSAM. AGGOUN WAHIBA. *Étude de l'effet radial*
sur le fonctionnement en hors adaptation des compresseurs axiaux 2001 Ing
Propulsion.

Annexes



- Terminologie de l'aube

f : flèche

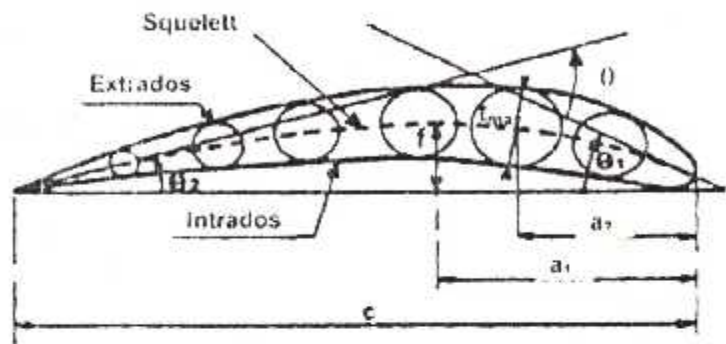
θ_1, θ_2 : Tangente au squelette

θ : Angle de cambrure

t_{\max} : Épaisseur d'aube

a_1 : Abscisse de la flèche

a_2 : Abscisse de l'épaisseur



- Incidence et déviation

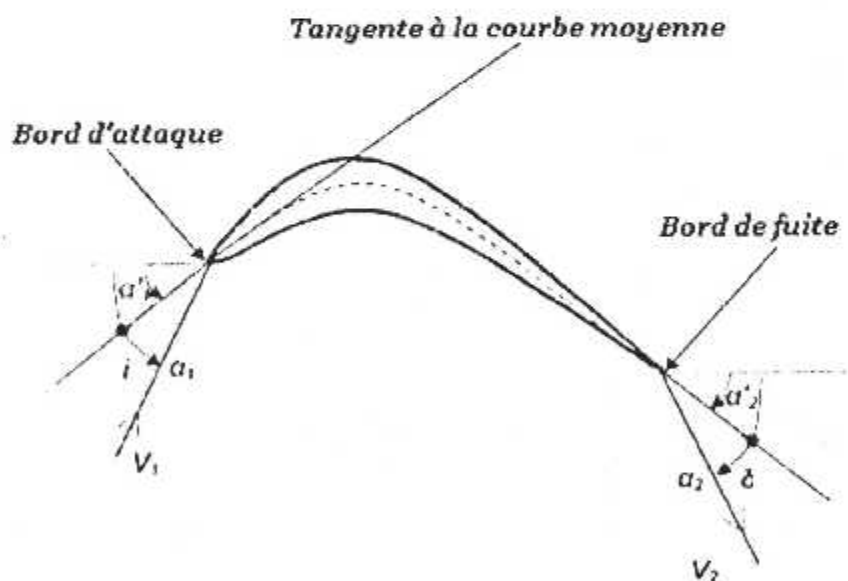
α : angle de flux

α' : angle d'aube

i : incidence

δ : déviation

V : vitesse de flux



1 - Calcul de l'équilibre radial

L'équilibre radial constitue l'approche la plus simplifiée de l'écoulement méridien, il consiste à se donner a priori la conicité et la courbure des filets fluides. sa description sera plus détaillée que les méthodes de calculs plus générales car il convient un outil très précieux et relativement facile à mettre en œuvre.

1.1-Définitions

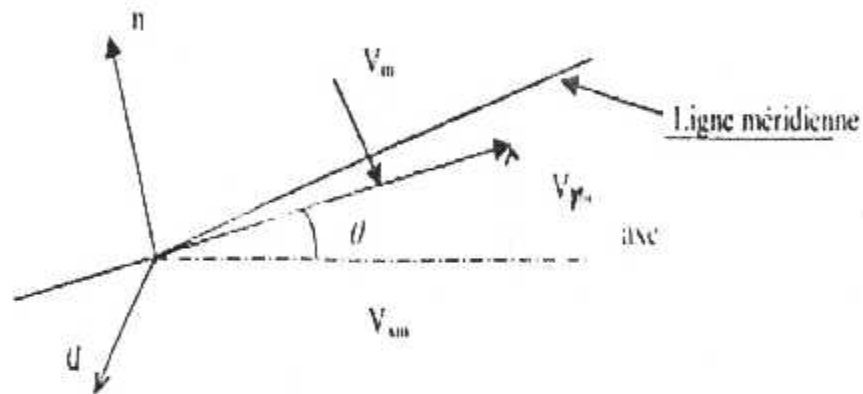


Figure. (1.1) : Plan méridien attaché à un point courant

$V_m =$ Vitesse méridienne (projection de la vitesse V sur une ligne méridienne).

$V_u =$ projection de V sur une section droite (projection de V sur U selon U).

