

REPUBLIQUE ALGERIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLOME

DE **MASTER**

FILIERE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPECIALITÉ : INSTALLATIONS ÉNERGÉTIQUES ET TURBOMACHINES

PAR :

AMARI AMINE

GHELLAF ZAKARIA

Thème

Etude et Dimensionnement d'un étage Turbine a Flux axial

Soutenu le 21/09/2020 devant le jury composé de :

Mr.F.MENDIL

Président

Mr.A.BENSLIMANE

Rapporteur

Mr.A.SAHI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

Remerciements

Nous remercions Dieu tout puissant de nous avoir donné la force et la patience pour mener ce travail à terme.

Nous exprimons notre profonde gratitude à monsieur

Mr. BENSLIMANE A/Hakim

pour avoir assumé la responsabilité de nous encadrer, nous orienter et de nous conseiller tout au long de la réalisation de ce travail ainsi pour la confiance qu'il nous a fait acceptant d'être rapporteurs de notre mémoire fin d'étude.

A ceux qui nous ont apporté, de près ou de loin, orientation, soutien et aide dans la réalisation et la concrétisation de ce travail.

Nos vifs remerciements à tous nos enseignants du primaire à l'université.

“Savoir que l’on sait ce que l’on sait et savoir que l’on ne sait pas ce que l’on ne sait pas : voilà la véritable science.”

Confucius (551-479 av. J-C.)

*“Je ne connais pas de livre achevé,
je ne connais que des livres interrompus.”*

Paul-Ambroise Valery (1871-1945)

Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail, à mes parents qui m'ont
orienté et soutenu dans les choix difficiles.*

A mes chères sœurs et chers frères.

*A ma grande famille que ce soit du côté
paternel ou du côté maternel.*

A mon binôme et toute sa famille.

A tous mes amis (es).

*Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de
loin à l'aboutissement de ce mémoire fin d'étude.*

*Je le dédie aussi à tous ceux qui le liront, et
j'espère qu'ils trouveront dans son contenu des
réponses à leurs questions.*

A.Amine

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à : l'être qui m'est le plus cher au monde, a celle qui m'a tout donné que je sois, ma mère.

Celui qui fait tout son possible pour me réussir

Dans ma vie, mon père.

Ma chère grand-mère, Nana Zoulikha .

A mes frères ,Okba ,Imad et Hicham

Mes adorables sœurs, Houda et Chahra.

Toute ma famille.

Ma très chère moitié Khaled Hanane.

A mon binôme et toute sa famille.

.

A Tout mes amis.

Et a toutes les personnes qui m'ont connu.

GH.Zakaria

Sommaire

Remerciements.....	i
Dédicaces.....	ii
Sommaire.....	iv
Table des figures.....	vii
Liste des tableaux.....	ix
NOMENCLATURE	x
Introduction Générale.....	1
Chapitre I : Généralité sur les turbines à gaz.	
I.1 : Introduction.....	02
I.2 : Définition	02
I.3 : Les éléments d'une turbine à gaz.....	03
I.4 : Classification des turbines à gaz.....	03
I.4.1 : Par le mode de construction.....	04
I.4.2 : Par le mode de travail.....	05
I.4.3 : Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	06
I.5 : Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	07
I.6 : Domaines d'application des turbines à gaz.....	08
I.6.1 : Domaines fixes.....	08
I.6.2 : Domaines mobiles.....	08
I.7 : Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	08
I.7.1 : Avantage.....	08
I.7.2 : Inconvénients.....	09
I.8 : Théorie de la turbine à gaz.....	09
I.8.1 : Compression.....	10
I.8.2 : Combustion.....	10
I.8.3 : Détente.....	11
I.8.4 : Echappement.....	11
I.9 : Application du cycle Brayton.....	12
I.9.1 : Fonctionnement du compresseur.....	12
I.9.2 : Principe de fonctionnement de la chambre de combustion.....	13

I.9.3 : Principe de fonctionnement de la turbine.....	13
I.9.4 : principe de fonctionnement de l'échappement.....	14
I.10 :Conclusion.....	14

Chapitre II : Dimensionnement et conception des turbines à flux axial.

II.1 : Introduction.....	15
II.2 : Conception de la turbine.....	15
II.3 : Analyse de turbine a flux axiale.....	16
II.3.1 : les paramètres d'étage de turbine a flux axial.....	17
a. Efficacité adiabatique.....	17
b. Chargement d'étage et coefficient d'écoulement.....	18
c. Degré de reaction.....	19
d. Rapport de temperature d'etage τ_s	19
e. Rapport de pression d'étape π_s	19
f. Rapport de vitesse.....	20
II.4 : Dimensionnement d'un étage de turbine à flux axial.....	20
II.4.1 : Aubes de turbine.....	23
a. Les aubes de stator.....	24
b. Les aubes de rotor.....	24
II.4.2 : Dimensions des aubes.....	25
a. Coefficient de force tangentielle.....	26
b. Zone annulaire.....	26
II.4.3 :Resumé des equations d'un etage de turbine a flux axial.....	28
II.4.4 : les equations de calcul.....	28
II.5 : Déroulement des calculs.....	29
II.5.1 : Dimensionnement du stator.....	30
II.5.2 : Dimensionnement du rotor.....	34
II.6 : Modélisation d'aube de turbine a flux axial.....	38
II.7 : Création de la forme de l'aube en 3D.....	40
II.7.1 : La forme d'aube du stator.....	41
a. Mise en place les plans pour les déférant section du stator.....	41
b. Le profil d'aube du stator en 3D.....	44
II.7.2 : La forme d'aube du rotor.....	46
a. Mise en place les plans pour les déférant section du rotor.....	46
b. Le profil d'aube du rotor en 3D.....	47

II.7.3 : Insertion d'un système de refroidissement.....	48
II.8 : Conclusion.....	48
Conclusion général.....	49
REFERANCE BIBLOGRAPHIQUE.....	50

Table des figures

Chapitre I : Généralité sur les turbines à gaz.

Figure I.1	Les éléments de la turbine a gaz.....	03
Figure I.2	Classification des turbines a gaz.....	04
Figure I.3	Schéma d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre.....	05
Figure I.4	Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres.....	05
Figure I.5	Mode de travail de la turbine a gaz.....	06
Figure I.6	Représentation de cycle fermé et ouvert.....	07
Figure I.7	Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.....	08
Figure I.8	Cycle de Brayton.....	09
Figure I.9	états du flux d'air du cycle de Brayton.....	10
Figure I.10	Ailettes et rotor du compresseur.....	12
Figure I.11	Chambre de combustion.....	13
Figure I.12	Triangle des vitesses.....	14

Chapitre II : Dimensionnement et conception des turbines à flux axial

Figure II.1	Composition de la turbine.....	15
Figure II.2	étage de la turbine à flux axiale.....	16
Figure II.3	triangles des vitesses d'un étage de turbine.....	17
Figure II.4	Définition du rendement adiabatique de la turbine.....	18
Figure II.4	Détail d'une aube avec pied de sapin et plateau.....	23
Figure II.5	L'aube du stator.....	24
Figure II.7	La fixation d'aube du rotor.....	24
Figure II.8	Nomenclature aérodynamique d'une aube de turbine.....	25
Figure II.9	Dimensions de l'anneau d'écoulement.....	27
Figure II.10	Dimensions axiales typiques d'un étage de turbine.....	27

Figure II.11	Aube du rotor.....	38
Figure II.12	les plans des sections.....	41
Figure II.13	base de la cambrure profil.....	41
Figure II.14	Répartition d'épaisseur du profil.....	42
Figure II.15	désigne les bords de profil.....	42
Figure II.16	la répartition des profils sur chaque plan.....	42
Figure II.17	Sélections les points extrêmes gauches de chaque profil.....	44
Figure II.18	la forme de la pale du stator.....	44
Figure II.19	Modèle 3D de l'aube du stator	45
Figure II.20	Modèle 3D de l'aube du rotor	47
Figure II.21	Modèle 3D final de la pale	47
Figure II.22	système de refroidissement.....	48

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Données initiales.....	29
Tableau II.2 : Résultats de calcul pour l'étage de turbine à flux axial.....	29
Tableau II.3 : Les résultats du stator après plusieurs itérations.....	33
Tableau II.4 : les résultats du rotor après plusieurs itérations.....	37
Tableau II.5.A : Profil aérodynamique C4 basique pour le stator.....	39
Tableau II.5.B : Profil aérodynamique C4 basique pour le rotor.....	40
Tableau II.6 : les Profil aérodynamique C4 pour le stator.....	43
Tableau II.7 : les Profil aérodynamique C4 pour le rotor.....	46

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
A	: Zone annulaire d'écoulement.	[m^2]
C	: Corde	[m]
C _x	: Corde axiale	[m]
C _p	: chaleur massique	[$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]
d	: épaisseur du profile	[m]
<i>et</i>	: l'efficacité polytropique	-
F	: Force tangentielle	[N]
F max	: Force tangentielle maximale	[N]
g _c	: Constant de Neweton (g _c =1)	[$\text{kg} \cdot \text{m}/\text{N} \cdot \text{s}^2$]
h	; enthalpies	[$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{k} \cdot \text{s})$]
h	: Hauteur	[m]
M	: Nombre de mach	-
MFP	: paramètre de débit massique	-
P	: Pression statique	[Pa]
P _t	: Pression total	[Pa]
qm	: Débit massique	[kg/s]
°R _t	: Degré de réaction a tout le rayon	-
R	: constante de gaz	-
r	: rayon	[m]
S	: espacement requis	[m]
s	: Entropie	[$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{k} \cdot \text{s})$]
T	: Température statique	[K]
T _t	: Température total	[K]
u	: vitesse axiale d'écoulement	[m/s]
V	: Vitesse d'écoulement	[m/s]
VR	: Rapport de vitesse	-
v	: vitesse de rotation	[m/s]

X	: position d'épaisseurs	[m]
Y	: distribution d'épaisseurs	[m]
Zs, Zr	: Coefficients de force tangentielle	-

Indice

e	: externe ; entrée	-
s	: sortie	-
i	: interne ; paramètre indique	-

Symboles grecs

α	: angle d'écoulement à l'entrée de l'aube	[°]
β	: angle d'écoulement à la sortie de l'aube	[°]
γ_i et γ_e	: angle à l'entrée et à la sortie de l'aubage	[°]
γ	: Coefficient de la place $\gamma=1.4$	-
ϕ	: Coefficient de débit	-
ρ	: Masse volumique	[kg /m ³]
σ	: Solidité	-
η	: Efficacité ; rendement	[%]
θ	: Angle de décalage	[°]
π	: Le rapport de pression défini	-
τ	: Rapport de température	-
ω	: Vitesse angulaire	[rad/s]
Ψ	: Chargement d'étage	-

Introduction général

Introduction général :

La turbine à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels.

L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production de l'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière, compte tenu de la facilité d'adaptation, du faible rapport cout puissance unitaire développée et une large gamme de régimes de fonctionnement.

Les turbines sont toujours le contraire d'un compresseur avec une seule différence importante. Le flux de la turbine fonctionne sous un gradient de pression favorable, cela permet de plus grands changements angulaires, de plus grands changements de pression, plus gros changements d'énergie avec une plus grande efficacité aussi.

Pour le dimensionnement de notre étage de turbine, on a pris des données de références basées sur un dimensionnement d'un turboréacteur, nous avons calculé ces résultats avec des équations pour une turbine axiale généralement basé sur des données connues avec utilisation du logiciel Excel, Nous avons utilisé les résultats précédents pour bien dimensionner les aubes du stator et rotor et aussi pour calculer les paramètres de la partie HUB, MEAN et TIP. Et pour le dessin de la géométrie à laide de logiciel assisté par ordinateur nous a facilité la tâche pour dessiner la géométrie en 3D.

Ce mémoire de fin d'études intitulée sous le thème « étude et dimensionnement d'un étage turbine ». L'objectif de ce thème c'est de modéliser une aube de turbine dans des conditions réalistes, afin d'étudier l'expérience sur l'élément réel.

Dans ce travail de mémoire, on s'intéresse à l'étude et dimensionnement d'un étage turbine à gaz, Ce manuscrit est présenté en deux chapitres

Dans Le premier chapitre nous présentons brièvement les généralités sur les turbines à gaz (définition, classification, analyse thermodynamique et avantages et inconvénients des turbines à gaz)

Dans le deuxième chapitre nous avons calculé les dimensions d'un étage turbine à flux axial, a laide de l'Excel, ensuite nous sommes arrivés à créer une géométrie en 3D pour le rotor et le stator de la turbine avec le logiciel de dessin assisté par ordinateur.

Chapitre I

Généralité sur les turbines à gaz.

Généralité sur les turbines à gaz.

I.1. Introduction

La turbine à gaz est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélanger à un combustible et le brûle dans des chambres de combustions, les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine, actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial. Au moment de démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen.

Les turbines à gaz font partie de TURBOMACHINES définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...)

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz.

I.2. Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique. [2]

I.3. Les éléments d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

- ✓ **Un compresseur** : centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- ✓ **Une chambre de combustion** : dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- ✓ **Une turbine** : généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. [3]

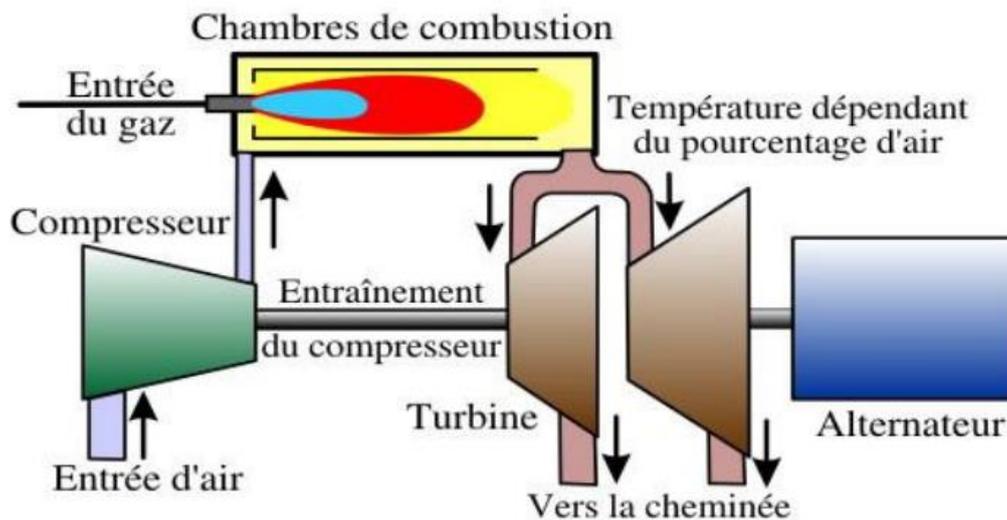


Figure I.1 : Les éléments de la turbine à gaz.

I.4. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points :

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ✓ Par le mode de construction.

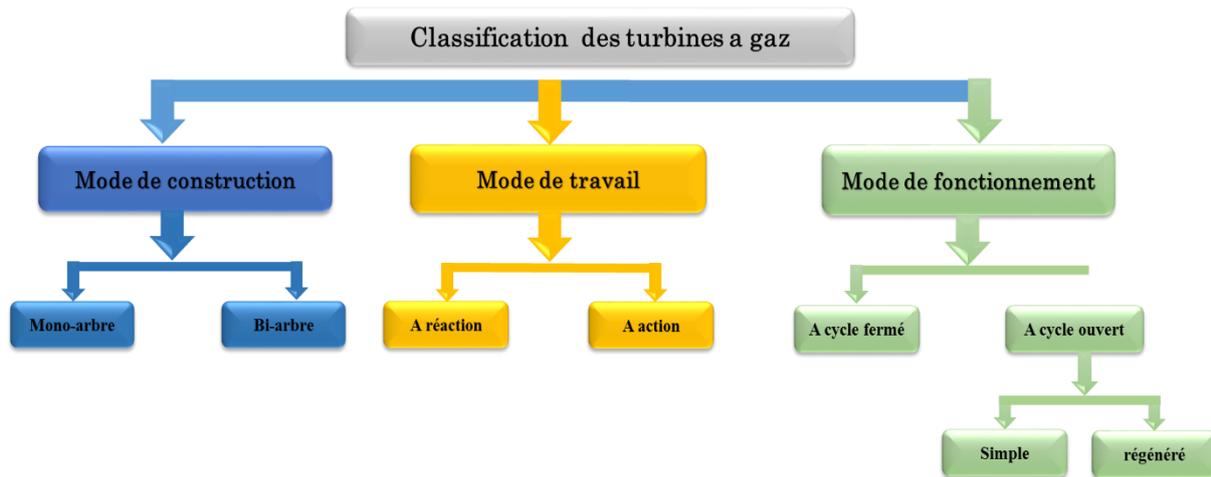


Figure I.2 : Classification des turbines à gaz.

