

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE MOULOU D MAMMERI DE TIZI-OUZOU  
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



# Memoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master Académique en Génie Mécanique  
Option :Énergétique

## *Thème*

*Etude d'un Turbomoteur avec récupération*  
*Partie : « chambre de combustion et turbine axial »*

*Proposé et dirigé par :*

*Mr. Kaci BOUSSAFEUR*

*Réalisé par :*

*Melle. Kahina HADDAD*

*Melle. Celia HADDOU*

Promotion 2013

# Remerciements

*C'est avec humilité et gratitude que nous reconnaissons ce que nous devons :*

*Tous d'abord le bon Dieu de nous avoir donné le courage et la patience pour mener à bon terme ce travail.*

*Nous tenons à remercier vivement notre promoteur Mr. BOUSSAFEUR Kaci pour ses précieux conseils et son orientation.*

*Nous adressons un remerciement particulier à Mr. HADDID Rachid pour sa gentillesse et son aide.*

*Nos vifs remerciements s'adressent également à Mr. HAMZAOUI qui a répondu à nos questions et de nous avoir donné la documentation.*

*Nous tenons également à remercier Mr. MAHIOUZ, Mr. CHEBBAH, Mr. CHIKIRED et Mr. TIMIZAR pour leur aide et leurs judicieux conseils.*

*Nous remercions chaleureusement les membres du jury pour l'honneur qu'ils ont nous font en acceptant de juger ce mémoire de fin d'études.*

*Nous tenons à remercier tous les enseignants du département de génie mécanique, et plus particulièrement ceux qui ont contribué à notre formation.*

*Enfin, nous remercions toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin au bon accomplissement de notre travail.*



## *Dédicaces*

*Si nous goutions pas à l'adversité, la réussite ne serait pas tant appréciée.*

*Quoi que de plus que de pouvoir partager les meilleurs moments de sa vie avec Les êtres qu'on aime. Arrivé au terme de mes études, Toute ma gratitude, mon affection et mon profond respect en témoignage de ce modeste travail vont :*

*A celle* qui s'est toujours dévouée et sacrifiée pour moi ; celle qui m'a aidée du mieux qu'elle pouvait pour réussir ; celle qui m'a accompagnée tout au long de ce parcours périlleux ; celle qui a toujours été là dans mes moments de détresse, ma très chère grand-mère.

*A ceux* qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

*A ceux* qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance.

☉ *A mes parents.*

☉ *A ma sœur : feroudja.*

☉ *A mes frères : ismail, bélaid, karim et mourad.*

☉ *A ma chère binôme Kahina et à toute sa famille*

☉ *A tous mes amis sans exception, en particulier :*

*RACHID, FATMA, KENZA, ALDJIA, ALI, HAKIMA, ZINEB, NADIA et surtout ASIREM.*

☉ *A toute la promotion Master2 .2013.*

*Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, L'amour, le respect, la reconnaissance...*



*Celia*



## *Dédicaces*

*J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts, rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.*

*A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.*

*A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance.*

☉ *A mes parents.*

☉ *A ma sœur : **NAIMA**.*

☉ *A mes frères : **MOHEND, HAMZA et ZINEDDINE**.*

☉ *A ma chère binôme **CELIA** et à toute sa famille*

☉ *A tous mes amis sans exception, en particulier : **ACHOUR, FATAH, HAKIMA, FATMA, KENZA, MAHDJOBA, NADIA, ZINB, SONIA, TAOUS** et surtout **SILYONA**.*

☉ *A toute la promotion Master2 .2013.*

*Kahina*



<b>Remerciements</b> .....	I
<b>Dédicaces</b> .....	II
<b>Table de matières</b> .....	III
<b>Lise des figures</b> .....	VII
<b>Liste des tableaux</b> .....	IX
<b>Liste des symboles</b> .....	X
<b>Introduction</b> .....	1
<b>Chapitre I : Généralités sur les turbomoteurs</b>	
I.1. Eléments de base d'un turbomoteur .....	2
I.1.1. Compresseur .....	2
I.1.2. Chambre de combustion.....	2
I.1.3. Turbine .....	3
I.2. Différents types de turbomoteurs .....	3
I.2.1. Turbomoteur à turbine liée.....	3
I.2.2. Turbomoteur à turbine libre .....	4
I.2.3. Turbomoteur à récupération.....	4
I.2.3.1. Intérêt de la récupération .....	4
I.2.3.2. Principe de fonctionnement .....	5
I.3. Cycle thermodynamique .....	6
I.3.1. Définition .....	6
I.3.2. Cycle du turbomoteur .....	6
a- Cycle théorique du turbomoteur .....	6
b- Cycle réel du turbomoteur .....	8
c- Cycle du turbomoteur avec récupération.....	9
d- Cycle du turbomoteur avec échangeur imparfait, réel .....	10
I.4. Les principaux domaines d'utilisation du turbomoteur .....	10
<b>Chapitre II : Rappels de la mécanique des fluides et la dynamique des gaz</b>	
II.1. Rappels de la mécanique des fluides .....	12
II.1.1. Introduction .....	12
II.1.2. Définition d'un fluide .....	12
II.1.2.1. Fluide parfait.....	12
II.1.2.2. Fluide réel .....	12
II.1.3. Equations de la dynamique des fluide .....	13
II.1.3.1. Equation de conservation de la masse .....	13
II.1.3.2. Equation de conservation de quantité de mouvement .....	15
II.1.3.3. Équation d'énergie.....	16
II.1.3.4. Equation d'état du fluide .....	17
II.2. Rappels dynamique des gaz.....	17
II.2.1. vitesse du son.....	17
II.2.2. Nombre de Mach .....	18
II.2.3. Equation de ZEUNER .....	18