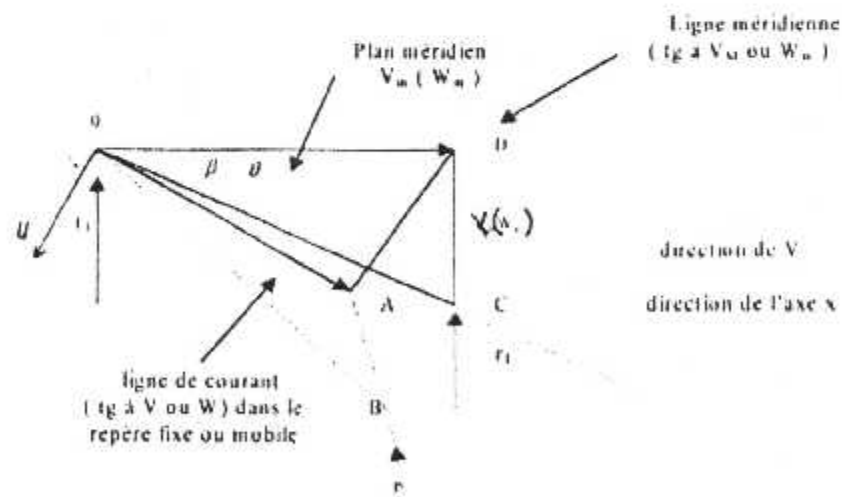


Figure (1.2) Plan méridien

L'écoulement tridimensionnel est remplacé par un écoulement moyen axisymétrique (projeté dans le plan méridien) bidimensionnel $f(r,x)$ auquel on supposera un écoulement sur une surface axisymétrique (résolu par Catsanis=différences finies ou d'autre méthode fluide parfait). On supposera être en fluide parfait ($\vec{\tau} = \vec{0}$) pour l'écoulement moyen stationnaire dans chaque aubage par rapport au repère lié à l'aubage (l'hypothèse d'écoulement moyen axisymétrique ne sera fait qu'à la fin). Les effets de viscosité se jouent après.

1.2-Ecriture des équations

1.2.1-L'équation de continuité

Cette équation s'écrit en mouvement permanent : $\text{div}(\rho\vec{V}) = 0$

Soit en coordonnées cylindriques d an l'espace fixe :

$$\text{div}(\rho\vec{V}) = \frac{\partial}{\partial r}(\rho V_r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x) + \rho \frac{V_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho V_u) = 0$$

et dans l'espace mobile (V) est remplacé par (W)

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho W_r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho W_x) + \rho \frac{W_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho W_u) = 0 \quad (1.1)$$

1.2.2-Equation de l'énergie

Le long d'une ligne de courant $dh = Tds + \frac{dP}{\rho}$

$$\text{Soit} \quad \text{grad}\vec{h} = T\text{grad}\vec{S} + \frac{1}{\rho} \text{grad}\vec{P}$$

En faisant intervenir la rothalpie : $J = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2}$ avec $U = \omega.r$

Cette équation s'écrira dans le repère (r, θ, x)

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial J}{\partial r} + \frac{1}{2} \frac{\partial (W^2)}{\partial r} - w^2 r \quad (r) \quad \text{en repère fixe}$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta} = T \frac{\partial S}{\partial \theta} - \frac{\partial J}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \frac{\partial (W^2)}{\partial \theta} \quad (\theta) \quad (1.2)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = T \frac{\partial S}{\partial x} - \frac{\partial J}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \frac{\partial (W^2)}{\partial x} \quad (x)$$

En fluide parfait ($\vec{\tau} = \vec{0}$) si on est en passage adiabatique long d'un filet de courant $dS=0$ ($dS = \partial\theta + \partial x$)

Par contre, l'écoulement réel moyen constitué par un écoulement fluide parfait auquel on supposera les écoulements visqueux moyennés (couche limite) et phénomènes secondaire ne sera pas isentropique ; on négligera en général les forces de viscosité dans l'équation d'un mouvement mais pas la variation d'entropie (exprimé en fonction des pertes) dans l'équation de l'énergie.

1.2.3-Equation du mouvement

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\vec{V}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \text{grad}\bar{P} + \vec{\tau}_f \quad \text{Repère fixe} \quad (1.3)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{D_{rel}\vec{W}}{D_{rel}t} - w^2 \vec{r} + 2\vec{\Omega}A\vec{W} = -\frac{1}{\rho} \text{grad}\bar{P} + \vec{\tau}_f \quad \text{Repère mobile} \quad (1.4)$$

$$\text{Avec} \quad \frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \text{grad} \frac{V^2}{2} + \text{rot} \vec{V} \wedge \vec{V}$$

$$\text{Et} \quad \frac{D_{rel}\vec{W}}{D_{rel}t} = \frac{\partial_{rel}\vec{W}}{\partial t} + \text{grad} \frac{W^2}{2} + \text{rot} \vec{W} \wedge \vec{W}$$