I.4.1 Par le mode de construction :

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres), elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère. [4]

✓ Turbine à un seul arbre (mono-arbre) :

Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une certaine vitesse, ensuite c'est la turbine HP qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments. (Figure I.3)

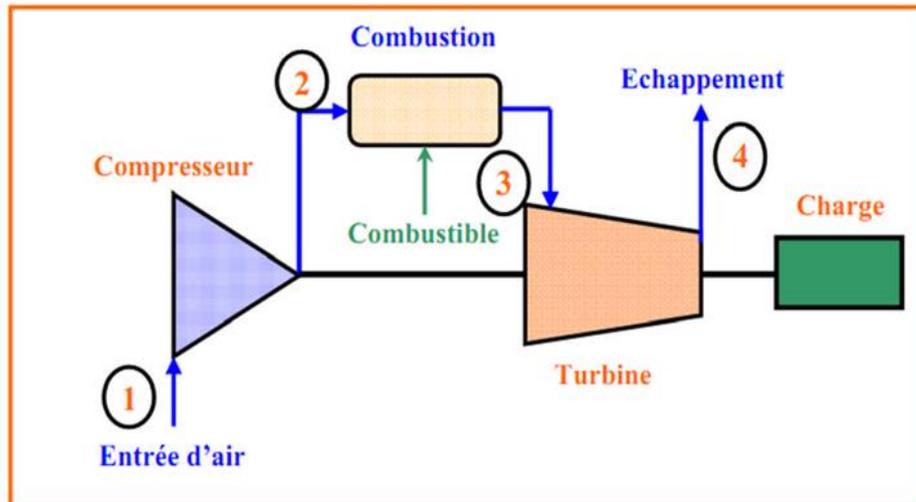


Figure I.3 : Schéma d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre.

✓ **Turbine à Deux arbre (bi-arbre) :**

Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP en bout d'arbre séparé mécaniquement. La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et, est retenue pour les applications de grandes puissances. (Figure 1.4)

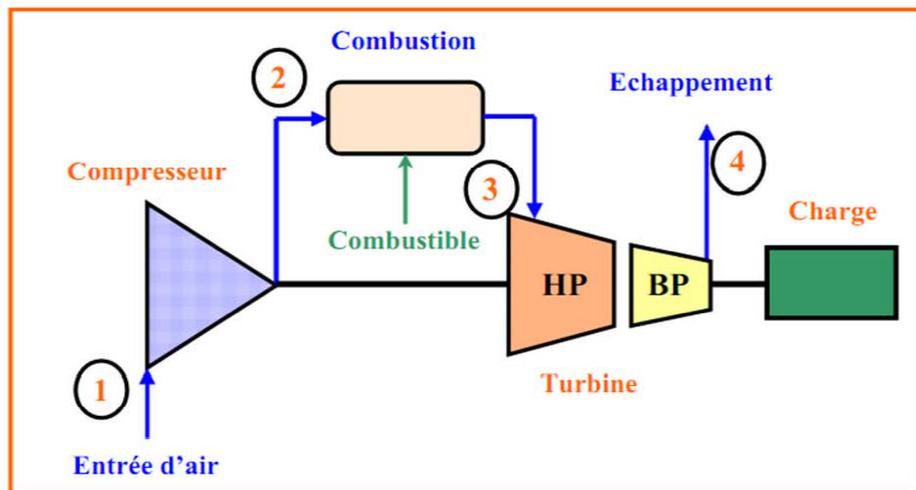


Figure I.4 : Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres

I.4.2 Par le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

✓ **Turbine à action :**

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice.

L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

✓ **Turbine à réaction :**

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale. [2]

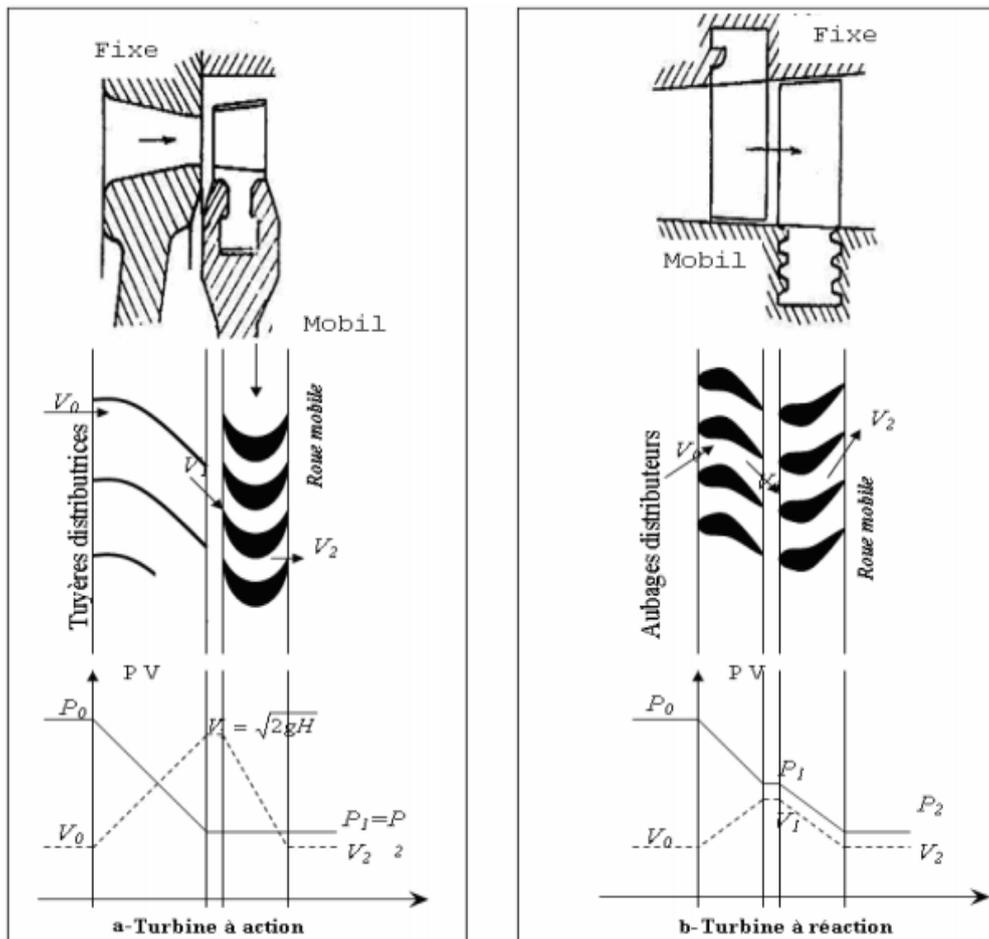


Figure I.5 : Mode de travail.

I.4.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

✓ **Turbine à gaz à cycle fermé :**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

✓ **Turbine à gaz à cycle ouvert :**

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

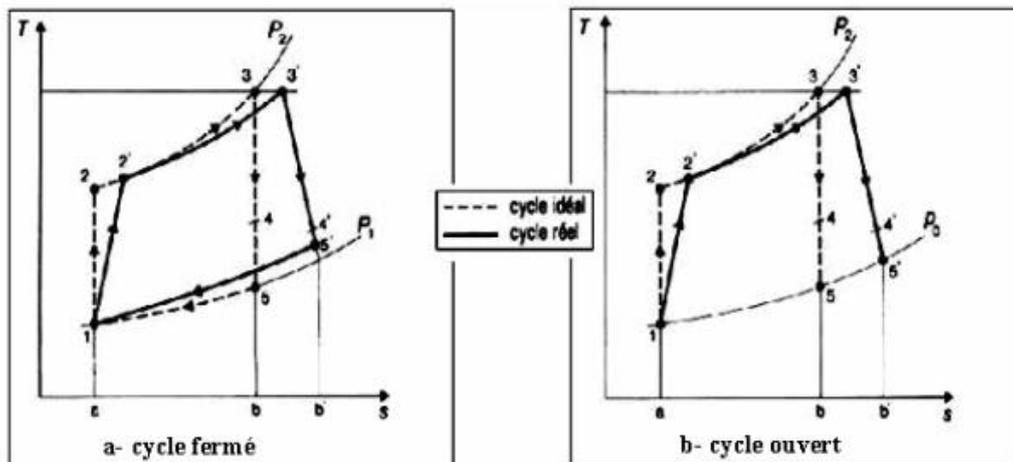


Figure I.6 : Représentation de cycle fermé et ouvert.

Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

✓ **Turbine à cycle simple :**

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

✓ **Turbine à cycle régénéré :**

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation. De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. [4]

I.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Elle le comprime à une pression plus élevée.
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et de l'autre coté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.

- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus. [5]

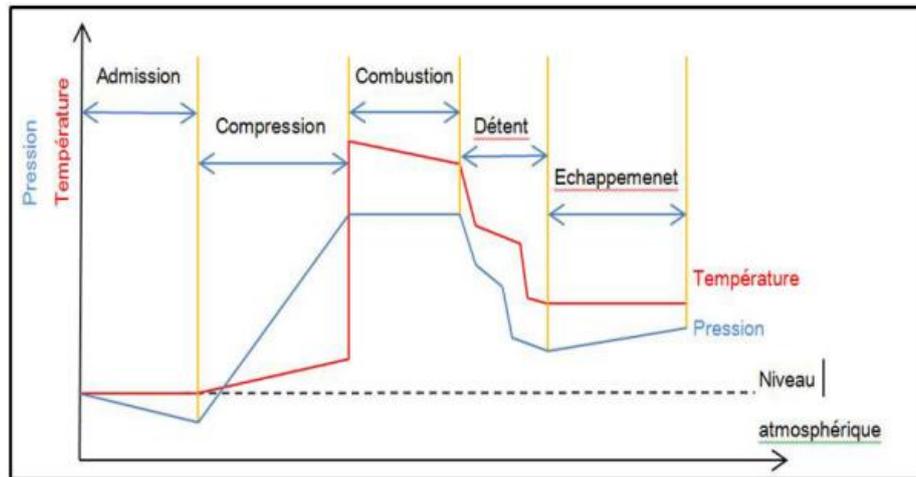


Figure I.7 : variations de pression et température dans les différentes sections de la turbine.

I.6. Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

I.6.1 Domaines fixes (utilisation industrielle) :

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Entraînement des alternateurs.

I.6.2 Domaines mobiles :

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice). [6]

I.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.7.1 Avantage :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.

- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

I.7.1 Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel à titre indicatif 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. [4]

I.8. Théorie de la turbine à gaz

La façon dont une turbine à gaz convertit du carburant en énergie mécanique en utilisant l'air ambiant comme comburant par l'application d'un processus thermodynamique est connu sous le nom de cycle de baryton (illustré dans **la figure I.8**). [7]

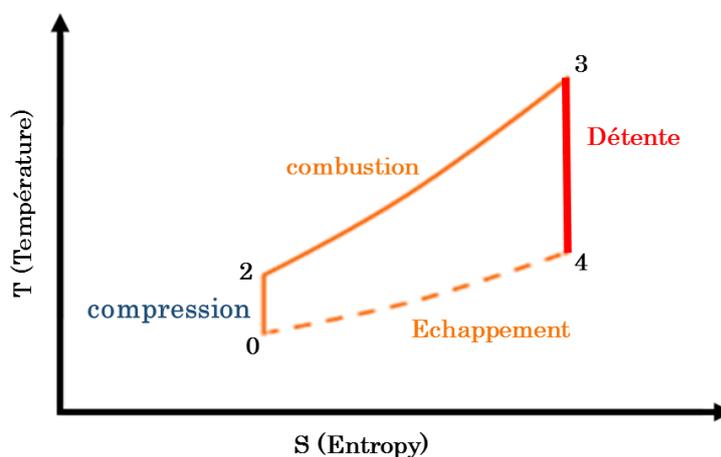


Figure I.8 : cycle de Brayton.

Le cycle de Brayton, tel qu'appliqué dans la turbine à gaz, consiste en quatre événements :

- Compression l'air atmosphérique est comprimé.
- Combustion le carburant est mélangé à l'air comprimé et le mélange est enflammé, provoquant une dilatation rapide de gaz chauds.
- Expansion les gaz utilisés se dilatent dans la section turbine de la turbomachine, provoquant un couple rotatif dans le processus.
- Echappement les gaz utilisés sont évacués dans l'atmosphère après avoir transmis presque toute leur énergie à la section turbine.

Le cycle Brayton ayant lieu dans la turbine est un processus régulier et continu, compression, combustion, expansion, échappement et la production résultante de puissance de sortie rotative mécanique se passent en même temps et en continu.

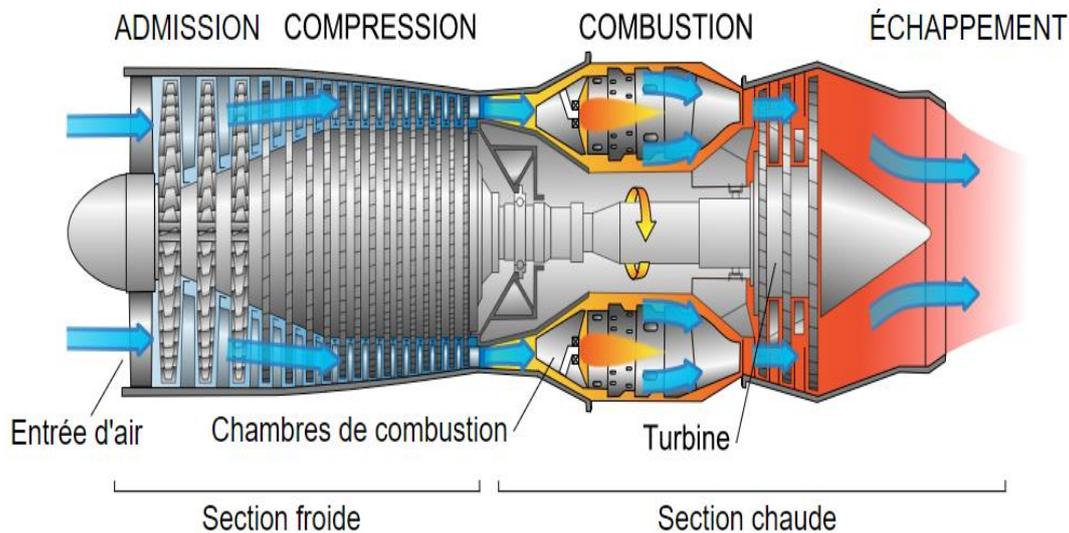


Figure I.9 : états du flux d'air du cycle de Brayton.

I.8.1 Compression :

L'air est aspiré continuellement dans la turbomachine par l'entrée d'air ou il est comprimé par le compresseur de flux axial à huit étapes. L'air comprimé circule dans la chambre de combustion ou il est mélangé au carburant injecté. La turbine à gaz n'utilise qu'environ un quart de la totalité de l'air qu'elle comprime pour la combustion. Le restant de l'air est utilisé pour refroidir des composants de sections chaudes critique, étanchéifier les paliers de la turbine et se mélanger aux gaz de combustion qui, ensemble, passent par la section turbine dans un flux à haute vitesse pour produire la puissance de rotation.

I.8.2 Combustion :

La combustion de la turbine à gaz est un processus continu et autonome, mais une mise à feu initiale est nécessaire pendant la séquence de lancement de la turbine. Une torche d'allumage entre dans la chambre de combustion, A un point spécifique de la séquence de démarrage, quand le mélange carburant est amené jusqu'à la torche d'allumage par une condition d'alimentation séparée. Le carburant est immédiatement enflammé par une bougie d'allumage de torche à fort énergie qui en résulte enflamme la mélange carburant/air dans la chambre de combustion. La combustion est ensuite contrôlée par le système de contrôle-commande et la torche d'allumage

est éteinte. La combustion est maintenue en permanence. À condition d'être alimentée par un débit et continu de mélange air/carburant dans la chambre de combustion.

I.8.3 Détente :

Le gaz chaud engendré dans la chambre de combustion se dilate rapidement tandis que la pression reste relativement constante, le volume et la vitesse du flux du gaz augmentent fortement. Une voie de sortie fournie par la section turbine par laquelle le gaz se dilate en donnant un maximum de sa chaleur, de sa vitesse de son énergie de pression pour faire tourner le générateur de gaz et le rotor de turbine de puissance de l'énergie mécanique est produite par la force du gaz en dilatation sur les ailettes du rotor de la turbine lorsqu'il passe et s'échappe dans l'atmosphère. L'énergie du carburant est maintenant convertie en puissance mécanique de rotation par le générateur de gaz et les rotors de turbine de puissance. Le turbine de puissance génère un couple de sortie sur son arbre de rotor, utilisé pour faire fonctionner le l'équipement entraîné. Pendant ce temps, le couple interne nécessaire pour entraîner le compresseur de la turbine est génère par le générateur de gaz, de façon que le cycle continu de compression, combustion et échappement soit maintenu. A vitesse et charge nominale, approximativement deux-tiers de l'énergie fournie à la section de turbine est utilisée par le générateur de gaz pour entraîner le compresseur interne de la turbine.

I.8.4 Echappement :

La pression du gaz de combustion est réduite qu'elle entraîne le générateur de gaz et les rotors de la turbine de puissance avant d'être évacue dans l'atmosphère par le système d'échappement. Dans certaines installation, le gaz chaud d'échappement sont dirigés vers un system de récupération de chaleur afin d'extraire l'énergie thermique restant, avant son évacuation dans l'atmosphère.