II.2.4. Equation de BARRE SAINT-VENANT .....	19
II.2.5. Etat générateur .....	19
II.2.5.1. Grandeurs génératrices .....	20
II.2.5.2. Grandeurs critiques .....	21
II.2.6. Théorème de HUGONIOT .....	22

### **Chapitre III : Chambre de combustion**

III.1. Définition .....	24
III.2. Types de chambre de combustion .....	24
III.2.1. Chambre annulaire .....	24
III.2.2. Chambre de combustion multiple .....	25
III.2.3. Chambre de combustion tubo-annulaire (mixte).....	26
III.3. Section combustion .....	27
III.4. Matériaux utilisés .....	28
III.5. Processus de combustion.....	28
III.6. Combustible .....	29
III.7. Paramètres utilisés en combustion .....	29
III.8. Stabilité de la flamme.....	30
III.9. Etude énergétique de la chambre de combustion .....	31
III.10. Calcul de la chambre de combustion.....	33
III.10.1. Calcul du débit de combustible .....	33
III.10.2. Calcul des paramètres thermodynamique à l'entrée de la chambre de combustion.....	35
III.10.3. Calcul des paramètres thermodynamique à la sortie de la chambre de combustion .....	36
III.10.3.1. Coefficient isentropique des produits de combustion .....	36
III.10.3.2. Chaleur massique des produits de combustion .....	36
III.10.3.3. Nombre de Mach .....	36
III.10.3.4. Pression totale .....	36
III.10.3.5. Température totale.....	37
III.10.3.6. masse volumique .....	37
III.10.3.7. vitesse des gaz .....	37

## **Chapitre IV : Etude de la turbine**

IV.1. Définition .....	38
IV.2. Description .....	38
IV.3. Principe de fonctionnement.....	38
IV.4. Classification des turbines .....	39
IV.4.1. Turbine à action .....	39
IV.4.2. Turbine à réaction .....	39
IV.5. Degré de réaction .....	39
IV.6. Triangle des vitesses .....	40
IV.7. Détermination du nombre d'étage.....	41
IV.8. Coefficient de travail.....	42
IV.9. Etude thermodynamique de la turbine .....	42
IV.9.1. Energie communiqué à la turbine .....	42
IV.9.2. Rendement de la turbine .....	43
IV.9.3. Taux de détente .....	44
IV.9.4. Travail de la turbine .....	44
IV.10. Calcul section de la turbine .....	45
IV.10.1. Calcul des paramètres moyens entre l'entrée et la sortie de la turbine .....	45
IV.10.2. Paramètre thermodynamique du fluide dans la turbine.....	46
IV.10.3. Elément du triangle des vitesses .....	48
IV.10.4. Paramètre thermodynamique du fluide à la sortie de l'étage.....	50
IV.10.5. Paramètre thermodynamique à l'entrée de la roue de premier étage .....	54
IV.10.6. Dimensionnement de l'étage de la turbine.....	56
IV.10.6.1. Diamètre moyen de l'étage .....	56
IV.10.6.2. Hauteur des aubes .....	57
IV.10.6.3 Diamètre intérieure et extérieure de l'étage .....	58

**Chapitre V : Aérodynamique et refroidissement des aubes**

V.1. Définition.....	62
V.2. Théorie des grilles d'aubes.....	62
V.2.1. Définitions relatives à l'aile .....	62
V.2.2. Grille d'aubes .....	63
V.3. Caractéristiques aérodynamique d'un profil .....	63
V.3.1. Portance .....	63
V.3.2. Traînée.....	64
V.4. Coefficients adimensionnels.....	65
V.4.1. Coefficient de portance .....	65
V.4.2. Coefficient de traînée .....	66
V.5. Efforts exercés sur les aubes .....	67
V.5.1 Effort tangentiel.....	67
V.5.2. Effort axial.....	67
V.6. Couple .....	68
V.7. Puissance échangée .....	68
V.8. Perte d'énergie dans la grille .....	68
V.9. Calcul aérodynamique .....	68
V.10. Refroidissement des aubes .....	76
V.10.1. Refroidissement par conduction .....	76
V.10.2. Refroidissement par convection multipasse .....	76
V.10.3. Refroidissement par " <i>film d'air</i> ".....	77
V.11. Matériaux.....	78
<b>Les performances d'un turbomoteur .....</b>	<b>80</b>
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>85</b>
<b>Annexes .....</b>	<b>86</b>
<b>Références bibliographiques .....</b>	<b>91</b>