Avec le repère choisi on a vu que si on tourne a vitesse constante :

$$U = wr \quad \bar{\Omega} = w.\bar{x} \quad \text{rot } \bar{u} = 2\bar{\Omega} \quad \left\{ \begin{array}{l} V_u = W_u + U \\ V_r = W_r \\ V_x = W_x \end{array} \right.$$

$$\text{et } \text{grad } \frac{V^2}{2} = \begin{cases} V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_u \frac{\partial V_u}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial r} \\ \frac{1}{r} \left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + V_u \frac{\partial V_u}{\partial \theta} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial \theta} \right) \\ V_r \frac{\partial V_r}{\partial x} + V_u \frac{\partial V_u}{\partial x} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} \end{cases}$$

$$\text{grad } p = \begin{cases} \frac{\partial p}{\partial r} \\ \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \\ \frac{\partial p}{\partial x} \end{cases} \quad \vec{V} = \begin{cases} V_r \\ V_u \\ V_x \end{cases}$$

$$\text{rot } \vec{V} = \begin{cases} \frac{1}{r} \frac{\partial V_x}{\partial \theta} - \frac{\partial V_u}{\partial x} = A & (r) \\ \frac{\partial V_r}{\partial x} - \frac{\partial V_x}{\partial r} = B & (\theta) \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_u) - \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} = C & (x) \end{cases}$$

$$\text{rot } \vec{V} \wedge \vec{V} \begin{cases} B V_x - C V_u \\ C V_u - A V_x \\ A V_u - B V_r \end{cases}$$

1.3- Hypothèse de l'écoulement axisymétrique

$$\text{Écoulement axisymétrique} \Rightarrow \frac{\partial}{\partial \theta} () = 0$$

Ce qui permet de réécrire le système d'équations :

- **Continuité :**

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho W_r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho W_x) + \rho \frac{W_r}{r} = 0 \quad (1.5)$$

- **Mouvement :**

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_r}{\partial x} - \frac{W_u^2}{r} - w^2 r - 2w W_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (1.6)$$

$$W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} - W_x \frac{\partial W_u}{\partial x} + \frac{W_r W_u}{r} - 2w W_r = 0 \quad (1.7)$$

$$W_r \frac{\partial W_x}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (1.8)$$

- **Energie :**

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial J}{\partial r} + \frac{1}{2} \frac{\partial (W^2)}{\partial r} - w^2 r \quad (1.9)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = T \frac{\partial S}{\partial x} - \frac{\partial J}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial (W^2)}{\partial x} \quad (1.10)$$

On peut introduire la vitesse du son $a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{S=cte}$ dans l'équation (1)

qui devient :

$$a^2 \frac{\partial W_r}{\partial r} + a^2 \frac{\partial W_x}{\partial x} + a^2 \frac{W_r}{r} + \frac{1}{e} W_r \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{\rho} W_x \frac{\partial P}{\partial x} = 0$$

Si on associe (III.11) et (III.13) on obtient :

$$\frac{1 - \frac{W_r^2}{a^2}}{1 - \frac{W_x^2 + W_r^2}{a^2}} \left(W_x \frac{\partial W_r}{\partial x} - W_r \frac{\partial W_x}{\partial x} - \frac{(W_u + U)^2}{r} \right) + \frac{W_x W_r}{a^2} \left(W_r \frac{\partial W_x}{\partial r} - W_x \frac{\partial W_r}{\partial r} - \frac{a^2 W_r}{r W_x} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = 0 \quad (1.11)$$

$$\text{Or} \quad \text{tg} \theta = \frac{W_r}{W_x} = \frac{\partial r}{\partial x} \quad \text{et} \quad W_M^2 = W_x^2 + W_r^2$$

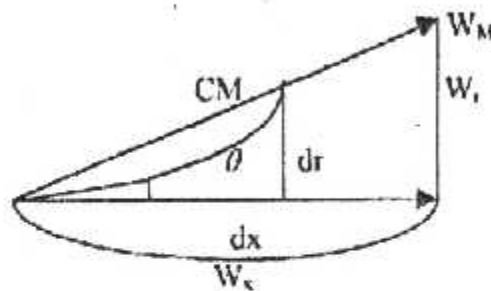


Figure (1.3) : Courbure des filets d'air

D'où l'équation :

$$\frac{1 - \frac{W_x^2}{a^2}}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left(\frac{W_x^2}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial x} - \frac{(W_u + U)^2}{r} \right) - \frac{W_x}{a^2} \frac{W_r}{a^2} \left(\frac{W_x^2}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{a^2 W_r}{r W_x} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = 0$$

$$(1.12)$$

Que l'on peut combiner avec celle de l'énergie pour obtenir, si on tient compte de la définition de la cambrure des lignes de courant dans le plan méridien :

$$C_M = \frac{d\theta}{dsm} = \frac{\frac{d\theta}{dx}}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \theta}}$$

$$\text{avec : } \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} \operatorname{tg} \theta = \frac{C_M}{\cos \theta} \quad \text{puisque } \frac{d\theta}{dx} = \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial \theta}{\partial r} \frac{dr}{dx} + 0$$