I.9. Application du cycle Brayton

I.9.1 Fonctionnement du compresseur :

Quand le rotor du compresseur tourne, l'action de la voilure des ailettes du premier étage tirent de l'air du col de l'entre d'air l'ensemble d'arrivée d'air et l'accélère vers la première rangée d'aubes de stator. Cette action de faire passer une ailette a profil de voilure dans l'air crée un effet semblable à l'effet de portance d'une aile d'avion qui lui permet de voler. Ce même effet de portance est créé sur les ailettes du rotor, mais comme elles tournent en s'éloignant des zones de basse pression, le vide créé est comblé par de l'air en provenance de l'étage précédant, induisant l'air à se déplacer plus loin dans le compresseur. Les aubes directrices d'entrée, à l'entrée du compresseur ajustent le flux d'air de sorte qu'il rencontre les bords d'attaque des ailettes du rotor du premier étage un angle correct pour efficacité maximum. De l'énergie cinétique est ajoutée à l'air de par sa vitesse quand il accélère dans le compresseur par l'action des ailettes du rotor en rotation. L'air subit également une augmentation de pression résultant de la trajectoire divergente ou diffuse formée par les ailettes du rotor. Puis, à mesure que l'air traverse le stator, cet effet augmente encore plus avec la pression. Chacun des étages comprime l'air de l'étage précédent. Comme l'air passe à travers chaque section du rotor, son angle est réajusté par la section suivante d'aubes de stator, ce qui fait que le flux d'air est à nouveau placé dans l'angle correct pour la section suivante du rotor, Ainsi le flux d'air traverse le compresseur dans une direction linéaire haussée de pression cette pression désignée sous le nom de " P_{cd} " (pression de charge du compresseur) et c'est la valeur de pression la plus élevée rencontrée dans la turbine.



Figure I.10: Ailettes et Rotor du compresseur.

I.9.2 Principe de fonctionnement de la chambre à combustion :

Lorsque l'air comprimé se dilate dans la chambre de combustion, approximativement un quart de cet air est acheminé vers le dôme de la chambre de combustion où il est mélangé avec le combustible injecté pour le processus de combustion, entre dans les enveloppes de combustion. Le volume d'air restant, contourne le dôme de la chambre de combustion, entre dans les enveloppes de combustion plus loin en aval et est utilisé pour refroidir et positionner le cône de flamme. Ensuite, l'air se mélange à la flamme créée par le combustible enflammé/mélangé d'air de façon à ce que l'élargissement de la chaleur diffusée par le carburant en train de brûler augmente rapidement la température. Ce processus crée un mélange extrêmement chaud de gaz se dilatant rapidement et qui s'échappent de la chambre de combustion en passant par la section turbine.



Figure I.11 : Chambre de combustion.

I.9.3 Principe de fonctionnement de la turbine :

Les ensembles turbine du générateur de gaz et turbine de puissance fonctionnent de façon inverse à l'ensemble compresseur, extrayant l'énergie de rotation de courant de gaz chaud en la convertissant à partir de la pression et de la température en couple rotatif. Dans ces deux sections, chaque étage du rotor est précédé par une section de gicleur fixe, ainsi appelé parce que la forme des espaces entre les ailettes adjacentes crée le même effet que le jet d'un tuyau. Le mélange air/carburant brûle et en dilatation, ou gaz, pénétrant dans la section tuyère est accéléré par l'effet restrictif de la tuyère et pousse la seconde série d'ailettes de rotor à une vitesse accrue. La

force de cette action est convection en couple rotatif par la réaction des ailettes de rotor de la turbine. Lorsque le gaz les traverse pendant sa trajectoire vers la section d'échappement.

Ce couple est la force qui entraîne le compresseur par l'action de la turbine du générateur de gaz, et l'arbre de sortie qui actionne l'équipement entraîne par l'action de la turbine de puissance.

I.9.4 Principe de fonctionnement de l'échappement :

Les gaz chauds, ayant converti la plupart de leur énergie thermique et cinétique en énergie mécanique, continuent à se dilater à travers le diffuseur d'achoppement et le système d'échappement pour finalement se réduire à la pression atmosphérique.

I.10. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une approche sur les généralités des turbines à gaz (élément, classification, principe de fonctionnement et la théorie de la turbine à gaz).

Chapitre II

Dimensionnement et conception des turbines à flux axial

dimensionnement et conception de la turbine à flux axial

II.1. Introduction

La turbine lors de son fonctionnement, dépend de la conversion de l'énergie de pression du gaz qui sort de la chambre de combustion en énergie cinétique puis en énergie mécanique, afin d'entraîner les différents machines rotatif (un compresseur, un alternateur,...). Le gaz brulant qui sort de la turbine est utilisé dans le processus de chauffage de l'eau dans le cas d'une centrale à cycle combiné ou bien pour produire de l'énergie qui participe à la poussée du réacteur dans le cas d'un turboréacteur. La turbine a flux axial est constitué d'un stator qui s'appelle aussi le distributeur et représente par un ensemble d'aubes fixes, et un ensemble d'aubes mobile qui formée un rotor, l'ensemble rotatif est porte par des roulements montes dans le carter et l'arbre de la turbine comme indiquée dans la **figure(II.1)**. Dans la turbine à gaz, le gaz haute pression et haut température qui quitte la chambre à combustion s'écoule dans un espace annulaire vers les pales fixes (stator) et est dirigé tangentiellement contre la rangée de pales en rotation.

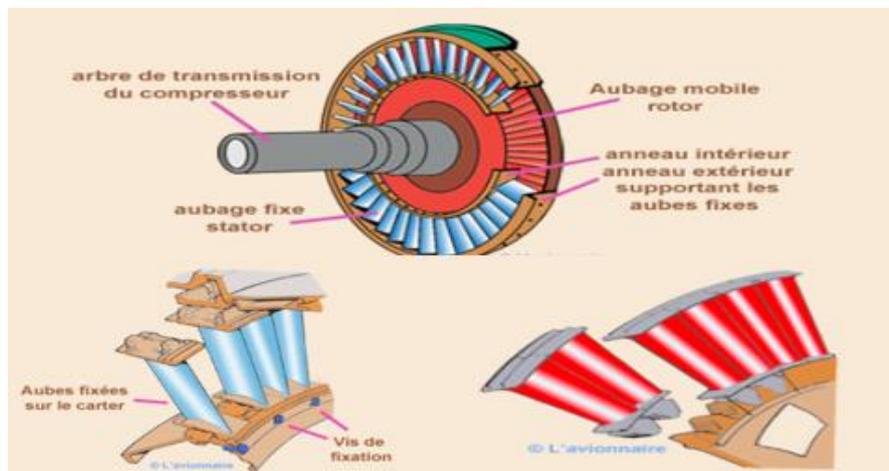


Figure I.1 : Composition de la turbine

II.2. Conception de la turbine

Le développement des compresseurs et né de l'aérodynamique et de la technologie des ailes d'avion, tandis que les turbines ont toujours été associées aux ingénieurs mécaniques qui ont développé la turbine.

Les turbines sont toujours le contraire d'un compresseur avec une seule différence importante. Le flux de la turbine fonctionne sous un gradient de pression favorable, cela permet de plus grands changements angulaires, de plus grands changements de pression, plus grande changements d'énergie avec une plus grande efficacité aussi. Cependant, nous trouvons plus de pression sur l'aubage à cause de travail et les températures élevés. Ces facteurs sont généralement qui détermine la forme des aubes.

➤ Processus de conception suggérée

- 1) Sélection de la vitesse de rotation et dimensions annulaires.
- 2) Choix du nombre d'étages.
- 3) Calcul les angles de flux d'air pour chaque étape au rayon moyen.
- 4) Calcul de l'angle du flux d'air à la pointe et au pied de l'aube pour chaque étape.
- 5) Sélection du matériel de l'aube.
- 6) Sélection des aubages en utilisant les données en cascade expérimentale.
- 7) Dimensionnement du système de refroidissement de la turbine.
- 8) Prédiction des performances hors-design.
- 9) Les essais du design.

II.3. Analyse de turbine a flux axial

Une turbine à plusieurs étages est constituée d'étages consécutifs, chaque étage consistant d'abord en une rangé de stator suivie d'une rangé de rotor. Comme illustrée sur **la Figure II.2.**

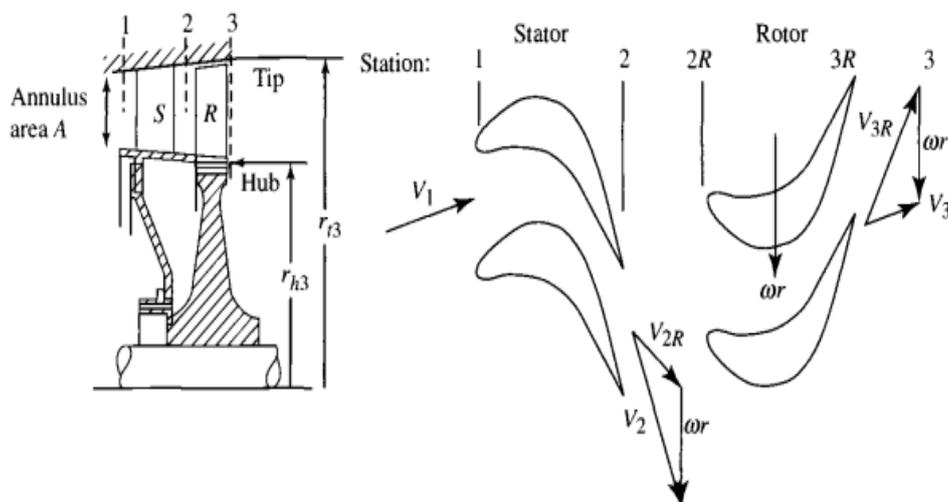


Figure. II.2 : étage de la turbine à flux axial [09].

L'analyse de l'étage de turbine à flux axial est effectuée le long du rayon moyen en tenant compte des variations radiales. Dans des nombreuses turbines à écoulement axial, les diamètres de **Hub**, **Mean** et **Tip** varient peu à la cour d'une étape, la pression statique varie de la racine aux pointes, et les conditions d'écoulement sont différentes à chaque rayon. Pour ces étapes de rapport **Hub/Tip**, l'analyse bidimensionnelle est suffisamment précise. Les triangles de vitesse d'écoulement (**Figure II.3**) sont dessinées pour le rayon **Mean**, mais ces triangles sont supposés valables pour les autres sections radiales. L'analyse du rayon **Mean** présenté dans cette section s'applique au débit total pour de telles étapes dimensionnel : vitesse d'écoulement, vitesse des pales et pression étant supposé constante sur toute la longueur de l'aubage. [09]

La grande rotation du rotor et stator possible car, généralement, le débit est accélérer à travers chaque rangée de l'étage, c'est-à-dire $v_2 > v_1$ et $v_{3R} > v_{2R}$ ce qui signifie que la pression statique chute à la fois à travers le stator et le rotor, notez que les diagrammes vectorielles affirme les caractéristiques d'un étage, les angles de diagramme vectorielle détermine sa forme et devient donc des paramètres de conception important.

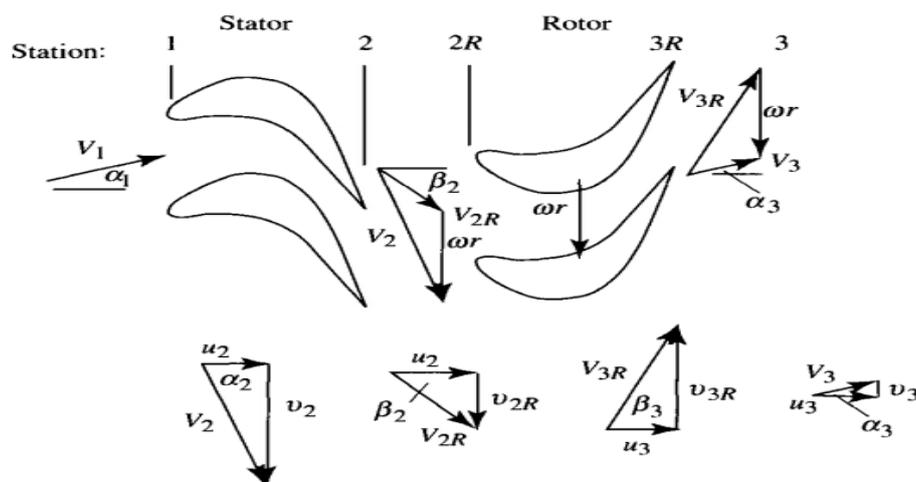


Figure. II.3 : triangles des vitesses d'un étage de turbine. [09]

II.3.1 les Paramètres d'étage de turbine à flux axial

a. Efficacité adiabatique :

L'efficacité adiabatique (la plus courante définition du rendement des turbines) est le rapport entre la production d'énergie réelle et la sortie isentropique théorique (voir **Figure II.4a**) pour le même état total d'entrée et même pression totale de sortie:

$$\eta_t = \frac{\text{réel}}{\text{théorique}} \frac{\Delta h_{tr}}{\Delta h_{ts}} = \frac{h_{t1} - h_{t3}}{h_{t1} - h_{t3s}} \quad (\text{II.1})$$

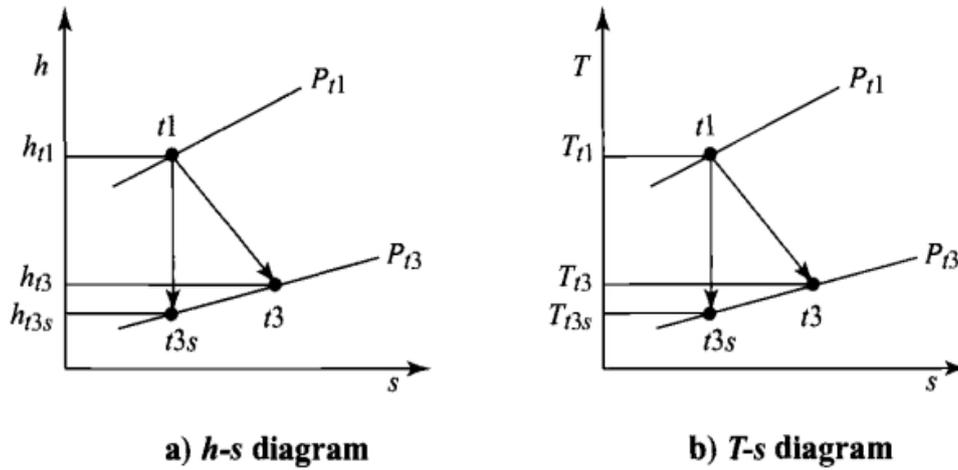


Figure. II.4 : Définition du rendement adiabatique de la turbine. [09]

Pour un gaz parfait, le rendement peut être écrit en termes de températures totale et de pression totale (voir Figure II.4b) comme suit:

$$\eta_t = \frac{h_{t1} - h_{t3}}{h_{t1} - h_{t3s}} = \frac{\Delta T_{tr}}{\Delta h_{Tts}} = \frac{Cp(T_{t1} - T_{t3})}{cp(T_{t1} - T_{t3s})} \quad (II.2)$$

$$\eta_t = \frac{h_{t1} - h_{t3}}{h_{t1} - h_{t3s}} = \frac{1 - T_{t3}/T_{t1}}{1 - (P_{t3}/P_{t1})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (II.3)$$

La définition précédente est parfois appelé le rendement total de la turbine. η_t , puisque la puissance théorique est basée sur la pression totale de sortie.

b. Chargement d'étage et coefficient d'écoulement

Le coefficient de chargement d'étage, défini par l'Equation (II.4) [09], est le rapport de travail de l'étage par unité de masse au carré de la vitesse du rotor.

$$\psi = \frac{g_c \Delta h_1}{\omega r^2} \quad (II.4)$$

Pour un gaz parfait, nous écrivons :

$$\psi = \frac{g_c Cp \Delta T_1}{\omega r^2} \quad (II.5)$$

Le rapport de la vitesse axiale entrant dans le rotor à la vitesse du rotor est appelé le Coefficient d'écoulement et est défini comme suit :

$$\phi = \frac{u_2}{\omega r^2} \quad (II.6)$$

On obtient le coefficient de chargement d'étage en fonction de coefficient d'écoulement et le rapport de la vitesse axiale u_3/u_2 et l'angle d'écoulement.

$$\psi = \frac{g_c C_p \Delta T}{\omega r^2} = \frac{v_2 + v_3}{\omega r} = \phi \left(\tan \alpha_2 + \frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3 \right) \quad (\text{II.7})$$

Ou bien :

$$\psi = \frac{g_c C_p \Delta T}{\omega r^2} = \frac{v_2 + v_3}{\omega r} = \phi \left(\tan \beta_2 + \frac{u_3}{u_2} \tan \beta_3 \right) \quad (\text{II.8})$$

Le coefficient d'écoulement peut être exprimé en fonction des angles d'écoulement comme suit :

$$\phi = (\tan \alpha_2 - \tan \beta_2)^{-1} \quad (\text{II.9})$$

c. Degré de réaction

Le degré de réaction est le rapport de la chute d'enthalpie statique dans le rotor à la chute d'enthalpie total à la fois à travers le rotor et le stator. [09]

$$\begin{aligned} \circ R_t &= \frac{h_2 - h_3}{h_{t2} - h_{t3}} = \frac{T_2 - T_3}{T_{t2} - T_{t3}} = \frac{T_{t2} - T_{t3} - (T_2 - T_2) + T_{t3} - T_3}{T_{t2} - T_{t3}} = 1 - \frac{V_2^2 - V_3^2}{2g_c C_p (T_{t2} - T_{t3})} \\ &= 1 - \frac{V_2^2 - V_3^2}{2\psi(\omega r)^2} = 1 - \frac{1}{2\psi(\omega r)^2} \left(\frac{u_2^2}{\cos^2 \alpha_2} - \frac{u_3^2}{\cos^2 \alpha_3} \right) \end{aligned}$$

$$\circ R_t = 1 - \frac{1}{2\psi} \left(\frac{V_2}{\omega r} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{u_3 \cos \alpha_2}{u_2 \cos \alpha_3} \right) \right] \quad (\text{II.10})$$

d. Rapport de température d'étage τ_s

Le rapport de température de l'étage peut être exprimé comme suit :

$$\tau_s = \frac{T_{t3}}{T_{t1}} = 1 - \psi \frac{(\omega r)^2}{g_c C_p T_{t1}} \quad (\text{II.11})$$

e. Rapport de pression d'étape π_s

La méthode la plus simple et la plus directe pour prédire le rapport de pression de l'étage consiste à utiliser l'efficacité poly tropique, et rappelons que l'efficacité poly tropique est :

$$e_t = \frac{dh_t}{dh_{t \text{ théorique}}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{dT_t/T_t}{dP_T/P_t} \quad (\text{II.12})$$

L'intégration avec la constante γ et e_t donne l'équation suivante pour le rapport de pression d'étage :

$$\pi_s = \frac{P_{t3}}{P_{t1}} = \left(\frac{T_{t3}}{T_{t1}} \right)^{\gamma/[(\gamma-1)e_t]} = \tau_s^{\gamma/[(\gamma-1)e_t]} \quad (\text{II.13})$$

f. Rapport de vitesse

Le rapport de vitesse (VR) est défini comme le rapport de la vitesse du rotor (ωr) à l'équivalent de vitesse du changement d'enthalpie total de l'étage. [09]

$$VR = \frac{\omega r}{\sqrt{2g_c \Delta h_t}} \quad (\text{II.14})$$

Le rapport de vitesse est utilisé par certains concepteurs de turbines :

$$VR = \frac{1}{\sqrt{2\psi}} \quad (\text{II.15})$$

Le VR au rayon moyen varie entre 0,5 et 0,6 pour les moteurs à turbine à gaz des avions modernes. Cette gamme correspond à des coefficients de chargement d'étage ψ compris entre 1,4 et 2.