**Chapitre I : Généralités sur les turbomoteurs**

Figure (I.1) : schéma des éléments de base d'un turbomoteur simple ..... 2

Figure (I.2) : Turbomoteur à turbine liée ..... 3

Figure (I.3) : Turbomoteur à turbine libre ..... 4

Figure (I.4) : Turbomoteur à récupération..... 5

Figure (I.5) : cycle théorique du turbomoteur ..... 7

Figure (I.6) : cycle réel d'un turbomoteur ..... 8

Figure (I.7) : cycle du turbomoteur avec récupérateur ..... 9

Figure (I.8) : cycle du turbomoteur avec échangeur imparfait..... 10

**Chapitre II : Rappels de la mécanique des fluides et de la dynamique des gaz**

Figure (II.1) : Elément de volume ..... 13

Figure (II.2) : Tube de courant ..... 15

Figure (II.3) : Conservation d'énergie..... 16

Figure (II.4) : Etat générateur..... 19

Figure (II.5) : Ecoulement dans une tuyère convergente divergente ..... 23

**Chapitre III : Chambre de combustion**

Figure (III.1) : Coupe d'une chambre de combustion ..... 24

Figure (III.2) : chambre de combustion annulaire..... 25

Figure (III.3) : Chambre de combustion multiple ..... 25

Figure (III.4) : Chambre de combustion tubo-annulaire ..... 26

Figure (III.5) : bougie d'allumage et détecteur de flamme ..... 27

Figure (III.6) : Répartition du débit d'air ..... 28

Figure (III.7) : Méthode de refroidissement de la chambre de combustion ..... 29

Figure (III.8) : Température et pression d'inflammation ..... 30

**Chapitre IV : Etude de la turbine**

Figure (IV.1) : aubage mobile et aubage fixe de la turbine à gaz ..... 38

Figure (IV.2) : étage à action et à réaction ..... 40

Figure (IV.3) : Triangle des vitesses pour une turbine à réaction ( $\sigma = 1/2$ ) ..... 41

Figure (IV.4) : Evolution du fluide dans la turbine ..... 43

Figure (IV.5) : Schéma d'un étage d'une turbine..... 57

**Chapitre V : Aérodynamique et refroidissement des aubes**

Figure (V.1) : Caractéristiques géométriques d'un profil d'aile isolée ..... 62

Figure (V.2) : Répartition des pressions autour d'un profil d'aile ..... 64

Figure (V.3) : Vitesse d'écoulement sur un profil.  $V_{extrados} > V_{intrados}$  ..... 64

Figure (V.4) : Effort exercée sur une aube isolée placée dans un courant de fluide..... 65

Figure (V.5) : Schéma d'une grille d'aube..... 67

Figure (V.6) : Coefficient de modification du coefficient  $C_z$  dans une grille d'aube ..... 75

Figure (V.7) : circuit d'air de refroidissement ..... 76

Figure (V.8) : refroidissement de l'aube par convection multipasse ..... 77

Figure (V.9) : refroidissement de l'aube par film d'air ..... 77

Figure (V.10) : barrière thermique en céramique..... 78

Figure (V.11) : structure d'un aubage de la roue de la turbine ..... 79

**Chapitre I : Généralités sur les turbomoteurs**

**Chapitre II : Rappels de la mécanique des fluides et de la dynamique des gaz**

**Chapitre III : Chambre de combustion**

**Chapitre IV : Etude de la turbine**

Tableau (IV.1) : paramètres thermodynamique du fluide à la sortie d'étage..... 56

Tableau (IV.2) : paramètres thermodynamique du fluide à l'entrée de la roue ..... 56

**Chapitre V : Aérodynamique et refroidissement des aubes**

Tableau (V.1) : paramètres aérodynamique des aubes de la turbine..... 71

Tableau (V.2) : Efforts au niveau des aubes de la turbine ..... 74

*Lettres latines*

Symboles	Désignation	Unités
$C_p$	Chaleur massique à pression constante	$J/kgK$
$C_x$	Coefficient de trainé	/
$k$	Coefficient polytropique	/
$C_z$	Coefficient de portance	/
$r$	Constante des gaz parfait	$J/kgK$
$c$	corde	$m$
$\dot{m}$	Débit massique	$kg/s$
$\dot{v}$	Débit volumique	$m^3/s$
$D$	Diamètre	$m$
$h_t$	Enthalpie massique	$J/kg$
$e$	Epaisseur maximale	$m$
$F$	Force	$N$
$m$	masse	$kg$
$M$	Nombre de mach	/
$z$	Nombre d'aube	/
$n$	Nombre d'étage	/
$t$	Pas	$m$
$P_r$	Portance	$N$
$P$	Pression	$bar$
$P$	Puissance	$w$
$Q$	Quantité de chaleur massique	$J/kg$