D'où la forme implicite pour la vitesse :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W^2}{2} \right) = \frac{\partial J}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} + w^2 r - \frac{1 - \frac{W_x^2}{a^2}}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left(\frac{(W_u + U)^2}{r} - \frac{W_M^2}{\cos \theta} C_M \right) - \frac{W_x W_r}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right)$$

(1.13)

- Dans la roue fixe :

On a (W) remplacé par (V)
 ($J_{\text{rothalpie}}$) remplacé par (H_i)
 (U) remplacé par (O)


```

*****
*          les caracteristiques de la turbine
*****

*****
*  Declaration des variables
*****
  real t(6,3),tt(6,3),ts(6,3),p(6,3),pt(6,3),mu(6,3)
+,ro(6,3),rott(6,3),a(6,3),m(6,3),dr(6,3),mr(6,3),ttr(6,3)
+,ptr(6,3),ren(6,3),al(6,3),beta(6,3),v(6,3),u(6,3),w(6,3),vu(6,3)
+,wu(6,3),av(6,3),aw(6,3),perte(6,3),ris,risp,lap,alt,be,rm(6,3)
+,rb(6,3),rs(6,3),h(6,3),alp(6,3),bep(6,3),yc1(6,3),yc2(6,3)
+,c(6,3),tmax(6,3),k(6,3),mh(6,3),fil,fi2,gm,r1,cp,eps1,eps2,eps3
+,pi,va,mo,ct,visc,D0
  double precision pite
  common // t,tt,ts,p,pt,mu
+,ro,rott,a,m,dr,mr,ttr
+,ptr,ren,al,beta,v,u,w,vu
+,wu,av,aw,perte,ris,risp,lap,alt,be,rm
+,rb,rs,h,alp,bep,yc1,yc2
+,c,tmax,x,mh,fil,fi2,gm,r1,cp,eps1,eps2,eps3
+,pi,va,mo,ct,visc,D0

*****
*  Lecture des données d'après les fichiers
*****
  real pt0,tt0,m0
  open(1,file='rayon.dat',status='unknown')
  open(2,file='angleal.dat',status='unknown')
  open(3,file='cordeYc.dat',status='unknown')
  open(4,file='kt.dat',status='unknown')
  open(5,file='anglebet.dat',status='unknown')
  open(6,file='resultat.dat',status='unknown')
  open(11,file='houcine.dat',status='unknown')
  E=2
  read(1,*)((rb(i,j),rs(i,j),h(i,j),j=1,3),i=1,E)
  read(2,*)((alp(i,j),j=1,3),i=1,E)
  read(5,*)((bep(i,j),j=1,3),i=1,E)
  read(3,*)((c(i,j),tmax(i,j),k(i,j),yc1(i,j),yc2(i,j),j=1,3),i=1,E)
  read(4,*)tt0,fil,fi2,gm,r1,cp,eps1,eps2,eps3,visc

*****
*          Debut des iterations
*****

  do 10 n=450.,1500.,150.
  write(*,*)
  write(*,*)
  write(*,*)'La vitesse de rotation N=',n
  write(*,*)
  write(*,*)
  write(*,*)'Apuyer sur une touche pour continuer'
  write(*,*)
  write(*,*)
  pause
  do 20 m0=0.02,0.8,0.02
  do 2 pt0=4E+5,12E+5,4E+5
  pi=acos(-1.)
  cdr=pi/150
  nr=n/(sqrt(tt0))
  wC=2.*pi*n

*****
*  Calcul des parametres a l'entrée de la turbine
*****