II.4. Dimensionnement d'un étage de turbine à flux axial

Prenons en considération l'écoulement à travers une turbine à un seul étage, comme illustré sur la **Figure. II.2**. Pour la généralité, nous allons permettre à la vitesse axiale de changé la section de 1 à 3. Ainsi que l'écoulement à travers le stator de la turbine supposé adiabatique ($T_{t1} = T_{t1}$) même l'écoulement à travers le rotor ($T_{t2R} = T_{t3R}$). Supposons que les données suivantes sont connues : $M_2, T_{t1}, P_{t1}, T_{t3}, \alpha_3, c_p, \gamma, \omega r$, et u_3/u_2 .

Nous avons développé et écrire des équations pour une turbine à flux axial généralement basée sur ces données connues.

Pour résoudre l'angle d'écoulement a la station 2 (α_2), nous écrivons d'abord l'équation d'Euler D'après l'équation d'Euler [09], l'énergie par unité de débit massique échange entre fluide et rotor pour $r_2 = r_3$ est :

$$h_{t2} - h_{t3} = c_p(T_{t2} - T_{t3}) = \frac{\omega r}{g_c} (v_2 + v_3) \quad (\text{II.16})$$

Les deux termes de vitesse sur la cote droite de l'Equation (II.16) ajouté, donnant une grande puissance de sortie.

Résoudre l'équation pour v_2 , nous avons :

$$v_2 = \frac{g_c c_p \Delta T_t}{\omega r} - v_3 \quad (\text{II.17})$$

Puis :

$$\sin \alpha_2 = \frac{v_2}{V_2} = \frac{g_c c_p \Delta T_t}{\omega r V_2} - \frac{v_3}{V_2} \quad (\text{II.18})$$

L'inspection des triangles de vitesse (**Figure II.3**) montre qu'en raison de grand angle α_2 a la sortie du stator et le gros braquage possible dans le rotor, la valeur de v_3 est souvent positif (α_3 positif).

Toutefois :

$$\frac{v_3}{V_2} = \frac{u_3}{V_2} \tan \alpha_3 = \frac{u_3 u_2}{u_2 V_2} \tan \alpha_3 = \frac{u_3}{u_2} \cos \alpha_2 \tan \alpha_3 \quad (\text{II.19})$$

Ainsi l'équation (02) devient :

$$\sin \alpha_2 = \frac{v_2}{V_2} = \frac{g_c c_p \Delta T_t}{\omega r V_2} - \frac{u_3}{u_2} \cos \alpha_2 \tan \alpha_3 \quad (\text{II.20})$$

L'équation (03), peut être écrite comme :

$$\sin \alpha_2 = \psi \frac{\omega r}{V_2} - \frac{u_3}{u_2} \cos \alpha_2 \tan \alpha_3 \quad (\text{II.21})$$

La vitesse à la station 2 peut être trouvée à partir de :

$$V_2 = M_2 a_2 = \sqrt{\frac{g_c c_p T_2}{1 + 2/[(\gamma - 1)M_2^2]}} \quad (\text{II.22})$$

Si $\alpha_3 = 0$, L'équation (06) est :

$$\sin \alpha_2 = \psi \frac{\omega r}{V_2} \quad (\text{II.23})$$

Si (α_3) est non nul, l'équation (06) peut être résolu en remplaçant $\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_2}$ la quadrature des deux côtés de l'équation quadratique résultant pour le soustraire $\sin \alpha_2$. La solution donc est :

$$\sin \alpha_2 = \frac{\left(\psi \frac{\omega r}{V_2} - \frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3\right) \sqrt{1 + \left(\frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3\right)^2 - \left(\psi \frac{\omega r}{V_2}\right)^2}}{1 - \left(\frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3\right)^2} \quad (\text{II.24})$$

La vitesse à la station 3 peut être écrit en termes de ce que est à la station 2 et les deux angles de flux α_2 et α_3 :

$$V_3 = \frac{u_3 \cos \alpha_2}{u_2 \cos \alpha_3} V_2 \quad (\text{II.25})$$

Le degré de réaction peut être écrit en fonction des données fournies comme suit :

$${}^\circ R_t = 1 - \frac{1}{2\psi} \left(\frac{V_2}{\omega r}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{u_3 \cos \alpha_2}{u_2 \cos \alpha_3}\right)^2\right] \quad (\text{II.26})$$

Le nombre de Mach a la station 3 peut être trouvée à partir :

$$M_3 = M_2 \frac{V_3}{V_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_3}} \quad (\text{II.27})$$

Où :

$$\frac{T_3}{T_2} = 1 - \gamma R_t \frac{\Delta T_t}{T_{t2}} \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right) \quad (\text{II.28})$$

Une équation pour le nombre de Mach à la station 2R peut être développée comme suit :

$$M_{2R} = M_2 \frac{V_{2R}}{V_2} \quad (\text{II.29})$$

Ou :

$$V_{2R} = \sqrt{u_2^2 + (v_2 + \omega r)^2} = V_2 \sqrt{\cos^2 \alpha_2 + \left(\sin \alpha_2 - \frac{\omega r}{V_2}\right)^2} \quad (\text{II.30})$$

Donc :

$$M_{2R} = M_2 \sqrt{\cos^2 \alpha_2 + \left(\sin \alpha_2 - \frac{\omega r}{V_2}\right)^2} \quad (\text{II.31})$$

De même, une équation pour nombre de Mach à la station 3R est développée comme suit :

$$M_{3R} = M_3 \frac{V_{3R}}{V_3} \quad (\text{II.32})$$

Ou :

$$V_{3R} = \sqrt{u_3^2 + (v_3 + \omega r)^2} = V_3 \sqrt{\cos^2 \alpha_3 + \left(\sin \alpha_3 - \frac{\omega r}{V_3}\right)^2} \quad (\text{II.33})$$

Donc :

$$M_{3R} = M_3 \sqrt{\cos^2 \alpha_3 + \left(\sin \alpha_3 - \frac{\omega r}{V_3}\right)^2} \quad (\text{II.34})$$

Une équation du rotor par rapport à la température totale ($T_{t2R} = T_{t3R}$) peut-être développée comme suit :

$$T_3 = T_{t3} - \frac{V_3^2}{2g_c c_p} = T_{t3R} - \frac{V_{3R}^2}{2g_c c_p} \quad (\text{II.35})$$

Puis :

$$T_{t3r} = T_{t3} + \frac{V_3^2}{2g_c c_p} \left[\cos^2 \alpha_3 + \left(\sin \alpha_3 + \frac{\omega r}{V_3}\right)^2 - 1 \right] \quad (\text{II.36})$$

II.4.1. Aubes de turbine

L'aubage est la partie d'une turbine en forme de cuillère ou de pale sur laquelle s'exerce l'action du fluide moteur. Une turbine comporte plusieurs aubes réparties régulièrement sur son pourtour. Comme une aile, une aube est composée d'un bord d'attaque et un bord de fuite, et son profil est optimisé pour respecter le domaine d'utilisation de l'étage de la turbine auquel appartient. [08]

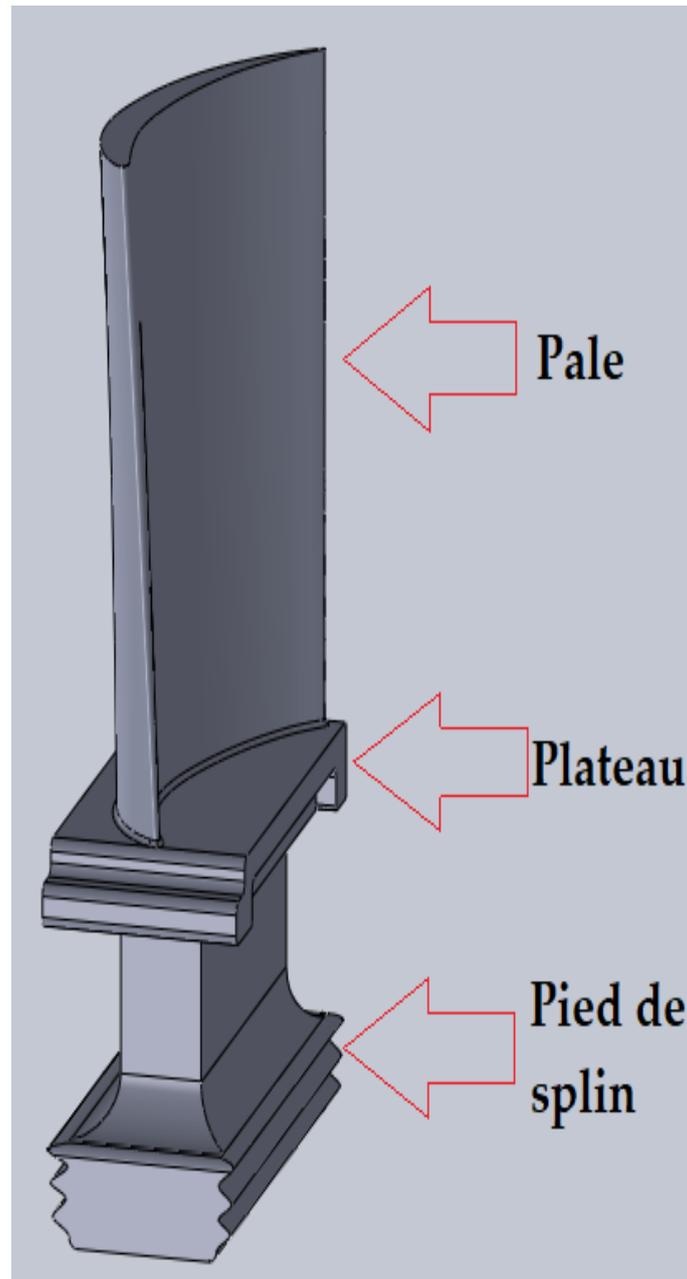


Figure. II.5: Détail d'une aube avec pied de sapin et plateau

a. Les aubes du stator

Les aubes de stator ont une forme de profil d'aile. En outre, l'angle d'attaque des aubes de stator peut être fixe ou variable. Les aubes de stator peuvent être fixées directement sur le carter de la turbine ou par un anneau de retenue qui est fixé sur le carter de turbine. Son rôle est de diriger l'écoulement des gaz sortant de la chambre de combustion sur les aubes de rotor de la turbine. Pour les turbines à plusieurs étages, chaque distributeur est intercalé entre les rotors de la turbine pour "redresser" les filets d'air.

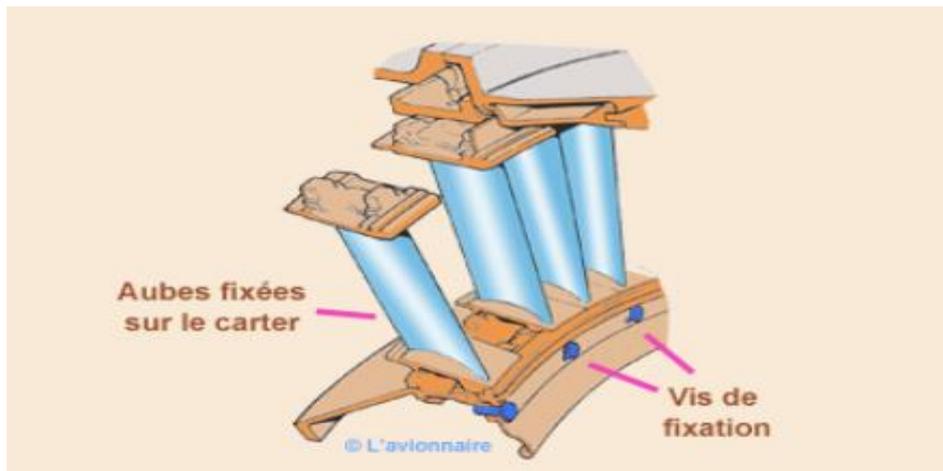


Figure II.6 : L'aube du stator.

b. Les aubes du rotor

Les aubes du rotor C'est la partie mobile de la turbine sont de section aérodynamique et comme une aile. Conçue pour fournir des passages entre les aubes adjacentes qui donnent une accélération régulière de flux où la surface est la plus petite et où la vitesse atteint celle qui est nécessaire à la sortie pour produire le degré de réaction requis. Ci-dessous à gauche le moyeu ou disque sur lequel les aubes sont fixés.

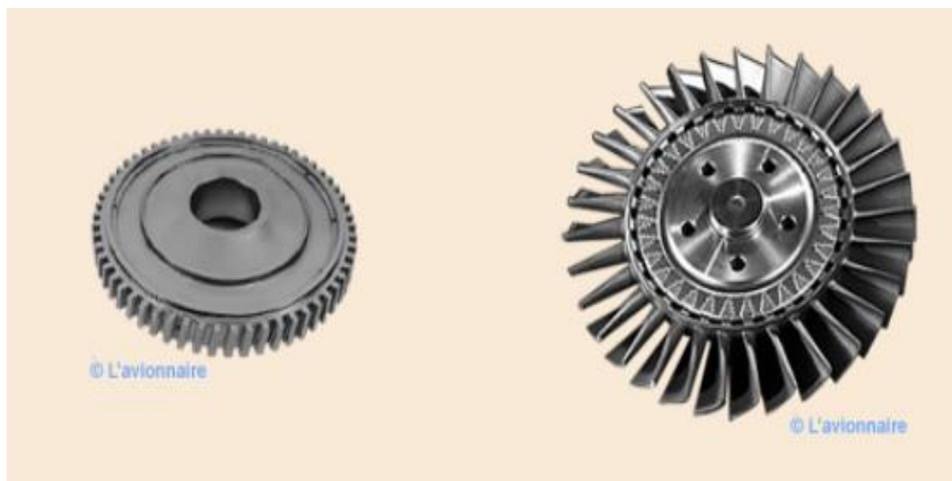


Figure II.7 : La fixation d'aube du rotor.

II.4.2. Dimensions des aubes

La nomenclature des profils des aubes de turbines est présentée dans la (Figure. II.7). La situation dans les turbines est similaire à celle des compresseurs, à l'exception que les écarts entre aubes sont nettement plus faibles en raison des couches limites plus minces. L'angle de décalage θ d'une aube dépend de la forme de la ligne de cambrure et des angles γ_e et γ_i . Pour une ligne de cambrure d'arc de cercle, l'angle de décalage θ est simplement donnée par :

$$\theta = (\gamma_e - \gamma_i)/2. \quad (\text{II.37})$$

Pour les aubes à une corde constante, la corde axiale et la largeur axiale de l'aube est plus grande lorsque l'angle d'écoulement est proche de zéro. Cela se produit normalement à l'extrémité du stator et le moyeu des pales du rotor a des fins d'estimation, l'angle d'incidence d'une pale de turbine est généralement faible et peut être considéré nul ainsi $\alpha_i = \gamma_i$. L'angle de sortie d'aube et γ_e peut être obtenue en utilisant l'équation $\delta_t = \frac{\gamma_i + \gamma_e}{8\sqrt{\sigma}}$ pour la déviation de sortie.

$\alpha_i - \gamma_i$: angle d'incidence.

$\alpha_i + \alpha_e$: angle de braquage.

$\alpha_e + \gamma_e = \delta$: écart de sortie.

$\gamma_e + \gamma_e$: cambrure de profil.

$\sigma = C/S$: solidité.

θ : angle de décalage.

C_x : corde axiale.