## Liste des symboles

$f$	Rapport de mélange	/
$S$	Surface	$m^2$
$T$	Température	$k$
$T_r$	Trainée	$N$
$W_C$	Travail massique du compresseur	$j/kg$
$W_T$	Travail massique de la turbine	$j/kg$
$V$	Vitesse absolue	$m/s$
$N$	Vitesse de rotation	$tr/mn$
$U$	Vitesse périphérique	$m/s$
$W$	Vitesse relative	$m/s$
$v$	Volume	$m^3$

## Lettres grecques

Symboles	Désignation	Unités
$\varphi$	Angle de calage	<i>degré</i>
$\varepsilon$	Angle de glissement	<i>degré</i>
$\alpha$	Angle de flux absolu	<i>degré</i>
$\beta$	Angle de flux relatif	<i>degré</i>
$i$	Angle d'incidence	<i>degré</i>
$\gamma$	Coefficient isentropique	/
$\mu$	Coefficient de travail	/
$\sigma$	Degrée de réaction	/
$\theta$	Différence de température	$k$
$\varepsilon$	Efficacité de l'échangeur	/

## Liste des symboles

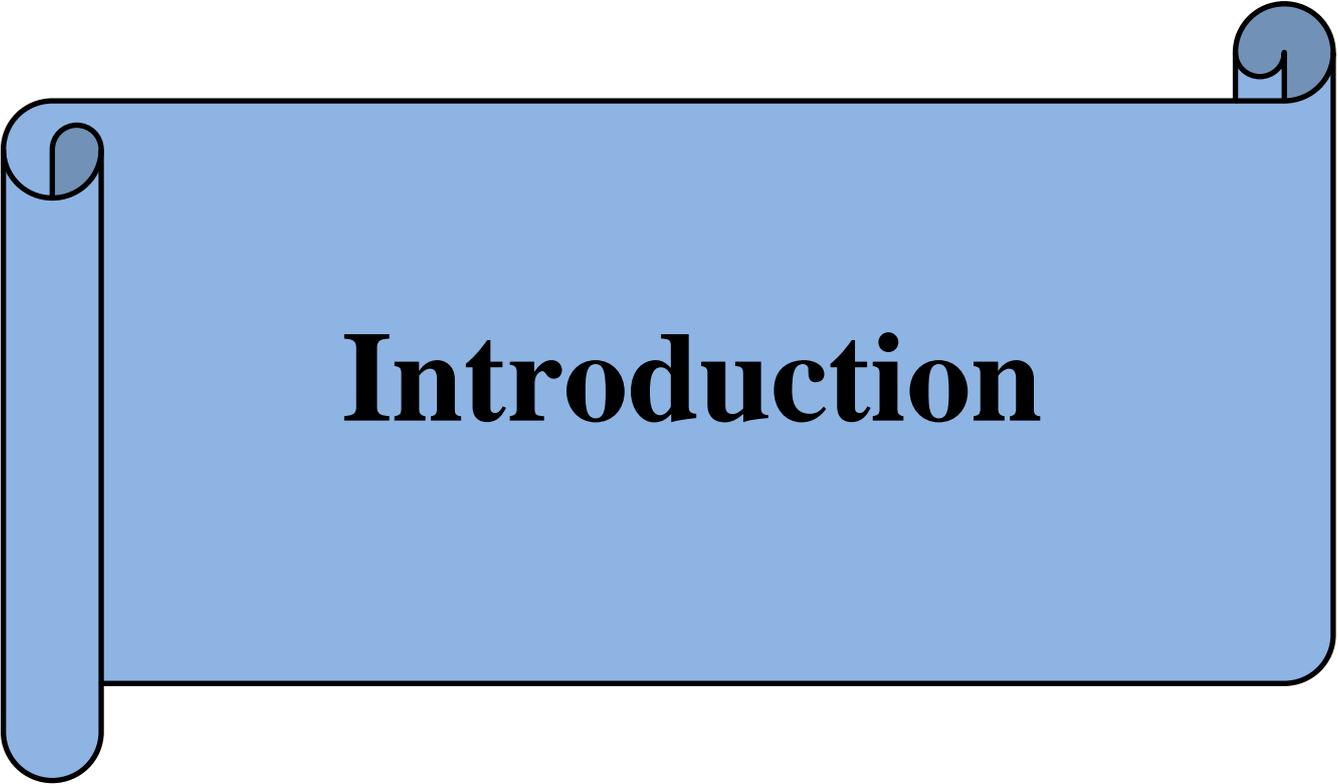
---

$\lambda$	Excès d'air	/
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$
$\eta$	Rendement	/
$\alpha$	Richesse	/
$\tau_c$	Taux de compression	/
$\tau_d$	Taux de détente	/