```



```

dr(i,j)=0.041109972*av(i,j)
else
dr(i,j)={(37.3070)*m(i,j)*av(i,j)}/{((m(i,j)**2)+6.)**3.5}
endif
mr(i,j)=w(i,j)/a(i,j)
ttr(i,j)=(t(i,j)+((w(i,j)**2)/2*cp))
ptr(i,j)=p(i,j)*{1.+((gm-1.)/2.)*(mr(i,j)**2.)**{gm/(gm-1.)}}
ren(i,j)=ro(i,j)*c(i,j)*v(i,j)/(mu(i,j))
*****
* Appelle du SP des pertes
*****
call loss(i,j,al(i,j-1),al(i,j),alp(i,j-1)*cdr,alp(i,j)*cdr)
perte(i,j)=lap
70 continue
endif
*****
* Les parametres a la station 03
*****
if(j.eq.3) then
perte(i,j)=0
lap=0.092
bet=(bep(i,j))*cos(-1.)/180
ris=0.1
risp=0.93
if (abs(lap-perte(i,j)).gt.eps3) then
perte(i,j)=lap
beta(i,j)=bet
zm(i,j)=(zb(i,j)+rs(i,j))/2
u(i,j)=w0*rm(i,j)
w(i,j)=va/cos(beta(i,j))
vu(i,j)=w(i,j)*sin(beta(i,j))-u(i,j)
al(i,j)=atan(vu(i,j)/va)
v(i,j)=va/cos(al(i,j))
aw(i,j)=2*p1*rm(i,j)*h(i,j)*cos(beta(i,j))
pa=d0*u(i,j)*(vu(i,j-1)-vu(i,j))
wa=pa/d0
dte=wa/cp
tt(i,j)=tt(i,j-1) - 0.7*dte
t(i,j)=tt(i,j)-((v(i,j)**2.)/(2.*cp))
mu(i,j)=visc*{(sqrt(t(i,j)/293.))*{(1.+ct/293.)/(1.+ct/t(i,j))}}
a(i,j)=sqrt(gm*r1*t(i,j))
mr(i,j)=w(i,j)/a(i,j)
m(i,j)=v(i,j)/a(i,j)
pite={1.-(0.7*dte/(0.9*tt(i,j-2)))**{gm/(1.-gm)}}
pt(i,j)=pt(i,j-2)/pite
p(i,j)=pt(i,j)*(t(i,j)/tt(i,j))**{gm/(gm-1.)}
ts(i,j)=t(i,j-1)*{(p(i,j)/p(i,j-1))**{1./{gm/(gm-1.)}})
ro(i,j)=p(i,j)/(r1*t(i,j))
ttr(i,j)=t(i,j)+((w(i,j)**2.)/(2.*cp))
ptr(i,j)=p(i,j)*(ttr(i,j)/t(i,j))**{gm/(gm-1.)}
if(mr(i,j).ge.1) then
dr(i,j)={0.041109972}*aw(i,j)
else
dr(i,j)={(27.3070)*mr(i,j)*aw(i,j)}/{((m(i,j)**2.)+6.)**{7./2}}
endif
ren(i,j)=(ro(i,j)*c(i,j)*w(i,j))/mu(i,j)
call loss(i,j,beta(i,j-1),beta(i,j),bep(i,j-1)*cdr,bep(i,j)*cdr)
perte(i,j)=abs(lap)
z1=perte(i,j)*{(w(i,j)**2.)/(2*(cp+10))}
z2=(t(i,j-1)/t(i,j))*perte(i,j-1)*(v(i,j-1)**2.)/(2.*(cp+10))
z3=tt(i,j)-tt(i,j)
ris=-0.07+(1/(1+(z1+z2)/z3))
if(m0.lt.0.2) then
write(*,*)m0,1.6-ris,(tt0-tt(i,j))
else
write(*,*)m0,ris,(tt0-tt(i,j))

```

```

endif
endif
endif

*****
*           Les performances de la machine
*****
      else
      tt(i,1)=tt(i-1,3)
      pt(i,1)=pt(i-1,3)
      goto 767
      dtt=tt(i,2)-tt(i,3)
      pit=pt(1,1)/p(i,j)
      rist=((tt(1,2)-tt(i,3))/tt(1,1))*(1.-(1./pit)**(1./(gm/(gm-1))))
      ch-dr(i,3)
      dhdt=cp*dtt
      kt=dhdt/tt(1,1)
      goto 777
      if(rist.le.0) then
      goto 22
      endif
      if(pit.le.1) then
      goto 200
      endif
      if(pit.ge.11.) then
      goto 200
      end if
777  write(*,*)
      endif
      *
      endif
22  continue
40  continue
30  continue
200 continue
2   continue
20  continue
747 continue
10  continue
      stop
      end

*****
*           Sous programme calcul des pertes
*****
      subroutine loss(i,j,al1,al2,be1,be2)
      real t(6,3),tt(6,3),ts(6,3),p(6,3),pt(6,3),mu(6,3)
      +,ro(6,3),rott(6,3),a(6,3),m(6,3),dr(6,3),mr(6,3),ttr(6,3),ptr(6,3)
      +,ren(6,3),al(6,3),beta(6,3),v(6,3),u(6,3),w(6,3),vu(6,3),wu(6,3)
      +,av(6,3),aw(6,3),perte(6,3),ris,risp,lap,alt,bet
      +,rm(6,3),rb(6,3),rs(6,3),h(6,3),alp(6,3),bep(6,3),ycl(6,3)
      +,yc2(6,3),c(6,3),tmax(6,3),k(6,3),nh(6,3),fil,fi2,gm,r1,cp1
      +,eps1,eps2,eps3,pi,va,w0,ct,visc,D0
      common // t,tt,ts,p,pt,mu
      +,ro,rott,a,m,dr,mr,ttr
      +,ptr,ren,al,beta,v,u,w,vu
      +,wu,av,aw,perte,ris,risp,lap,alt,be,rm
      +,rb,rs,h,alp,bep,ycl,yc2
      +,c,tmax,k,nh,fil,fi2,gm,r1,cp,eps1,eps2,eps3
      +,pi,va,mu,ct,visc,D0
      integer i,j
      dimension fil(i,j)
      real fil,ypAMDC,ysh1,ggm,k1,k2,kp,alpha,c11,c12,c13,c14,c15,c16
      ggm=4.

*****
*           Calcul des diff types de pertes
*****