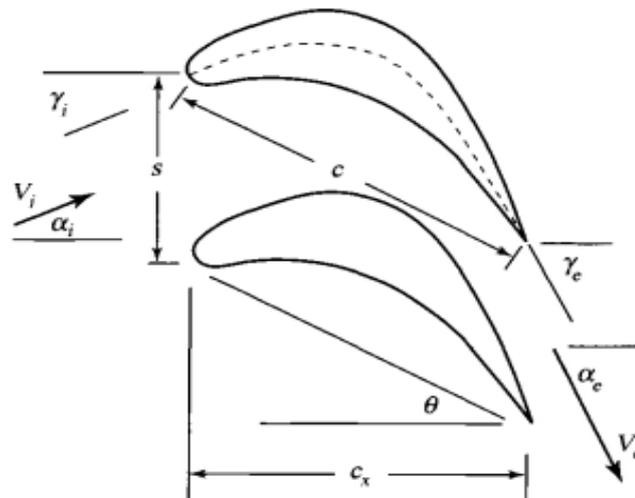


Figure. II.8 : Nomenclature aérodynamique d'une aube de turbine. [09]

Cependant, pour les conditions d'écoulement $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \frac{u_2}{u_1}, \frac{u_3}{u_2})$ et compte tenu des coefficients de force tangentielle (Z_s et Z_r), donneront la corde axiale par rapport à la distance requise (C_x/S) pour le stator et le rotor, respectivement une estimation initiale pour la solidité d'aube σ est nécessaire pour obtenir l'angle de décalage θ de (C_x/S). [09]

$$\sigma = C/S = \frac{(C_x/s)}{\cos \theta} \quad (\text{II.38})$$

a. coefficient de force tangentielle

L'équation relie la force tangentielle des aubes sur le fluide au changement de moment tangentiel de fluide. Cette force est égale et opposée à celle qui résulte de la différence de pression entre le côté refoulement et le côté aspiration du profil aérodynamique. On voit que la force tangentielle par unité de profondeur des aubes espacées d'une distance S est :

$$F_i = \frac{\rho u_i S (v_i + v_e)}{g_c} \left(\tan \alpha_i + \frac{u_e}{u_i} \tan \alpha_e \right) \quad (\text{II.39})$$

Un coefficient de force tangentielle qui est le rapport de la force donnée par Equation. (II.38) [09] à la force tangentielle maximale F_{tmax} qui peut être atteinte efficacement. Ainsi la force tangentielle maximale est $F_{tmax} = (P_{ti} - P_e) C_x$, Pour un écoulement réversible d'un fluide incompressible, F_{tmax} peut s'écrire :

$$F_{i max} = \frac{\rho V_i^2 C_x}{2g_c} = \frac{\rho u_i^2 C_x}{2g_c \cos^2 \alpha_i} \quad (\text{II.40})$$

Le coefficient de force tangentielle Z est défini comme :

$$Z = \frac{F_i}{F_{i max}} \quad (\text{II.41})$$

L'équation de Z pour un profil aérodynamique en cascade devient :

$$Z = \frac{2s}{c_x} (\cos^2 \alpha_i) \left(\tan \alpha_i + \frac{u_e}{u_i} \tan \alpha_e \right) \left(\frac{u_i}{u_e} \right)^2 \quad (\text{II.42})$$

Pour le stator :

$$Z_s = \frac{2s}{c_x} (\cos^2 \alpha_2) \left(\tan \alpha_1 + \frac{u_2}{u_1} \tan \alpha_2 \right) \left(\frac{u_1}{u_2} \right)^2 \quad (\text{II.43})$$

Pour le rotor :

$$Z_r = \frac{2s}{c_x} (\cos^2 \beta_3) \left(\tan \beta_2 + \frac{u_3}{u_2} \tan \beta_3 \right) \left(\frac{u_2}{u_3} \right)^2 \quad (\text{II.44})$$

b. Zone annulaire.

L'air de l'anneau à n'importe quelle station est basé sur les propriétés d'écoulement (T_t , P_t , nombre de Mach et angle d'écoulement) au rayon moyen et le débit massique total. L'équation (II.44) [09] est l'équation la plus simple pour calculer l'air d'écoulement à n'importe quelle station i :

$$A_i = \frac{q_m \sqrt{T_{ti}}}{P_{ti} 1000 MFP(M_i) \cos \alpha_i} \quad (\text{II.45})$$

Avec :

$$MFP(M_i) = \frac{q_m \sqrt{T_{ti}}}{A P_{ti}} = \sqrt{\frac{\gamma g_c}{R}} M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{II.46})$$

Ainsi, le MFP est une fonction unique du nombre de Mach pour un gaz parfait.

Le rayon Mean d'un anneau d'écoulement est défini pour le rayon de Tip et du rayon Hub.

Considérons la **Figure II.9**, qui montre une zone annulaire typique.

$$A = (r_t^2 - r_h^2) = \pi r_t^2 \left[1 - \left(\frac{r_h}{r_t} \right)^2 \right] \tag{II.47}$$

$$r_t = \sqrt{\frac{A}{\pi[1-(r_h/r_t)^2]}} \quad r_h = r_t \left(\frac{r_h}{r_t} \right) \quad r_m = \frac{r_t+r_h}{2} \tag{II.48}$$

La variation de la zone d'écoulement et les dimensions associées du trajet d'écoulement d'une station à l'autre peuvent être calculé facilement en utilisant les relations précédentes et les résultats esquissés. La **figure II.10** est une esquisse de résultats typiques. Le calcul des dimensions axiales nécessite des données supplémentaires.

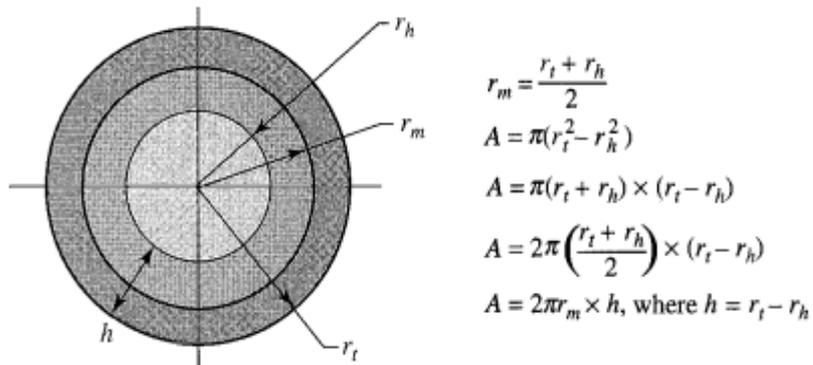


Figure. II.9 : Dimensions de l'anneau d'écoulement. [09]

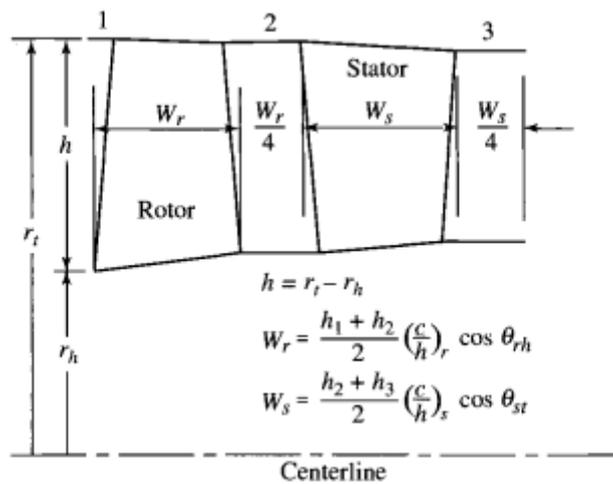


Figure. II.10 : Dimensions axiales typiques d'un étage de turbine. [09]

II.4.3. Résumé des équations d'un étage de Turbine à flux axial

Les équations précédentes permettent de calculé les principales grandeurs physique lié à l'écoulement du gaz dans la turbine.

➤ **Les données d'entrée :**

$$T_{t1}, T_{t3}, \omega r, P_{t1}, M_1, M_2, \alpha_1, \alpha_3, C_p, \gamma, \frac{u_3}{u_2}, e_1, \Phi_{tstator}, \Phi_{trotor}$$

➤ **Les données de sortie :**

$$\alpha_2, V_2, u_2, v_2, T_2, P_{t2}, P_2, M_{2R}, V_3, u_3, v_3, T_3, P_{t3}, P_3, M_3, M_{3R}, \psi, VR, \circ R, \frac{Z_r C_x}{S}, \frac{Z_s C_x}{S}, \pi_n, \eta_t$$

II.4.4. Les équations de calcul : [09]

- $T_1 = \frac{T_{t1}}{1 + \left[\frac{\gamma-1}{2}\right] M_1^2}$; $V1 = \sqrt{\frac{2g_c c_p T_{t1}}{1 + \left[\frac{\gamma-1}{2}\right] M_1^2}}$; $u_1 = V1 \cos \alpha_1$; $T_{t2} = T_{t1}$
- $T_2 = \frac{T_{t2}}{1 + \left[\frac{\gamma-1}{2}\right] M_2^2}$; $V_2 = \sqrt{\frac{2c_p T_{t2}}{1 + \left[\frac{\gamma-1}{2}\right] M_2^2}}$; $\psi = \frac{c_p(T_{t1} - T_{t3})}{(\omega r)^2}$; $VR = \frac{1}{\sqrt{2\psi}}$
- $\alpha_2 = \sin^{-1} \frac{\psi \frac{\omega r}{V_2} \frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3 \sqrt{1 + \left(\frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3\right)^2 - \left(\psi \frac{\omega r}{C_2}\right)^2}}{1 + \left(\frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3\right)^2}$; $u_2 = V2 \cos \alpha_2$
- $T_{t2R} = T_{t3R} = T_{t3} + \frac{V_3^2}{2c_p} \left[\cos^2 \alpha_3 + \left(\sin \alpha_3 + \frac{\omega r}{V_3} \right)^2 - 1 \right]$
- $R_t = 1 - \frac{1}{2\psi} \left(\frac{V_2}{\omega r} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{u_3 \cos \alpha_2}{u_2 \cos \alpha_3} \right)^2 \right]$
- $P_2 = P_{t1} \left(\frac{T_1}{T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$; $\pi_s = \frac{T_{t3}}{T_{t1}}$; $\frac{Z_s C_x}{S} = (2 \cos^2 \alpha_2) \left(\tan \alpha_1 + \frac{u_2}{u_1} \tan \alpha_2 \right) \left(\frac{u_1}{u_2} \right)^2$
- $\beta_2 = \tan^{-1} \frac{v_2 - \omega r}{u_2}$; $\beta_3 = \tan^{-1} \frac{v_3 + \omega r}{u_3}$; $\frac{Z_r C_x}{S} = (2 \cos^2 \beta_3) \left(\tan \beta_2 + \frac{u_3}{u_2} \tan \beta_3 \right) \left(\frac{u_2}{u_3} \right)^2$
- $\Phi_{rstator}$ et Φ_{trotor} donné ; $P_{t2} = \frac{P_{t1}}{1 + \Phi_{tstator} \left[1 - \left(\frac{T_2}{T_{t2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]}$;
- $P_{t2R} = P_2 \left(\frac{T_{t2R}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$; $P_{t3R} = \frac{P_{t2R}}{1 + \Phi_{trotor} \left[1 - \left(\frac{T_3}{T_{t3R}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]}$;
- $P_3 = P_{t3R} \left(\frac{T_3}{T_{t3R}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$; $P_{t3} = P_3 \left(\frac{T_{t3}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$; $\pi_s = \frac{P_{t3}}{P_{t1}}$; $\eta_t = \frac{1 - \tau_s}{1 - \pi_s \frac{\gamma}{\gamma-1}}$.

II.5. Déroulement des calculs :

Nous avons pris des données de références basés sur un dimensionnement d'un turboréacteur [09]. Donc on considère ici une turbine avec :

un débit massique de 60 kg/s

un rayon de $r_m = 0.3 \text{ m}$

un coefficient de force tangentielle de $Z_s = Z_r = 0.9$

un rapport corde/hauteur $c/h = 1$

solidité d'aube $\sigma = 1$

constante de Newton $gc = 1 \text{ kg. m/N.s}^2$

Tableau II.1 : Données initiales

$T_{t1}(K)$	$P_{t1}(KPa)$	M_1	$\alpha_1(deg)$	$T_{t3}(K)$	M_2	$\omega r(m/s)$
1850	1700	0,4	0	1560	1,1	450

$\alpha_3(deg)$	u_3/u_2	$\varphi_{t \text{ stator}}$	$\varphi_{t \text{ rotor}}$	γ	R	$C_p (KJ/(Kg. K))$
10	0,9	0,06	0,15	1,3	0.2873	1,245

Par l'utilisation de logicielle Excel nous avons calculé ces résultats avec les équations développés en haut, la solution de calcul est bien définies dans le tableau suivant :

Tableau II.2 : Résultats de calcul pour l'étage de turbine à flux axial

/	1	2	2R	3R	3
Tt	1850	1850	1664,44	1664,44	1560
T	1806,64063	1565,81	/	/	1505,52
Pt	1700	1649,09	1043,11	990,704	748,147
P	1533,96615	800,504	/	/	641,347
M	0,4	1,1	0,64802	0,83888	0,49115
V	328,580042	841,215	495,567	629,052	368,302
u	328,580042	403,008	403,008	362,707	362,707
v	0	738,395	288,395	513,955	63,955
α	0	1,07119	/	/	0,17453
B	0	0,62112	/	/	0,95624

ψ	VR	$^{\circ}Rt$	τ_s	π_s	η_t	$ZsCx/S$	$ZsCx/S$
1,782963	0,52955838	0,2281	0,843243	0,423079	1,07196	0,68572	1,63431

Nous utilisons les résultats précédents pour bien dimensionner les aubes du stator et rotor.

II.5.1 Dimensionnement du stator

Station1

qm (kg/s)	rm (m)	Zs	c/h	MFP(M1)
60	0,3	0,9	1	0,025

$$A_1 = \frac{q_m \sqrt{T_{t1}}}{P_{t2} 1000 MFP(M_1) \cos(\alpha_1)} = 0,060722296 \text{ m}^2$$

$$h_1 = \frac{A_1}{2\pi r_m} = 0,032214179 \text{ m}$$

$$r_{t1} = r_m + \left(\frac{h_1}{2}\right) = 0,316107089 \text{ m}$$

$$r_{h1} = r_m - \left(\frac{h_1}{2}\right) = 0,283892911 \text{ m}$$

$$v_{1h} = v_{1m} = v_{1t} = v_1 = 0$$

Station 2 :

qm (kg/s)	rm (m)	Zs	c/h	MFP(M2)
60	0,3	0,9	1	0,039

$$A_2 = \frac{q_m \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2} 1000 MFP(M_2) \cos(\alpha_2)} = 0,083 \text{ m}^2$$

$$h_2 = \frac{A_2}{2\pi r_m} = 0,044434671 \text{ m}$$

$$r_{t2} = r_m + \left(\frac{h_2}{2}\right) = 0,322217336 \text{ m}$$

$$r_{h2} = r_m - \left(\frac{h_2}{2}\right) = 0,277782664 \text{ m}$$

$$v_{2h} = v_2 * \left(\frac{r_m}{r_{h2}}\right) = 797,4528 \text{ m/s}$$

$$v_{2m} = v_2 = 738,3952 \text{ m/s}$$

$$v_{2t} = v_2 * \left(\frac{r_m}{r_{t2}}\right) = 687,4818 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{2h} = \tan^{-1} \frac{v_{2h}}{u_2} = 1,102863 \text{ rad}$$

$$\alpha_{2m} = \tan^{-1} \frac{v_{2m}}{u_2} = 1,071192 \text{ rad}$$

$$\alpha_{2t} = \tan^{-1} \frac{v_{2t}}{u_2} = 1,040579 \text{ rad}$$

/	rad	Deg (°)
α_{2h}	1,102863	63,18939
α_{2m}	1,071192	61,37479
α_{2t}	1,040579	59,6208

Donc la corde de stator est :

$$C = \frac{c}{h} \frac{h_1 + h_2}{2} = 0.038324 \text{ m}$$

Calcule des paramètres de la partie HUB, MEAN et TIP

Hub:

$$z_s \left(\frac{Cx}{S} \right)_h = (2 \cos^2 \alpha_{2h}) \left(\tan \alpha_{1h} + \frac{u_2}{u_1} \tan \alpha_{2h} \right) \left(\frac{u_1}{u_2} \right)^2 = 0.656424736$$

$$\left(\frac{Cx}{S} \right)_h = 0.729360818$$

$$\gamma_{1h} = \alpha_{1h} = 0$$

Au premier temps, on suppose la solidité $\sigma = 1,0$.

$$\gamma_{2h} = \frac{\gamma_{1h} + 8\sqrt{\sigma_h} \alpha_{2h}}{8\sqrt{\sigma_h} - 1} = 1.26041482 \text{ rad} = 72.21643^\circ$$

$$\theta_h = \frac{\gamma_{2h} - \gamma_{1h}}{2} = 36.10822^\circ$$

$$\sigma_h = \frac{\left(\frac{Cx}{S} \right)_h}{\cos \theta_h} = 0.902780029$$

Mean :

$$z_s \left(\frac{Cx}{S} \right)_m = (2 \cos^2 \alpha_{2m}) \left(\tan \alpha_{1m} + \frac{u_2}{u_1} \tan \alpha_{2m} \right) \left(\frac{u_1}{u_2} \right)^2 = 0.685718779$$

$$\left(\frac{Cx}{S} \right)_m = 0.761909754$$

$$\gamma_{1m} = \alpha_{1m} = 0$$

Au premier temps, on suppose la solidité $\sigma = 1,0$.

$$\gamma_{2m} = \frac{\gamma_{1m} + 8\sqrt{\sigma_m} \alpha_{2m}}{8\sqrt{\sigma_m} - 1} = 1.224219621 \text{ rad} = 70.14262^\circ$$

$$\theta_m = \frac{\gamma_{2m} - \gamma_{1m}}{2} = 35.07131^\circ$$

$$\sigma_m = \frac{\left(\frac{Cx}{S} \right)_m}{\cos \theta_m} = 0.93093205$$

Tip :

$$z_s \left(\frac{Cx}{S}\right)_t = (2\cos^2\alpha_{2t}) \left(\tan\alpha_{1t} + \frac{u_2}{u_1} \tan\alpha_{2t}\right) \left(\frac{u_1}{u_2}\right)^2 = 0.711421384$$

$$\left(\frac{Cx}{S}\right)_t = 0.790468204$$

$$\gamma_{1t} = \alpha_{1t} = 0$$

Au premier temps, on suppose la solidité $\sigma = 1,0$.

$$\gamma_{2t} = \frac{\gamma_{1t} + 8\sqrt{\sigma_t} \alpha_{2t}}{8\sqrt{\sigma_t} - 1} = 1.189233539\text{rad} = 68.13806^\circ$$

$$\theta_t = \frac{\gamma_{2t} - \gamma_{1t}}{2} = 34.06903^\circ$$

$$\sigma_t = \frac{\left(\frac{Cx}{S}\right)_t}{\cos\theta_t} = 0.954253115$$

Nous avons créé un fichier Excel suivant afin de calculer les résultats du stator après plusieurs itérations.