## Indices

Indice	Désignation
1	Entrée du compresseur
1'	Sortie du compresseur
2	Sortie de l'échangeur
3	Sortie de la chambre de combustion
4	Sortie de la turbine
4R	Sortie de l'échangeur
<i>th</i>	Thermique, théorique
<i>l</i>	Latéral
<i>g</i>	Etat générateur
<i>t</i>	Total
<i>c</i>	Etat critique, combustible, compresseur
<i>a</i>	Air, axial
<i>s</i>	Stœchiométrique
<i>cc</i>	Chambre de combustion
<i>m</i>	Moyenne

$u$	Périphérique
$is$	isentropique
$T$	Turbine
$P$	Polytropic
$d$	Dépense, détente
$e_I$	Etage 1
$e_{II}$	Etage 2

A blue scroll graphic with a black outline, featuring a vertical strip on the left side and a small scroll-up detail at the top right. The word "Introduction" is written in a bold, black, serif font in the center of the scroll.

# Introduction

# Introduction

---

Dès le 19<sup>ème</sup> siècle, avec l'essor industriel que connaissait le monde, les demandes en énergie n'ont cessé d'augmenter notamment en énergie thermique qui reste une énergie largement disponible et bon marché.

Cet essor a conduit à la construction de machines qui transforme cette énergie en travail mécanique, ou le fluide à énergie élevée est délivré d'une façon continue sur les aubes d'une ou plusieurs roues. Parmi celles-ci, on retrouve les turbomachines, turbomoteurs qui sont essentiellement la turbine à vapeur et turbine à gaz dénommé turbine à combustion.

Le turbomoteur actuel ne doit pas être considéré comme une invention récente de la technique ; le principe en est acquis depuis longtemps, le premier turbomoteur industriel opérationnel fut construit en 1930, et à la suite du développement des technologies correspondantes, les turbomoteurs ont progressivement remplacés les moteurs alternatifs dans la plupart de leurs applications (moteurs d'avions, centrales électriques, moteurs pour locomotives, compresseurs industriels). Les moteurs pour véhicules routiers constituent les seuls domaines réservés pour les moteurs à pistons.

La grande utilité de ces machines dans l'industrie est portée sur la nécessité de leur perfectionnement permanent en vue d'accroître leurs performances. Une solution technologique utilisée aujourd'hui pour l'amélioration du rendement de la turbine est l'utilisation d'un échangeur récupérateur qui servira au préchauffage de l'air comprimé à l'entrée de la chambre de combustion. En termes exergétiques, cela se traduit par une récupération des gaz évacués par la turbine. Les effets positifs sont la réduction de la consommation du combustible au niveau de la chambre de combustion.

L'objectif de ce travail est l'étude énergétique d'un turbomoteur industriel avec récupération, elle se résume en 5 chapitres.

Le chapitre I sera consacré aux généralités sur les turbomachines, rappels de mécanique des fluides et de dynamique des gaz.

Le chapitre II rappels de mécanique des fluides et de dynamique des gaz.

Le chapitre III traite l'étude de la chambre de combustion.

Le chapitre IV est consacré à l'étude de la turbine.

Le chapitre V l'aérodynamique et refroidissement des aubes.