```

```

ypAMDC=(yc1(i,j)+abs(bel/al2)*(bel/al2)*(yc2(i,j)-yc1(i,j)))*
+ (tmax(i,j)/(0.2*c(i,j)))** (bel/al2)
if((m0*m(i,j)).le.0.4)then
ysh1=0.
else
ysh1=0.75*((m0*m(i,j)-0.4)**(7/4))*(rs(i,j)/rb(i,j))
endif
ysh=ysh1*(p(i,j-1)/p(i,j))*(1-(1+(gm-1)*m(i,j)**2.)/2.)
+** (ggm)/(1-(1+(gm-1)*m(i,j)**2.)/2.)**gm)
if(m(i,j).le.0.2)then
k1=1.00
else
k1=(1-1.25*(m(i,j)-0.2))
endif
k2=(m(i,j-1)/m(i,j))**2.
kp=(1.-k2*(1.-k1))
cfm=1.+60.*(m(i,j)-1.)^2
if(m(i,j).le.1.)then
yp=0.914*((2./3.)*ypAMDC*kp+ysh)
else
yp=0.914*((2./3.)*ypAMDC*kp+ysh)*cfm
endif
if(ren(i,j).gt.(2*1e+5).and.ren(i,j).lt.(1e+6))then
fre=1.
endif
if(ren(i,j).ge.(1e+6))then
fre=(ren(i,j)/1e+6)**2.
endif
if((h(i,j)/c(i,j)).le.2.)then
far=(1.-0.25*sqrt(2.-(h(i,j)/c(i,j)))/(h(i,j)/c(i,j))
else
far=c(i,j)/h(i,j)
endif
alpha=atan(0.5*(tan(al1)-tan(al2)))
cl1=((2.*cos(alpha)*(tan(al1)+tan(al2)))**2.)
cl2=alpha*180/(acos(-1.))
cl3=al2*180/(acos(-1.))
cl4=be2*180/(acos(-1.))
cl5=al1*180/(acos(-1.))
cl6=((cos(al2))**2)/(cos(alpha))**3.)
ysAMDC=0.0334*far*(cos(al2)/cos(bel))*cl1
+((cos(al2))**2.)/(cos(alpha))**3.)
ys=1.2*0.0334*far*(cos(al2)/cos(bel))*cl1
+(1.-c(i,j)/h(i,j))*(1.-kp)
fii(i,j)=(fi1+abs(bel/al2)*(bel/al2)*(fi1-fi2))
ytet=((1.-(gm-1.)/2.*(m(i,j)**2.)*(1./(+1.-fii(i,j):-1.))
+**(-ggm)-1.)/(1.-(1.+(gm-1.)/2.*m(i,j)**2.))**(-ggm)
yt=yp*fre+ys+ytet+ytic
lap=yt/(tt(i,j)/ts(i,j))
alt=(va/sqrt(abs(2.*cp*(tt(i,j)-(ts(i,j)+perte(i,j)*tt(i,j))
+/(1+perte(i,j))))))
return
end

```

```

*****
Programme de la conception
*****
!
Declaration des variables
*****

real aire(3),alm(3),betam(3),alr(3),betar(3)
+,alt(3),betat(3),h(3),rr(3),rt(3)
real dtet,piet,cp,r,tt1,pt1,ris,n,u,lan
open(1,file='donnee1.dat',status='unknown')
open(2,file='donne2.dat',status='unknown')
read(1,*)debit,tt1,pt1,piet,ris,dtet,N,U,lan
read(2,*)cp,r,gm,al1,al3
al1=al1*acos(-1.)/180
al3=al3*acos(-1.)/180
write(*,*)cp,r,gm,dtet
psi=(2*cp*dtet)/U**2
write(*,*)psi
write(*,*)'donnee la valeur de fi,segma'
fi=0.8
segma=.421
beta3=atan((1/(2*fi))*(0.5*psi+2.*segma))
beta2=atan((1/(2*fi))*(0.5*psi-2.*segma))
al2=atan(beta2+1/fi)
alm(2)=al2*acos(-1.)/180
alm(3)=al3*acos(-1.)/180
va2=1/fi
v2=va2/cos(al2)
tt2=tt1
t2=tt2-(v2**2)/(2*cp)
t2s=t2-lan*(v2**2)/(2*cp)
p2=pt1/((tt1/t2s)**(gm/(gm-1)))
ro2=p2/(r*t2)
write(*,*)v2**2/(2*cp)
aire(2)=1e-5*debit/(ro2*va2)
*****
!
station 01
*****
va3=272
v1=va3/cos(al3)

t1=tt1-(v1**2)/(2*cp)
p1=pt1*(t1/tt1)**(gm/(gm-1))
ro1=p1/(r*t1)
aire(1)=1e-5*debit/(ro1*v1)