Tableau II.3 : les résultats de stator après plusieurs itérations.

HUB	σ	1	0,90278	0,905935	0,905824	0,905828	
	$u2/u1$	1,226512965	1,226513	1,226513	1,226513	1,226513	
	$Zs(Cx/S)h$	0,656424736	0,656425	0,656425	0,656425	0,656425	
	$(Cx/S)h$	0,729360818	0,729361	0,729361	0,729361	0,729361	Deg °
	$\alpha1h$	0	0	0	0	0	0
	$\gamma1h$	0	0	0	0	0	0
	$\gamma2h$	1,26041482	1,269934	1,269598	1,26961	1,26961	72,74328
	θh	0,63020741	0,634967	0,634799	0,634805	0,634805	36,37164
	σh	0,902780092	0,905935	0,905824	0,905828	0,905827	
	Cx	0,030962506	0,030855	0,030858	0,030858	0,030858	
	S	0,042451562	0,042304	0,042309	0,042309	0,042309	
Mean	σ	1	0,930932	0,933035	0,932967	0,932969	
	$u2/u1$	1,226512965	1,226513	1,226513	1,226513	1,226513	
	$Zs(Cx/S)m$	0,685718779	0,685719	0,685719	0,685719	0,685719	
	$(Cx/S)m$	0,761909754	0,76191	0,76191	0,76191	0,76191	Deg °
	$\alpha1m$	0	0	0	0	0	0
	$\gamma1m$	0	0	0	0	0	0
	$\gamma2m$	1,224219621	1,230625	1,230418	1,230425	1,230425	70,49814
	θm	0,612109811	0,615312	0,615209	0,615212	0,615212	35,24907
	σm	0,930932057	0,933035	0,932967	0,932969	0,932969	
	Cx	0,031366149	0,031295	0,031298	0,031298	0,031298	
	S	0,0411678	0,041075	0,041078	0,041078	0,041078	
Tip	σ	1	0,954253	0,95556	0,955521	0,955522	
	$u2/u1$	1,226512965	1,226513	1,226513	1,226513	1,226513	
	$Zs(Cx/S)t$	0,711421384	0,711421	0,711421	0,711421	0,711421	
	$(Cx/S)t$	0,790468204	0,790468	0,790468	0,790468	0,790468	Deg °
	$\alpha1t$	0	0	0	0	0	0
	$\gamma1t$	0	0	0	0	0	0
	$\gamma2t$	1,189233539	1,193272	1,193152	1,193156	1,193156	68,36282
	θt	0,59461677	0,596636	0,596576	0,596578	0,596578	34,18141
	σt	0,954253115	0,95556	0,955521	0,955522	0,955522	
	Cx	0,031746545	0,031703	0,031704	0,031704	0,031704	
	S	0,040161697	0,040107	0,040108	0,040108	0,040108	

II.5.2. Dimensionnement du rotor**Station2R :**

qm (kg/s)	rm (m)	Zr	c/h	MFP(M1)	ωr_{h2R} (m/s)	ωr_{t2R} (m/s)
60	0,3	0,9	1	0,025	417,45	482,4

$$A_{2R} = \frac{q_m \sqrt{T_{t2R}}}{P_{t2R} 1000 MFP(M_1) \cos(\beta_2)} = 0.165 \text{ m}^2$$

$$h_{2R} = \frac{A_{2R}}{2\pi r_m} = 0.06123566 \text{ m}$$

$$r_{t2R} = r_m + \left(\frac{h_{2R}}{2}\right) = 0.33061783 \text{ m}$$

$$r_{h2R} = r_m - \left(\frac{h_{2R}}{2}\right) = 0.26938217 \text{ m}$$

$$v_{2Rh} = v_{2R} * \left(\frac{r_m}{r_{h2R}}\right) = 321.147 \text{ m/s}$$

$$v_{2Rm} = v_2 - \omega r = v_{2R} = 288.395 \text{ m/s}$$

$$v_{2Rt} = v_{2R} * \left(\frac{r_m}{r_{t2R}}\right) = 261.685 \text{ m/s}$$

$$\beta_{2Rh} = \tan^{-1} \frac{v_{2Rh}}{u_{2R}} = 0.67287 \text{ rad}$$

$$\beta_{2Rm} = \tan^{-1} \frac{v_{2Rm}}{u_{2R}} = 0.62112 \text{ rad}$$

$$\beta_{2Rt} = \tan^{-1} \frac{v_{2Rt}}{u_{2R}} = 0.57591 \text{ rad}$$

/	rad	deg(°)
β_{2Rh}	0,672874	38,55284
β_{2Rm}	0,621124	35,58778
β_{2Rt}	0,575908	32,99712

Station 3R :

q_m (kg/s)	r_m (m)	Z_r	c/h	MFP(M2)	ωr_{h3R} (m/s)	ωr_{t3R} (m/s)
60	0,3	0,9	0,6	0,039	405	495

$$A_{3R} = \frac{q_m \sqrt{T_{t3R}}}{P_{t3R} 1000 MFP(M_2) \cos(\beta_3)} = 0.1098 \text{ m}^2$$

$$h_{3R} = \frac{A_{3R}}{2\pi r_m} = 0.05829163 \text{ m}$$

$$r_{t3R} = r_m + \left(\frac{h_{3R}}{2}\right) = 0.32914581 \text{ m}$$

$$r_{h3R} = r_m - \left(\frac{h_{3R}}{2}\right) = 0.27085419 \text{ m}$$

$$v_{2Rh} = v_3 + \omega r_{3Rh} = 481.405 \text{ m/s}$$

$$v_{3Rm} = v_3 + \omega r = 513.955 \text{ m/s}$$

$$v_{3Rt} = v_3 + \omega r_{3Rt} = 558.955 \text{ m/s}$$

$$\beta_{3Rh} = \tan^{-1} \frac{v_{3Rh}}{u_{3R}} = 0.925101 \text{ rad}$$

$$\beta_{3Rm} = \tan^{-1} \frac{v_{3Rm}}{u_{3R}} = 0.956244 \text{ rad}$$

$$\beta_{3Rt} = \tan^{-1} \frac{v_{3Rt}}{u_{3R}} = 0.995194 \text{ rad}$$

/	rad	Deg (°)
β_{3Rh}	0,925101	53,00439
β_{3Rm}	0,956244	54,78872
β_{3Rt}	0,995194	57,02039

Donc la corde de rotor est :

$$C = \frac{c}{h} \frac{h_{2R} + h_{3R}}{2} = 0.035858186 \text{ m}$$

HUB:

$$z_r \left(\frac{Cx}{S}\right)_h = (2 \cos^2 \beta_{3Rh}) \left(\tan \beta_{2Rh} + \frac{u_3}{u_2} \tan \beta_{3Rh}\right) \left(\frac{u_2}{u_3}\right)^2 = 1.780562592$$

$$\left(\frac{Cx}{S}\right)_h = 1.97840288$$

$$\gamma_{2Rh} = \beta_{2Rh} = 38.2855^\circ$$

Au premier temps, on suppose la solidité = 1,0.

$$\gamma_{3Rh} = \frac{\gamma_{2Rh} + 8\sqrt{\sigma_h} \beta_{3Rh}}{8\sqrt{\sigma_h} - 1} = 1.15338321 \text{ rad} = 66.08399^\circ$$

$$\theta_h = \frac{\gamma_{3Rh} - \gamma_{2Rh}}{2} = 13.76558^\circ$$

$$\sigma_h = \frac{\left(\frac{Cx}{S}\right)_h}{\cos \theta_h} = 2.036908152$$

Mean

$$z_r \left(\frac{Cx}{S}\right)_m = (2\cos^2 \beta_{3Rm})(\tan \beta_{2Rm} + \frac{u_3}{u_2} \tan \beta_{3Rm}) \left(\frac{u_2}{u_3}\right)^2 = 1.634310503$$

$$\left(\frac{Cx}{S}\right)_m = 1.815900559$$

$$\gamma_{2Rm} = \beta_{2Rm} = 32.9971^\circ$$

Au premier temps, on suppose la solidité = 1,0.

$$\gamma_{3Rm} = \frac{\gamma_{2Rm} + 8\sqrt{\sigma_m} \beta_{3Rm}}{8\sqrt{\sigma_m} - 1} = 1.181581804 \text{ rad}$$

$$\theta_m = \frac{\gamma_{3Rm} - \gamma_{2Rm}}{2} = 16.05594^\circ$$

$$\sigma_m = \frac{\left(\frac{Cx}{S}\right)_m}{\cos \theta_m} = 1.8896102$$

Tip:

$$z_r \left(\frac{Cx}{S}\right)_t = (2\cos^2 \beta_{3Rt})(\tan \beta_{2Rt} + \frac{u_3}{u_2} \tan \beta_{3Rt}) \left(\frac{u_2}{u_3}\right)^2 = 1.489796879$$

$$\left(\frac{Cx}{S}\right)_t = 1.655329865$$

$$\gamma_{2Rt} = \beta_{2Rt} = 32.9971^\circ$$

Au premier temps, on suppose la solidité = 1,0.

$$\gamma_{3Rt} = \frac{\gamma_{2Rt} + 8\sqrt{\sigma_t} \beta_{3Rt}}{8\sqrt{\sigma_t} - 1} = 1.219636658 \text{ rad}$$

$$\theta_t = \frac{\gamma_{3Rt} - \gamma_{2Rt}}{2} = 18.44145^\circ$$

$$\sigma_t = \frac{\left(\frac{Cx}{S}\right)_t}{\cos \theta_h} = 1.744936938$$

Nous avons créé un fichier Excel suivant afin de calculer les résultats du rotor après plusieurs itérations.

Tableau II.4 : les résultats du rotor après plusieurs itérations

HUB	σ	1	2,036908	2,0198	2,019947	2,019946	
	u_{3R}/U_{2r}	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
	$Z_s(C_x/S)h$	1,780562592	1,780563	1,780563	1,780563	1,780563	
	$(C_x/S)h$	1,97840288	1,978403	1,978403	1,978403	1,978403	Deg °
	β_{3Rh}	0,925101069	0,925101	0,925101	0,925101	0,925101	53,00439
	γ_{2Rh}	0,672873916	0,672874	0,672874	0,672874	0,672874	38,55284
	γ_{3Rh}	1,15338321	1,078493	1,079203	1,079197	1,079197	61,83345
	θh	0,240254647	0,202809	0,203165	0,203162	0,203162	11,64031
	σh	2,036908152	2,0198	2,019947	2,019946	2,019946	
	C_x	0,034828247	0,035123	0,035121	0,035121	0,035121	
	S	0,017604224	0,017753	0,017752	0,017752	0,017752	
	Mean	σ	1	1,832977	1,824525	1,824569	1,824569
u_{3R}/u_{2R}		0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
$Z_s(C_x/S)m$		1,634310503	1,634311	1,634311	1,634311	1,634311	
$(C_x/S)m$		1,815900559	1,815901	1,815901	1,815901	1,815901	Deg °
β_{3Rm}		0,956243588	0,956244	0,956244	0,956244	0,956244	54,78872
γ_{2Rm}		0,956243588	0,956244	0,956244	0,956244	0,956244	54,78872
γ_{3Rm}		1,229456042	1,15078	1,151276	1,151273	1,151273	65,96311
θm		0,136606227	0,097268	0,097516	0,097515	0,097515	5,587192
σm		1,832976808	1,824525	1,824569	1,824569	1,824569	
C_x		0,035524127	0,035689	0,035688	0,035688	0,035688	
S		0,019562815	0,019653	0,019653	0,019653	0,019653	
Tip		σ	1	1,672201	1,664761	1,664808	1,664808
	u_{3R}/U_{2r}	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
	$Z_s(C_x/S)t$	1,489796879	1,489797	1,489797	1,489797	1,489797	
	$(C_x/S)t$	1,655329865	1,65533	1,65533	1,65533	1,65533	Deg °
	β_{3Rt}	0,995193518	0,575908	0,575908	0,575908	0,575908	32,99712
	γ_{2Rt}	0,995193518	0,995194	0,995194	0,995194	0,995194	57,02039
	γ_{3Rt}	1,279534523	1,208181	1,208707	1,208704	1,208704	69,25364
	θt	0,142170503	0,106494	0,106757	0,106755	0,106755	6,116628
	σt	1,672201061	1,664761	1,664808	1,664808	1,664808	
	C_x	0,035496406	0,035655	0,035654	0,035654	0,035654	
	S	0,021443705	0,02154	0,021539	0,021539	0,021539	

Après plusieurs itération afin de calculer les résultats de rotor et de stator nous somme arriver a déterminé les caractéristiques géométriques d'un étage de turbine a flux axial :

Pour le stator :

$$\gamma_{1h} = 0^\circ, \gamma_{2h} = 72.7432^\circ, \theta_h = 36.37164^\circ$$

$$\gamma_{1m} = 0^\circ, \gamma_{2m} = 70.49814^\circ, \theta_m = 35.24907^\circ$$

$$\gamma_{1t} = 0^\circ, \gamma_{2t} = 68.36282^\circ, \theta_t = 34.18141^\circ$$

Pour le rotor :

$$\gamma_{2Rh} = 38.55284^\circ, \gamma_{3Rh} = 61.83345^\circ, \theta_h = 11.64031^\circ$$

$$\gamma_{2Rm} = 35.58778^\circ, \gamma_{3Rm} = 63.87396^\circ, \theta_m = 14.14309^\circ$$

$$\gamma_{2Rt} = 32.99712^\circ, \gamma_{3Rt} = 66.47793^\circ, \theta_t = 16.74041^\circ$$

II.6. Modélisation d'aube de turbine a flux axial

Les principes de conception des aubes tout comme pour les ailes d'un avion, la conception d'une aube de la turbomachine repose sur la définition de ses section, aussi appelées profils sont définis dans des plans perpendiculaires à l'aube et repartis sur sa hauteur, ces plans sont positionnés et orientés les uns par rapport aux autres par une loi d'empilement afin de créer le volume de l'aube. A titre d'exemple, la **(Figure II.8)** présente une aube de rotor modelé ouvert proposé par NASA La modélisation complète d'aube doit donc inclure une modélisation des profils et une modélisation de la loi d'empellement des profils [10].

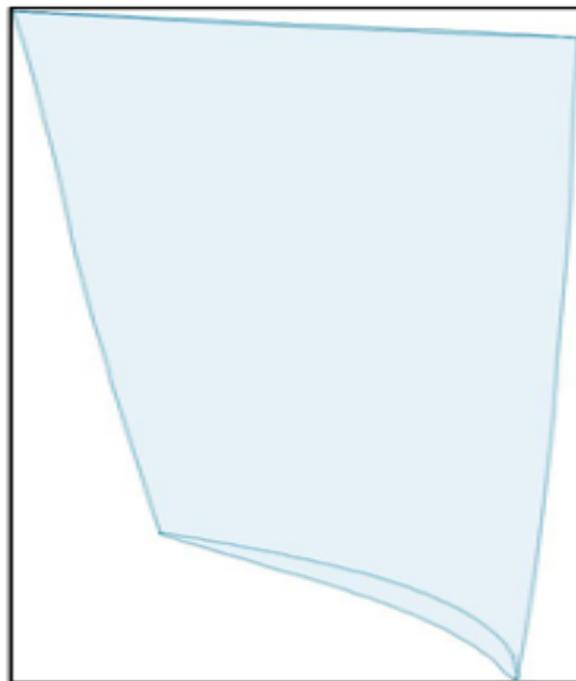


Figure. II.11 : Aube du rotor. [10]

Le profil de base que nous avons utilisé au cours de notre étude est le profil **C4** (pour le stator et le rotor). Ces caractéristiques sont indiqués dans les deux tableaux [**Tableau II.5.A** et **Tableau II.5.B**]

Les équations qui permirent la nouvelle répartition des épaisseurs pour une corde C_i est :

$$X = \left[\left(\frac{X}{C} \right) * C_i \right] / 100 \quad (\text{II.49})$$

$$Y = \left[\left(\frac{Y}{C} \right) * C_i \right] / 100 \quad (\text{II.50})$$

Avec : $C_i = 36$ La corde axiale du stator

$C_i = 45$ La corde axiale pour le rotor

Nous avons utilisé les deux équations précédentes pour calculer la position **x** de l'épaisseur de profil sur l'axe des abscisses et la position **y** de l'épaisseur sur l'axe les ordonne. Pour les deux profils stator et rotor.