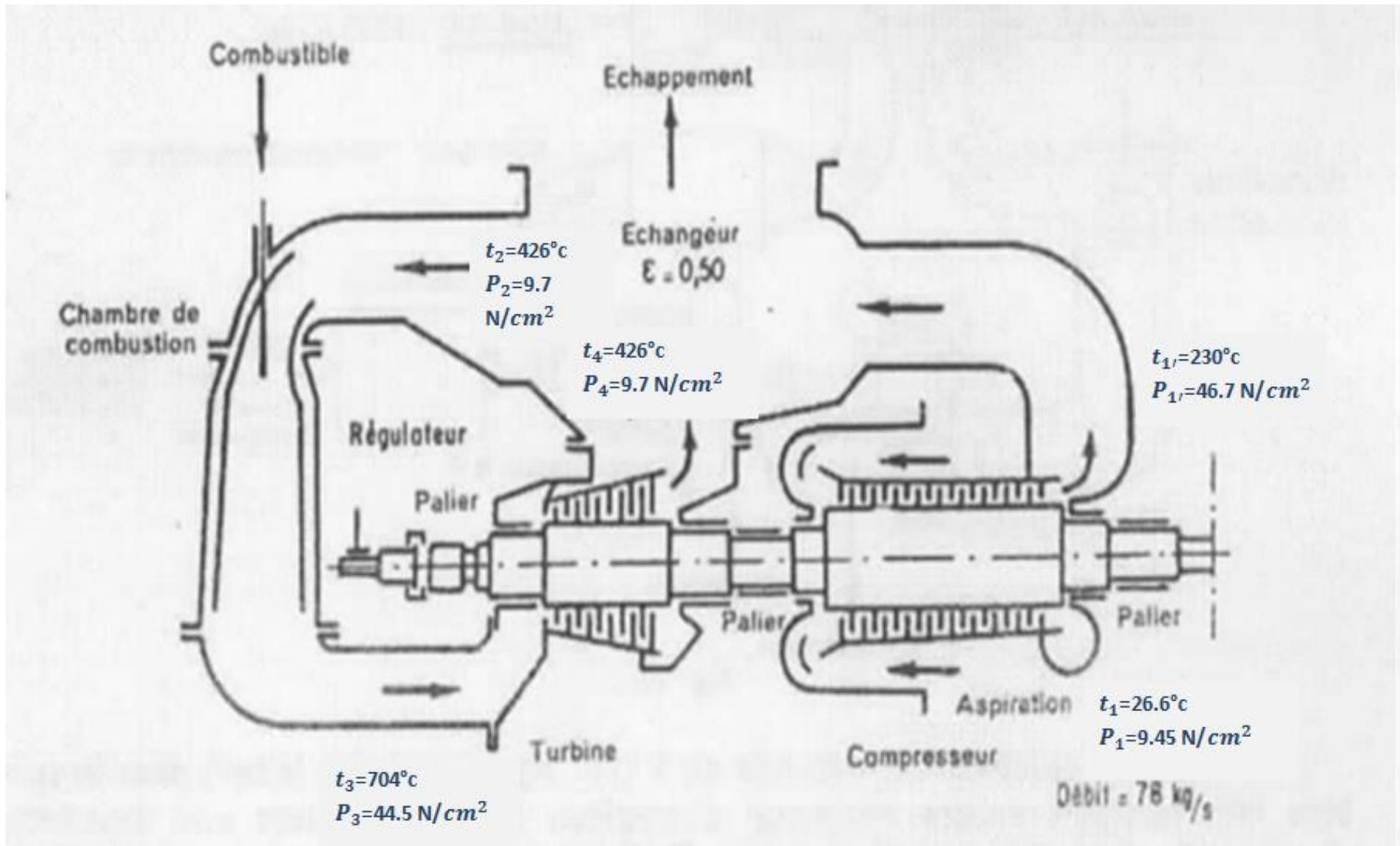
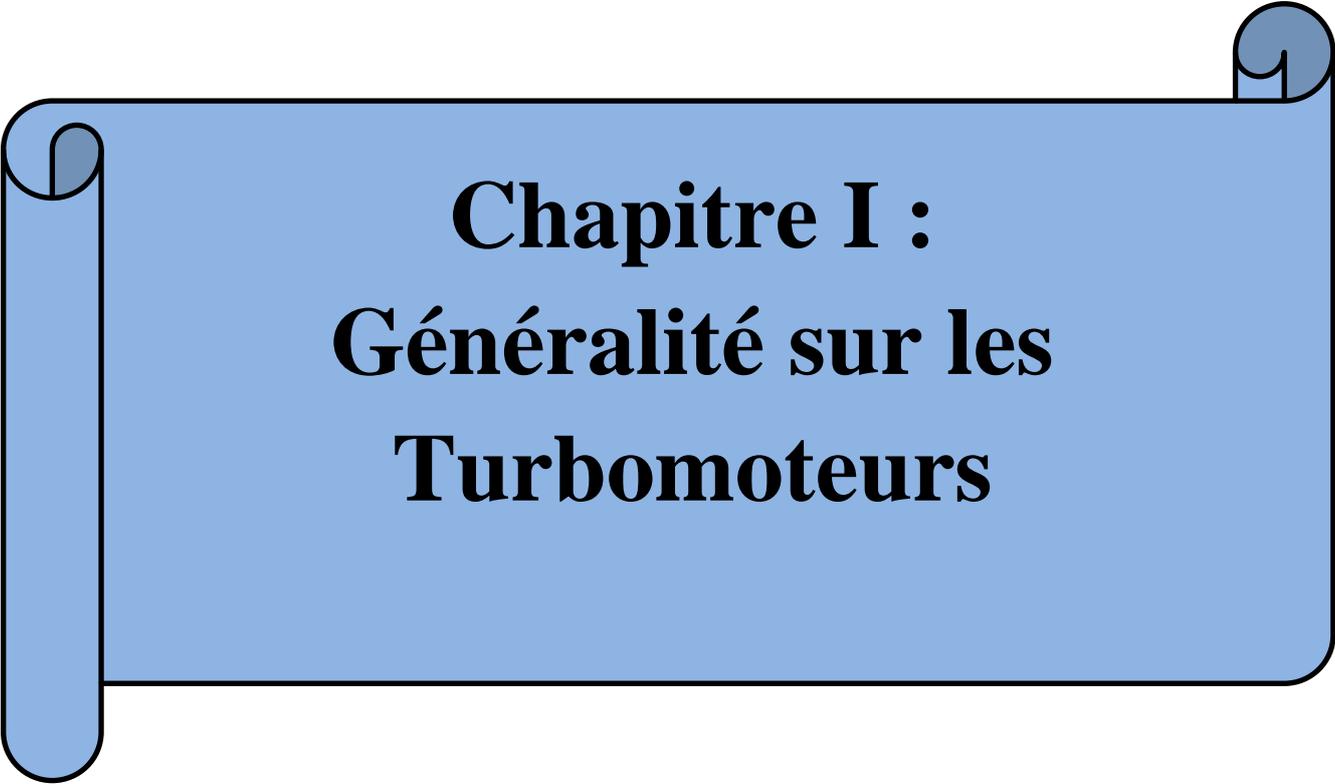