```

```

*****
!          station 03
*****

v3=v1
tt3=tt1-dtet
t3=tt3-(v3**2)/(2*cp)
p3-pt1*piet*(t3/tt3)**(gm/(gm-1))
ro3=p3/(r*t3)
aire(3)=1e-5*debit/(ro3*v3)
write(*,*)debit,air3
*****

!      Dimensions de l'anneau
*****

rm=U/(2*acos(-1.)*N)
air=2*acos(-1.)*rm
t3s=t2/(p2/p3)**(0.25)
w3=va3/cos(beta3)
lar=(t3-t3s)/(w3**2/(2*cp))
write(*,*)'station   01       02       03'
write(*,*)
write(*,*)'      ',aire(1),aire(2),aire(3)
do 40 i=1,3
h(i)=N*aire(i)/U
rt(i)=0.216+0.5*h(i)
rr(i)=0.216-0.5*h(i)
x=0.5*h(i)+0.216
write(*,*)rm/rt(i)
40 continue
rdg=acos(-1)/180
alr(2)=atan((rm/rr(2))*tan(alm(2)))
alr(3)=atan((rm/rr(3))*tan(alm(3)))
alt(2)=atan((rm/rt(2))*tan(alm(2)))
alt(3)=atan((rm/rt(3))*tan(alm(3)))
betar(2)=atan(tan(alr(2))-(U/va2))
betar(3)=atan(tan(alr(3))+(U/va3))
betat(2)=atan(tan(alt(2))-(U/va2))
betat(3)=atan(tan(alt(3))+(U/va2))

*****

!          Affichage des parametres de la conception
*****

write(*,*)tan(alr(2))
write(*,*)
write(*,*)'
write(*,*)'station|   01   |   02   |   03   |'
write(*,*)'

```

```

write(*,100)aire(1),aire(2),aire(3)
write(*,*)'
write(*,200)h(1),h(2),h(3)
write(*,*)'
write(*,300)rt(1)/rr(1),rt(2)/rr(2),rt(3)/rr(3)
write(*,*)'
write(*,*)
100  format(2x,'A (m2) | ',f5.4,' | ',f5.4,' | ',f5.4,' | ')
200  format(2x,'h (m) | ',f5.4,' | ',f5.4,' | ')
300  format(2x,'rt/rr | ',f5.3,' | ',f5.3,' | ')
write(*,*)
write(*,*)
write(*,*)alm(1),alm(2)*180/acos(-1.),alm(3)*180/acos(-1.)
write(*,*)alm(1),alr(2),alr(3)
write(*,*)alm(1),alt(2),alt(3)
write(*,*)betar(3)*180/acos(-1.),betat(3)*180/acos(-1.)
stop
end

```


Tableaux des données de calcul :

station	R_t	R_p	h	α	β	C	t_{MAX}	K	$Yc1$	$YC2$	M_p
(1,1)	0.0825	0.0575	0.0255	0.00	0.00	0.0286	0.0054	0.00	0.023	0.089	1.900
(1,2)	0.0825	0.0575	0.0255	58	20	0.0286	0.0054	0.0	0.023	0.089	1.900
(1,3)	0.0957	0.0693	0.0264	10	55	0.0221	0.0033	0.0009	0.023	0.089	3.000
(2,1)	0.0957	0.0693	0.0264	10	55	0.017	0.0039	0.0001	0.023	0.115	1.900
(2,2)	0.0936	0.0636	0.0298	60	22	0.017	0.0039	0.0	0.023	0.115	1.900
(2,3))	0.0978	0.0645	0.0332	0.0	57	0.0208	0.0023	0.003	0.027	0.098	3.000

Les conditions d'entrée turbine du fluide sont données par le tableau suivant :

station	T_{i0}	$\Delta\Phi_1^2$	$\Delta\Phi_2^2$	γ	r	$\epsilon 1$	$\epsilon 2$	$\epsilon 3$
(1,1)	1100	0.05	0.025	1.33	287	0.0005	0.0005	0.0005

Où

R_t : rayon extérieur de la veine

R_p : rayon intérieur de la veine

h : hauteur d'aube .

$\Delta\Phi_2^2$: Coefficient d'énergie cinétique. ($\beta = 0$)

M_p : rapport entre le nombre de mach en tête D'aube a celui du rayon moyen.

t_{max} : épaisseur maximum de l'aube.

K : jeu en bout d'aube

T_{i0} : température totale a l'entrée

P_{i0} : pression totale a l'entrée.

$\Delta\Phi_1^2$: Coefficient d'énergie cinétique ($\alpha = \beta$)

α' : Angle d'aube stator

β' : Angle d'aube rotor

C : corde de l'aube.