Tableau II.5.A: Profil aérodynamique C4 basique pour le stator

Ci	X/C	Y/C	X	Y	d
36	0	0	0	0	0
36	1,25	1,65	0,49	0,594	1,188
36	2,5	2,27	0,9	0,8172	1,6344
36	5	3,08	1,8	1,1088	2,2176
36	7,5	3,62	2,7	1,3032	2,6064
36	10	4,02	3,6	1,4472	2,8944
36	15	4,55	5,4	1,638	3,276
36	20	4,83	7,2	1,7388	3,4776
36	30	5	10,8	1,8	3,6
36	40	4,89	14,4	1,7604	3,5208
36	50	4,57	18	1,6452	3,2904
36	60	4,05	21,6	1,458	2,916
36	70	3,37	25,2	1,2132	2,4264
36	80	2,54	28,8	0,9144	1,8288
36	90	1,6	32,4	0,576	1,152
36	95	1,06	34,2	0,3816	0,7632
36	100	0	36	0	0

Tableau II.5.B: Profil aérodynamique C4 basique pour le rotor

Ci	X/C	Y/C	X	Y	d
45	0	0	0	0	0
45	1,25	1,65	0,5625	0,7425	1,485
45	2,5	2,27	1,125	1,0215	2,043
45	5	3,08	2,25	1,386	2,772
45	7,5	3,62	3,375	1,629	3,258
45	10	4,02	4,5	1,809	3,618
45	15	4,55	6,75	2,0475	4,095
45	20	4,83	9	2,1735	4,347
45	30	5	13,5	2,25	4,5
45	40	4,89	18	2,2005	4,401
45	50	4,57	22,5	2,0565	4,113
45	60	4,05	27	1,8225	3,645
45	70	3,37	31,5	1,5165	3,033
45	80	2,54	36	1,143	2,286
45	90	1,6	40,5	0,72	1,44
45	95	1,06	42,75	0,477	0,954
45	100	0	45	0	0

II.7. Création de la forme de l'aube en 3D

À travers les résultats précédents que nous avons trouvés par calculs, et les données disponibles pour les profils aérodynamiques C4 basique, Nous avons créé une structure 3D à l'aide du logiciel Solidworks.

L'aubage est réalisé à partir de 3 sections (Hub, Mean, Tip), chacune étant définie par une esquisse. Nous créons un profil aérodynamique sur chaque section avec une précision totale à l'aide des données entre nos mains et des différents résultats que nous avons obtenus précédemment par calculs. Ce profil est forme par une spline sur une surface plane avec une échelle 1/1.

La forme de l'aube en 3D sera ensuite engendre par la fonction bossage lissage.



II.7.1. La forme d'aube du stator

a. Mise en place les plans pour les déférant section du stator

Le plan de face est réserve pour la section Hub, après cela, nous appuyons sur le bouton



Ensuit, nous déterminons le nombre des plans qui est deux 2 (les plans Hub Mean et Tip), puis nous entrons la valeur 30 qui présente la distance entre les trois plans.

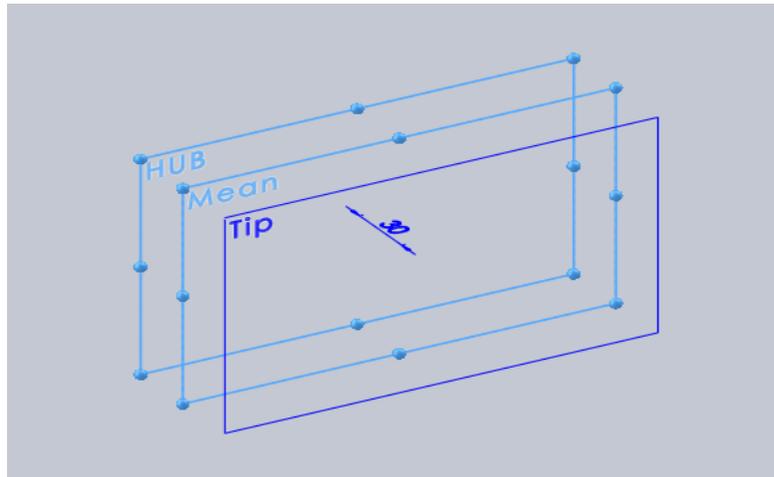


Figure II.12 : les plans des sections

En suivant les données des deux tableaux ci-dessus, nous mettons en place les premières étapes pour créer le profil aérodynamique de l'aube du stator sur le plan Hub, Mean et Tip et pour cela nous dessinons l'angle de décalage θ du profils et les angles d'inclinaison à l'entrée et à la sortie de l'aubage du stator γ_1, γ_2 .

On suit une courbe spline est introduite, elle est tangente pour les deux côtes formant des angles à l'entrée et à la sortie de profil de l'aube sur le plan Hub.

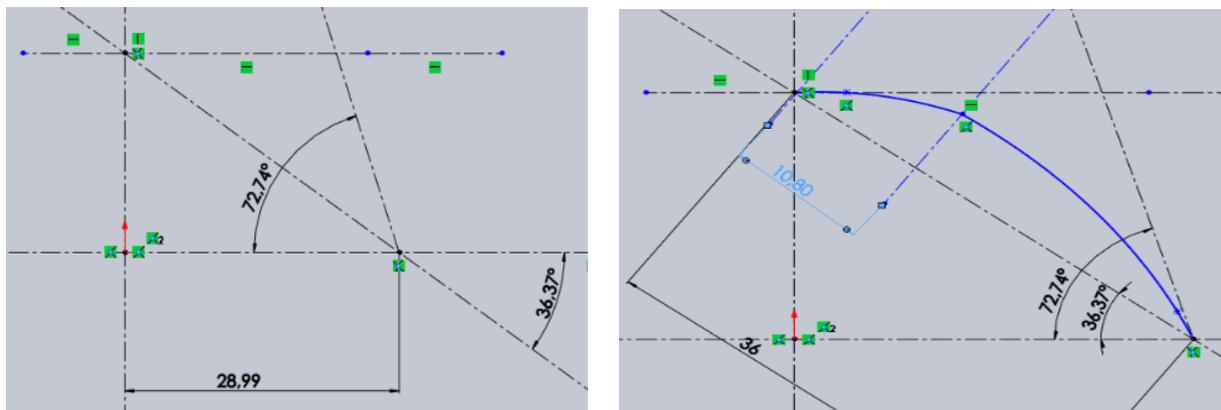


Figure II.13 : base de la cambrure profil

Nous dessinons les épaisseurs de profil le long de la ligne de cambrure et en fin par les bords de profil.

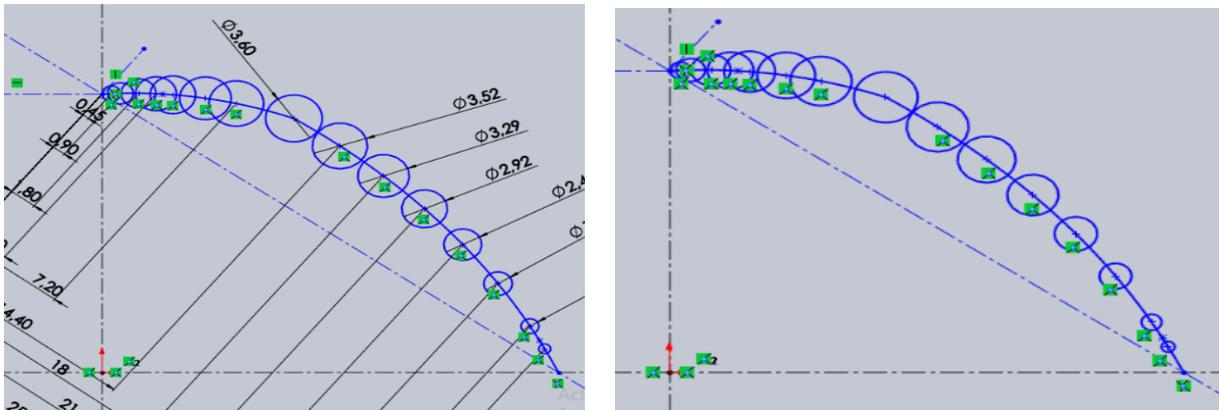


Figure II.14 : Répartition d'épaisseur du profil

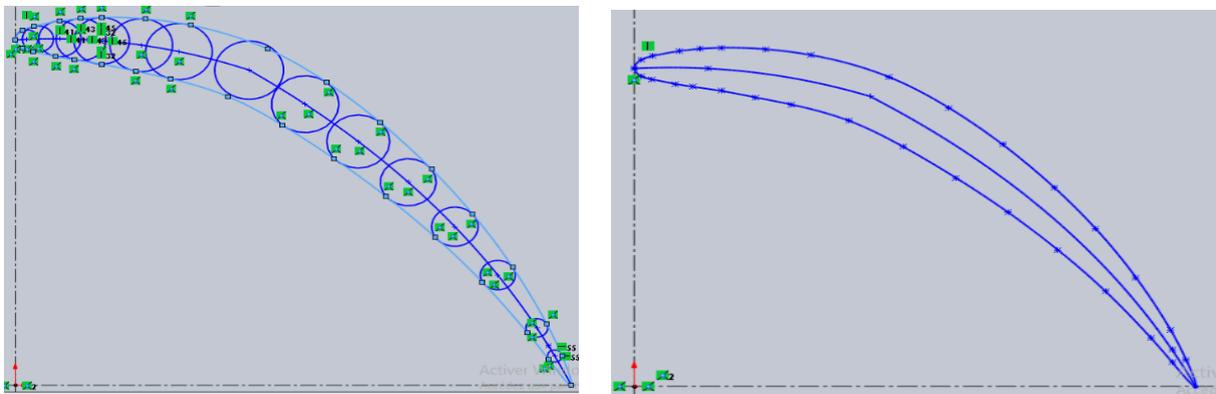


Figure II.15 : désigne les bords de profil

On a suivi la même méthode pour avoir les autres profils sur les deux plan Mean et Tip comme indiqué sur la **figure (II.14)**.

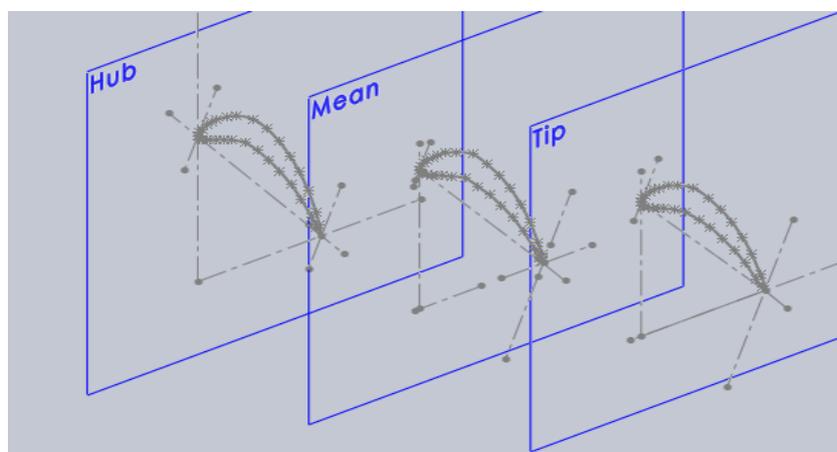
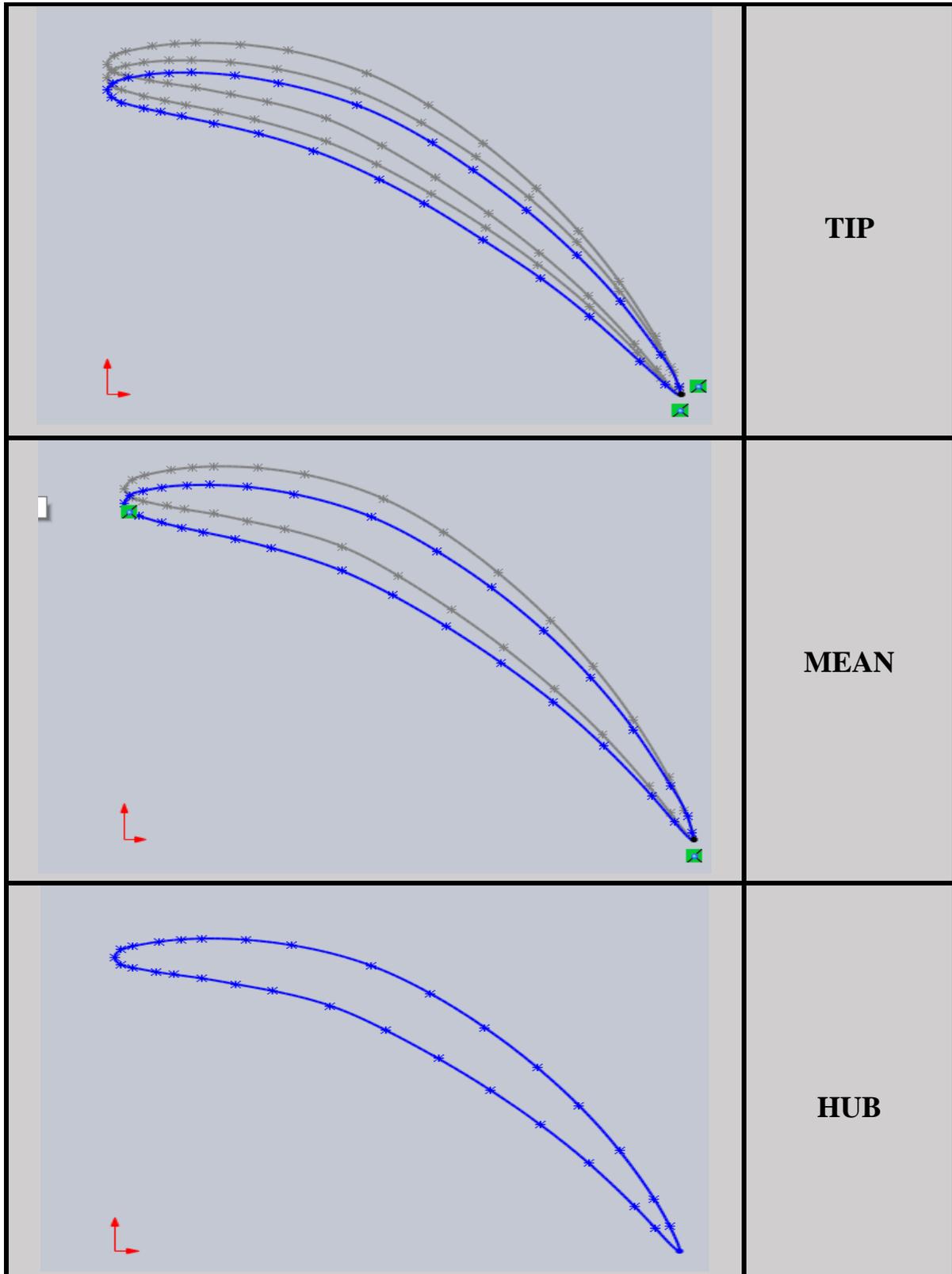


Figure II.16 : la répartition des profils sur chaque plan

Le tableau suivant montre comment les différents profils sont positionnés à chaque niveau, et montrant la différence dans les angles d'entrée et de sortie à chaque profil (Hub, Mean, Tip) avec l'angle de décalage θ .

Tableau II.6 : les Profil aérodynamique C4 pour le stator.



b. Le profil d'aube du stator en 3D

Afin de créer le profil de l'aube en 3D, nous appuyons sur la fonction bossage/lissage



Nous Sélectionns le point extrême gauche de chaque profil Progressivement de bas en haut (Section Hub, Men, Tip) Nous obtenons la forme de l'aube. Comme indiquer sur les deux figures II.17, II.18.