Figure (a) : schéma d'un turbomoteur à récupération [2].



**Chapitre I :**  
**Généralité sur les**  
**Turbomoteurs**

### I.1. Eléments de base d'un turbomoteur

Sous sa forme la plus simple, un turbomoteur est composé des éléments suivant :  
(figure : I.1)

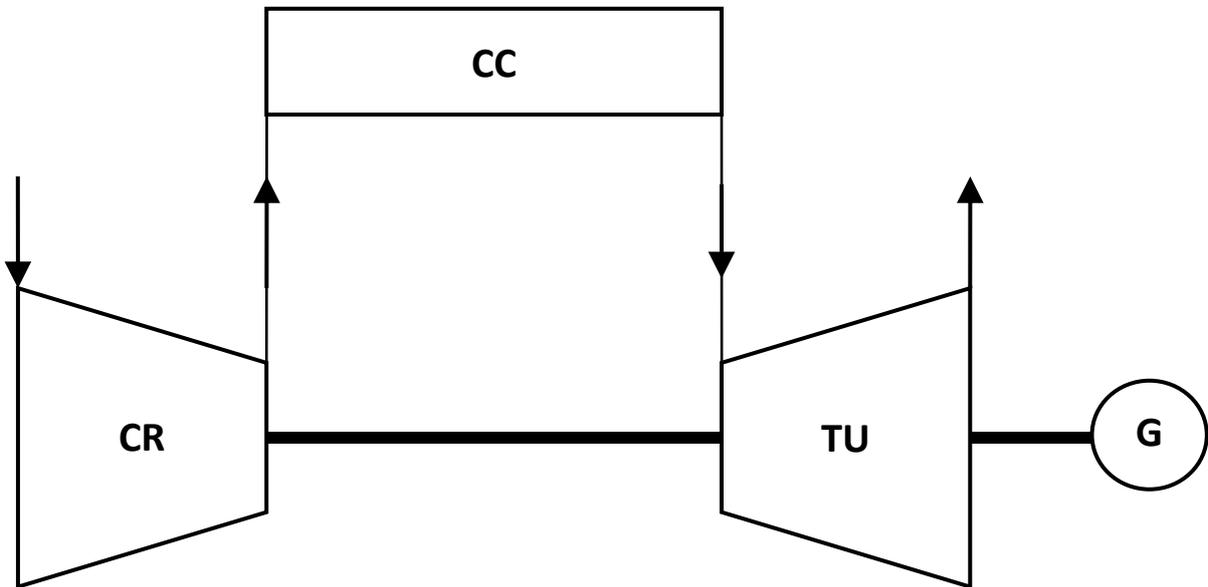


Figure (I.1) : schéma des éléments de base d'un turbomoteur simple

#### I.1.1. Compresseur

Le rôle du compresseur est de comprimer le fluide. La compression peut se faire volume par volume ; et on retrouve là le principe de fonctionnement des compresseurs dits volumétriques, ou bien en imprimant une certaine vitesse au fluide qui est transformée ensuite, par des mécanismes appropriés, en pression ; c'est de cette façon que fonctionnent les turbocompresseurs.

Ce sont les turbocompresseurs qu'on utilise dans le cas des turbomoteurs car ils permettent de comprimer de gros débits.

Parmi les turbocompresseurs on distingue :

- Les compresseurs centrifuges.
- Les compresseurs axiaux.

#### I.1.2. Chambre de combustion

Le rôle de la chambre de combustion consiste à brûler un mélange d'air provenant du compresseur et de carburant et à canaliser les gaz issus de la combustion vers la turbine (transformation de l'énergie chimique potentielle contenu dans le carburant en énergie calorifique).

### I.1.3. Turbine

Les turbines des turbomoteurs sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique. Il existe deux types :

- Turbine axiale :

Un étage d'une turbine axiale est composé d'une grille d'aubes fixes appelée distributeur et d'une grille d'aubes mobiles appelée roue.

- Turbine centripète ou radiale :

Elle est également constituée de deux éléments qui sont le distributeur et le rouet.