Y_{c1} : coefficient de perte de profile pour $\beta = 0$ ()

Y_{c2} : coefficient de perte de profile pour $\beta = \alpha$ ()

Tableau (01), Régime de rotation $N=600$ tr/s

$M0$	π	η_{is}	$Dr0$	gr
0,16	1,094419	0,7852255	0,1206182	54,791400
0,18	1,194106	0,8691411	0,1339745	47,467090
0,20	1,307525	0,8940039	0,1467483	39,642940
0,22	1,437056	0,90488300	0,1588884	31,579360
0,24	1,585577	0,9101698	0,1703476	23,588330
0,26	1,756591	0,9128140	0,1810827	15,965700
0,28	1,954388	0,9139444	0,1910554	8,931831
0,30	2,184249	0,9141480	0,2002318	2,606623
0,32	2,452720	0,9137493	0,2085830	-2,980356
0,34	2,767970	0,9129425	0,2160848	-7,861856
0,36	3,140268	0,9118514	0,2227186	-12,104310
0,38	3,582618	0,9105584	0,2284703	-15,786560
0,40	4,111633	0,9091211	0,2333315	-18,987070
0,42	4,748714	0,9075810	0,2372985	-21,777570
0,44	5,521697	0,9059689	0,2403728	-24,220670
0,46	6,467153	0,9043086	0,2445609	-26,369650
0,48	7,633644	0,9026186	0,2438741	-28,259170
0,50	9,086456	0,9009144	0,2443284	-29,956460
0,52	10,914430	0,8992088	0,2443290	31,462470

Tableau (02), Régime de rotation $N=750$ tr/min

$M0$	π	η_{IS}	$Dr0$	gr
0,20	1,150905	0,7836782	0,1467483	54,857890
0,22	1,284536	0,589931	0,1588884	49,07344
0,24	1,440291	0,8865923	0,1703476	42,94661
0,26	1,622787	0,8994123	0,1810827	36,59715
0,28	1,837814	0,9064507	0,1910554	30,17469
0,30	2,092648	0,910538	0,2002318	23,83935
0,32	2,396708	0,9129247	0,208583	17,73876
0,34	2,761843	0,9142494	0,2160848	11,98936
0,36	3,203583	0,9148728	0,2227186	6,667115
0,38	3,742213	0,9150141	0,2284703	1,808143
0,40	4,404559	0,9148148	0,2333315	-2,583878
0,42	5,22652	0,9143707	0,2333315	-6,527988

0,44	6,256726	0,9137493	0,24037228	-10,05673
0,46	7,561942	0,9130000	0,2425609	-13,20902
0,48	9,235172	0,9121603	0,2438741	-16,02522

Tableau (03), Régime de rotation $N=900$ tr/s

$M0$	π	η_{IS}	$Dr0$	gr
0,24	1,223381	0,7817466	0,1703476	54,938720
0,26	1,397693	0,8520529	0,1810827	50,172780
0,28	1,606320	0,8797724	0,1910554	45,162250
0,30	1,857786	0,8940618	0,2002318	39,970430
0,32	2,163192	0,9024217	0,2085830	34,676890
0,34	2,537144	0,9076542	0,2160848	29,371150
0,36	2,999077	0,9110451	0,2227186	24,143930
0,38	3,575157	0,9132677	0,2284703	19,078200
0,40	4,301071	0,9147093	0,2333315	14,242020
0,42	5,226180	0,9156094	0,2372985	9,684585
0,44	6,419824	0,9161246	0,2403728	5,435621
0,46	7,981036	0,9163621	0,2425609	1,507450
0,48	10,05391	0,9163989	0,2438741	-2,101441

Tableau (04), Régime de rotation $N=1050$ tr/s

$M0$	π	η_{is}	$Dr0$	gr
0,28	1,314085	0,7794076	0,1910554	55,033710
0,30	1,538026	0,8450798	0,2002318	50,992540
0,32	1,813796	0,8734568	0,2085830	46,770310
0,34	2,156547	0,888867	0,2160848	42,404000
0,36	2,586853	0,8983258	0,2227186	37,939750
0,38	3,133028	0,9045150	0,2284703	33,430407
0,40	3,834624	0,9087541	0,2333315	28,932370
0,42	4,747799	0,9117400	0,2372985	24,500810
0,44	5,953740	0,9138807	0,2402728	20,186390
0,46	7,572163	0,9154323	0,2425609	16,031810
0,48	9,783500	0,9165647	0,2438741	12,070080

Tableau (05), Régime de rotation $N=1200$ tr/s

$M0$	π	η_{is}	$Dr0$	gr
0,32	1,425811	0,7766282	0,2085830	55,142540
0,34	1,711166	0,8387009	0,2160848	51,644450
0,36	2,073379	0,8675313	0,222786	48,008520
0,38	2,538683	0,8838947	0,2284703	44,257980
0,40	3,144315	0,8942543	0,2333315	40,241510
0,42	3,944106	0,9012767	0,2372985	36,5321960
0,44	5,017422	0,9062642	0,2403728	32,625820
0,46	6,483894	0,90299303	0,2425609	28,739330
0,48	8,528345	0,9126996	0,2438741	24,908450