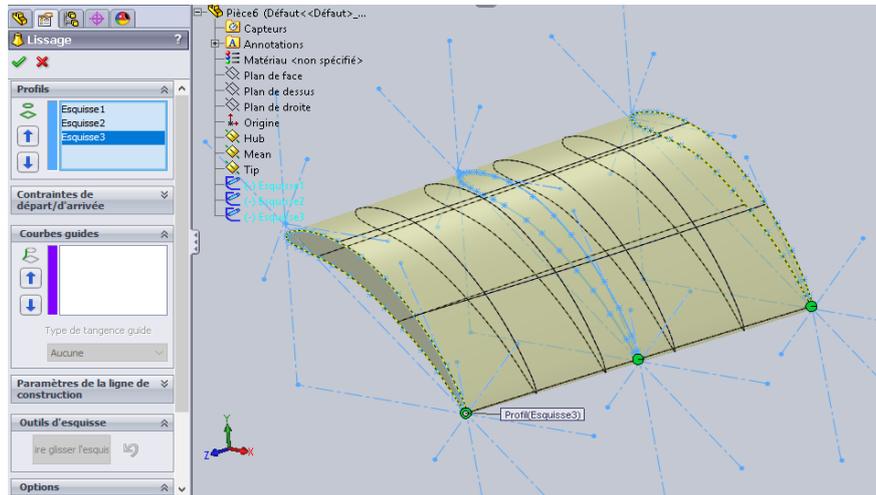


Figure II.17 : Sélection des points extrêmes gauches de chaque profil

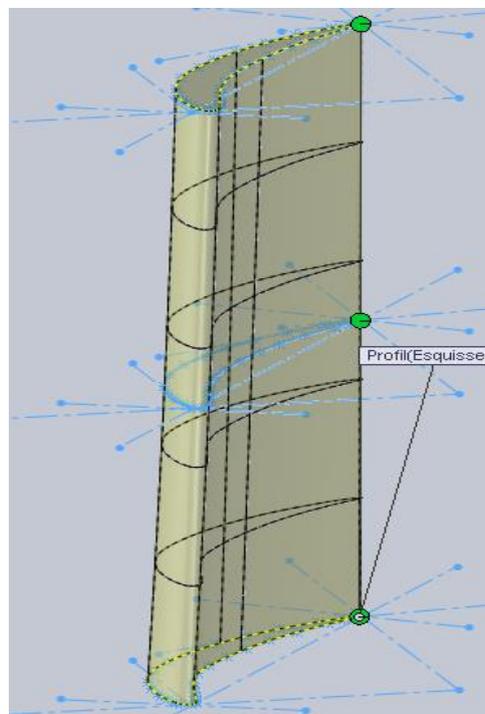


Figure II.18 : répartition des sections de la pale

Nous pouvons maintenant obtenir la forme finale de l'aube du stator qui est représenté dans la figure ci-dessous.

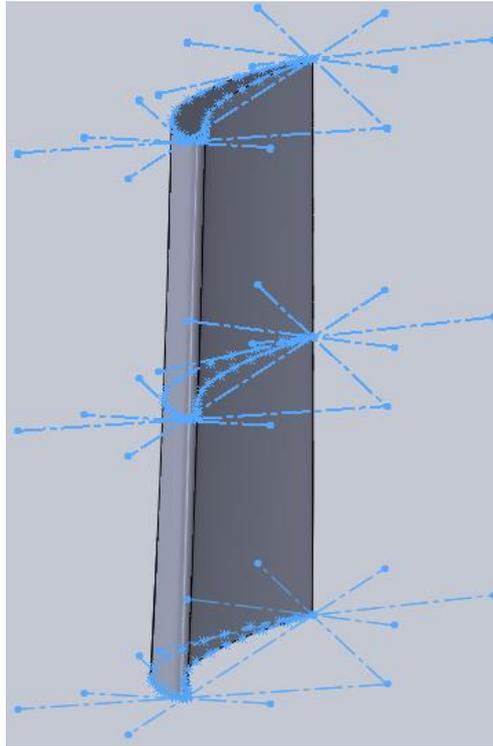


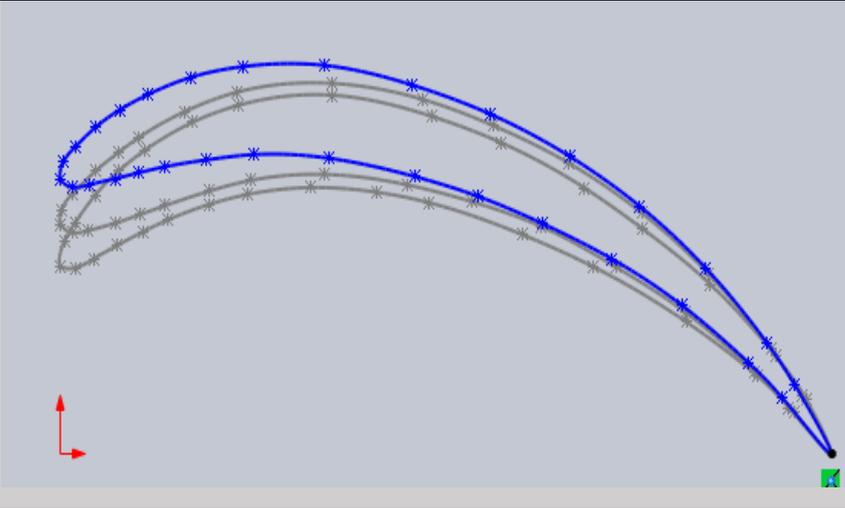
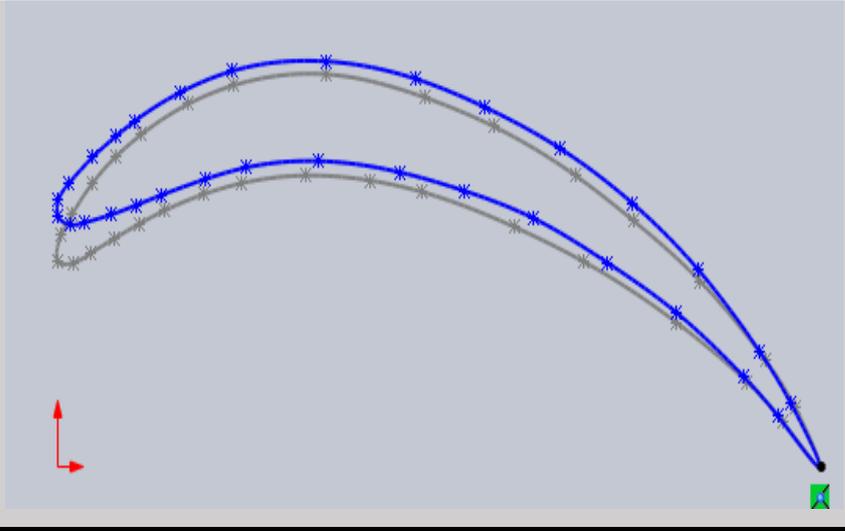
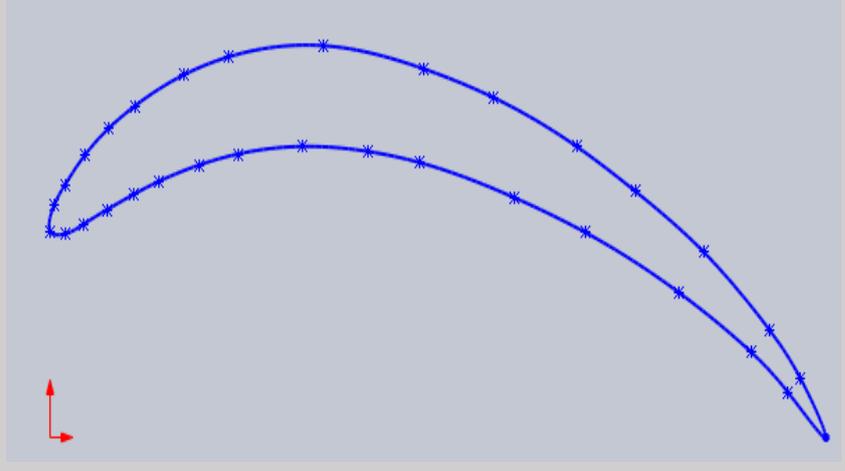
Figure II.19 : Modèle 3D de l'aube du stator sur SOLIDWORKS

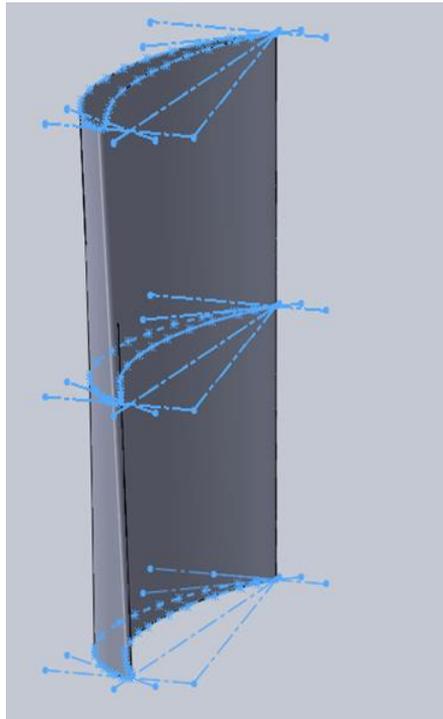
II.7.2. La forme d'aube du rotor

En suivant les mêmes étapes précédentes, nous créons le modèle 3D de l'aube du rotor, avec la même manière que nous avons utilisé pour créer le module 3D de l'aubage du stator.

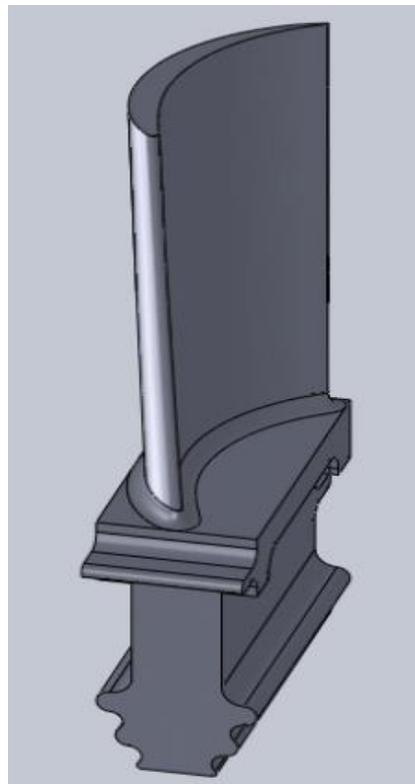
a. Mise en place les plans pour les déférant section du rotor

Tableau II.7 : les Profiles aérodynamique C4 pour le rotor

	TIP
	MEAN
	HUB

b. Le profil d'aube du rotor en 3D**Figure II.20** : Modèle 3D de l'aube du rotor sur SOLIDWORKS

Par conséquent, la forme précédente est la forme finale de l'aube du rotor de la turbine à flux axial.

**Figure II.21** : Modèle 3D final de l'aubage du rotor sur SOLIDWORKS

Enfin, nous pouvons enregistrer le fichier sous forme step AP203 ou SLDPRT

II.7.3. insertion d'un système de refroidissement

L'augmentation du rendement de la turbine dépend de l'augmentation de la température du gaz d'échappement qui quitte la chambre à combustion, ce qui endommage le métal de l'aube de turbine, et pour cela on va insérer un système de refroidissement qui est dit par canaux le dimensionnement est dans la référence [11].

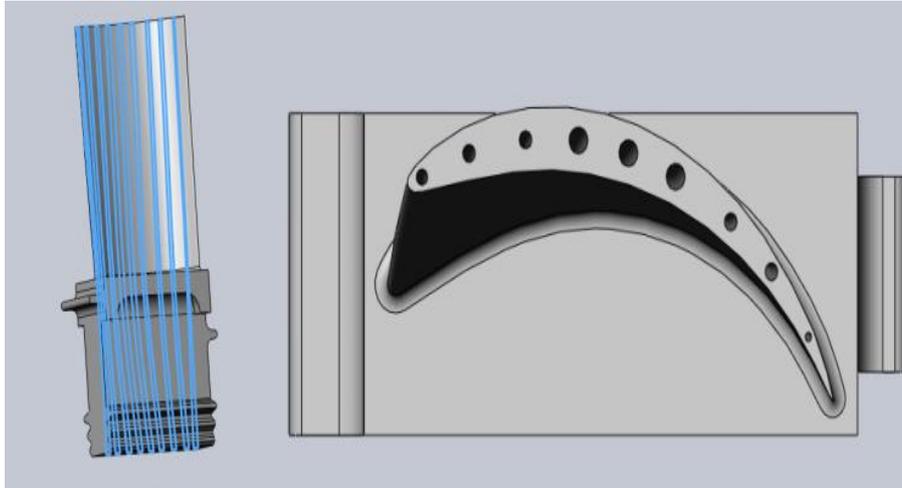


Figure II.22 : système de refroidissement

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons réalisé une étude bien détaillée sur la turbine à gaz, en expliquant le dimensionnement et la conception des turbines à flux axial, en définissant les caractéristiques des différentes sections de la turbine (aubage de stator et rotor), et à travers les résultats précédents que nous avons obtenus par calcul, nous avons créé une structure 3D à l'aide du logiciel SolidWorks.

L'étude dans ce chapitre montre que :

- La pression et la température d'écoulement et les éléments de tringle de vitesse d'un étage de turbine, contrôlent la conception de ces dernières à partir des équations bien détaillées et bien déterminées.
- Chaque aube comporte trois étapes (Hub, Mean, Tip). Chaque étape diffère de l'autre par ses caractéristiques géométriques ce qui nous permet de créer une forme 3D incurvée pour les deux aubes (stator et rotor), et cela permet de créer une structure spéciale pour chaque aube.

Conclusion général

Conclusion général

La turbine à gaz occupe une place primordiale dans l'industrie, car il représente un maillon principal de toute la chaîne de production. C'est pourquoi l'étude de la conception est une préoccupation majeure.

La conception mécanique s'adapte à des besoins différents, voire complémentaires. En parallèle du travail du design ou du dimensionnement des pièces, elle joue aussi un rôle majeur dans l'amélioration des moyens de production. Les expertises et les diagnostics menés servent également à mettre en valeur des leviers d'optimisation.

Après avoir décrit étudié de manière exhaustive les turbines à gaz, nous avons exposé en détail une étude technologique, ainsi que leurs transformations thermodynamiques. et pour le dimensionnement de notre étage de turbine nous avons développer et écrire des équations pour une turbine à flux axial pour déterminer les caractéristiques principales du flux de gaz traversant l'étage de turbine, et a travers ces équations nous sommes arrivés a calculer les différents angles d'entrée et de sortie des aubes du stator et rotor, par conséquence en utilisant le logiciel Excel.

et avec l'utilisation des résultats obtenu par calcul nous avons réalisé une géométrie 3D d'aubage du stator et rotor sur le logiciel de dessin assisté par ordinateur qui considère comme un programme professionnel en dessin, et pour cela nous avons suivi des étapes précises dans les différentes étapes du dessin afin d'avoir un structure tridimensionnelle adaptée. Un travail de recherche important a été réalisé dans ce sens afin d'obtenir une géométrie réaliste.

Afin de garantir une excellente qualité de production, la conception mécanique demeure l'une des bases essentielles pour obtenir une certification. Le respect de la réglementation et des normes édictées est facilement vérifiable à partir d'un dossier technique exhaustif.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

[01] David J. Taylor Olivier Crabos, 2003, “GE Power Systems Gas Turbine and Combined Cycle Products Technology - Experience - Innovation”, Gas turbine and Combined Cycle - GE Power Systems 2003.

[02] : HERZALLAH, A., "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.

[03] : BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.

[04] : BENDJEDIDI, S., "Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.

[05] : André LALLEMAND, 1195, “Production d'énergie électrique par centrales thermiques”, Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.

[06] : BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz à cycle combiné", mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider Biskra, 2010).

[07] : Manuel d'utilisation, Turbine à gaz Saturn 20.

[08] : Manuel d'exploitation de turbine à gaz type (Taurus 60) par «Solar turbine» (Sonatrach SP3 lot aya W. Biskra)

[09]: D. Mattingly, “Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets”, American Institute of Aeronautics and Astronautics. 2006.

[10] : L. Reid ET R. D. Moore, « Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure Ratio Core Compressor », rap. tech., NASA, 1978.

[11] : B. Deepanraj, P. Lawrenc, G. Sankaranarayanan , THEORETICAL ANALYSIS OF GAS TURBINE BLADE BY FINITE ELEMENT METHOD , “Department of Mechanical Engineering” Institute of Technology, Chennai, TN, India 2009.

Résumé :
Étude et dimensionnement d'un étage turbine.

Actuellement, le domaine de la mécanique fournit un ensemble d'outils puissants pour améliorer l'exploitation des équipements industriels. Cependant, l'utilisation de logiciels de construction et de simulations mécaniques est un outil utilisé par l'ingénieur l'une des techniques de suivi pour en savoir plus sur l'état de cette outil.

L'objectif de ce mémoire fin d'étude intitulé sous le thème (étude et dimensionnement d'un étage turbine), Ce travail débouche sur le dimensionnement de la turbine à gaz encourageante pour un développement futur. En effet, la cohérence gazière et mécanique de la machine est validée par de nombreuses bases de comparaison, tels que les turbines proposées par les autres constructeurs, ainsi que par la théorie et les règles de bonne pratique. Cependant, des étapes cruciales de prototypages et essais, suivis inéluctablement par des corrections au design de la machine, proposer une turbine à gaz à la hauteur de sa réputation. Par ailleurs, le choix des matériaux, non exposé dans ce mémoire, devra être revu pour concorder avec les procédés de fabrication.

Abstract:
Study and sizing of a turbine stage.

Currently, the field of mechanics provides a set of powerful tools to improve the operation of industrial equipment. However, the use of construction software and mechanical simulations is a tool used by the engineer one of the follow-up techniques to learn more about the condition of this tool.

The objective of this dissertation entitled under the theme (study and sizing of a turbine stage), this work leads to the sizing of the gas turbine encouraging for future development. Indeed, the gas and mechanical consistency of the machine is validated by numerous comparison bases, such as the turbines offered by other manufacturers, as well as by theory and good practice rules. However, crucial stages of prototyping and testing, inevitably followed by corrections to the design of the machine, offer a gas turbine that lives up to its reputation. In addition, the choice of materials, not exposed in this brief, must be reviewed to match the manufacturing processes.