## I.2. Différents types de turbomoteurs

On distingue trois types de turbomoteurs :

### I.2.1. Turbomoteur à turbine liée

La machine la plus simple est la turbine liée appelée encore turbine fixe ou turbine solide Figure (I.2). Elle comporte, outre la chambre de combustion, un seul ensemble tournant, arbre sur lequel sont montés le compresseur et la turbine de détente ; le tout combine les fonctions de générateur de gaz (entraînement du compresseur) et de récepteur (prise de puissance). Bien souvent, un boîtier d'engrenage ou réducteur de vitesse vient compléter le turbomoteur afin de faciliter son accouplement.

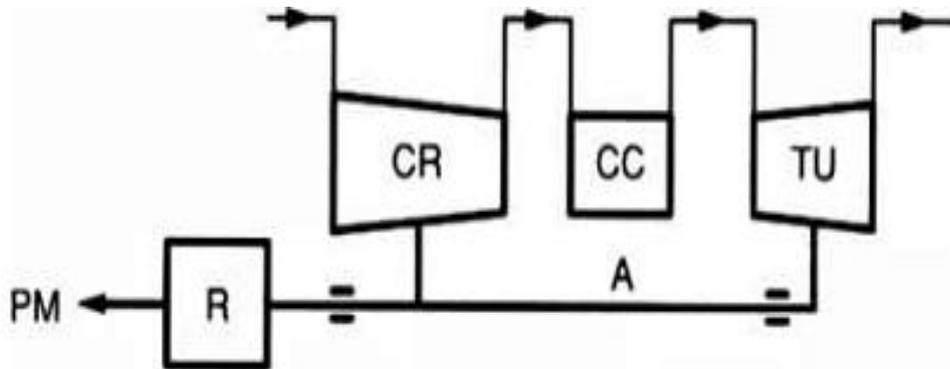


Figure (I.2) : Turbomoteur à turbine liée

- **CR** : compresseur
- **TU** : turbine
- **A** : arbre
- **CC** : chambre de combustion
- **R** : réducteur de vitesse
- **PM** : prise de mouvement

### I.2.2. Turbomoteur à turbine libre

Il est constitué d'un générateur de gaz et d'un récepteur de puissance Figure (I.3).

Le générateur de gaz comporte, outre la chambre de combustion, un seul rotor commun au compresseur et la turbine ; ce dernier organe porte alors le nom de «turbine génératrice».

Le récepteur comprend l'organe de détente appelé turbine de puissance, monté sur un arbre indépendant de celui du générateur de gaz.

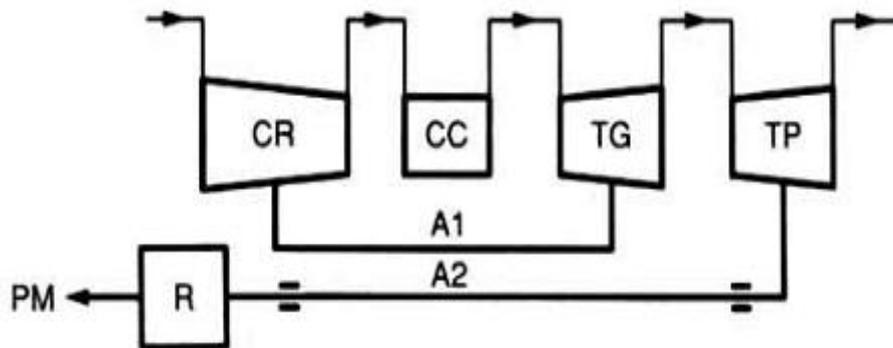


Figure (I.3) : Turbomoteur à turbine libre

- **CR** : compresseur
- **TG** : turbine génératrice
- **A** : arbre
- **CC** : chambre de combustion
- **R** : réducteur de vitesse
- **TP** : turbine de puissance
- **PM** : prise de mouvement

### I.2.3. Turbomoteur à récupération

#### I.2.3.1. Intérêt de la récupération

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus grandes dans une installation de turbine à gaz.

La perte peut être fortement réduite grâce à la récupération (Partille) de la chaleur des gaz sortant de la turbine, conformément au schéma de la Figure (I.4). Ce schéma, qui correspond au cas d'un turbomoteur à récupération, ne diffère de celui de la Figure (I.1) que par la présence d'un récupérateur, qui est un échangeur thermique permettant de réaliser une transmission de chaleur entre les gaz d'échappement de la turbine et l'air refoulé par le compresseur. Grâce à cet échange de chaleur (qui, bien entendu, n'est possible que si la température des gaz détendus est supérieure à celle de l'air comprimé), la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et, par conséquent, augmente le rendement.

Cette récupération de chaleur des gaz d'échappement consiste donc à réintroduire une partie de cette chaleur dans le cycle thermodynamique.[1]

### I.2.3.2. Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement de cette installation peut être illustré au moyen de ce schéma.

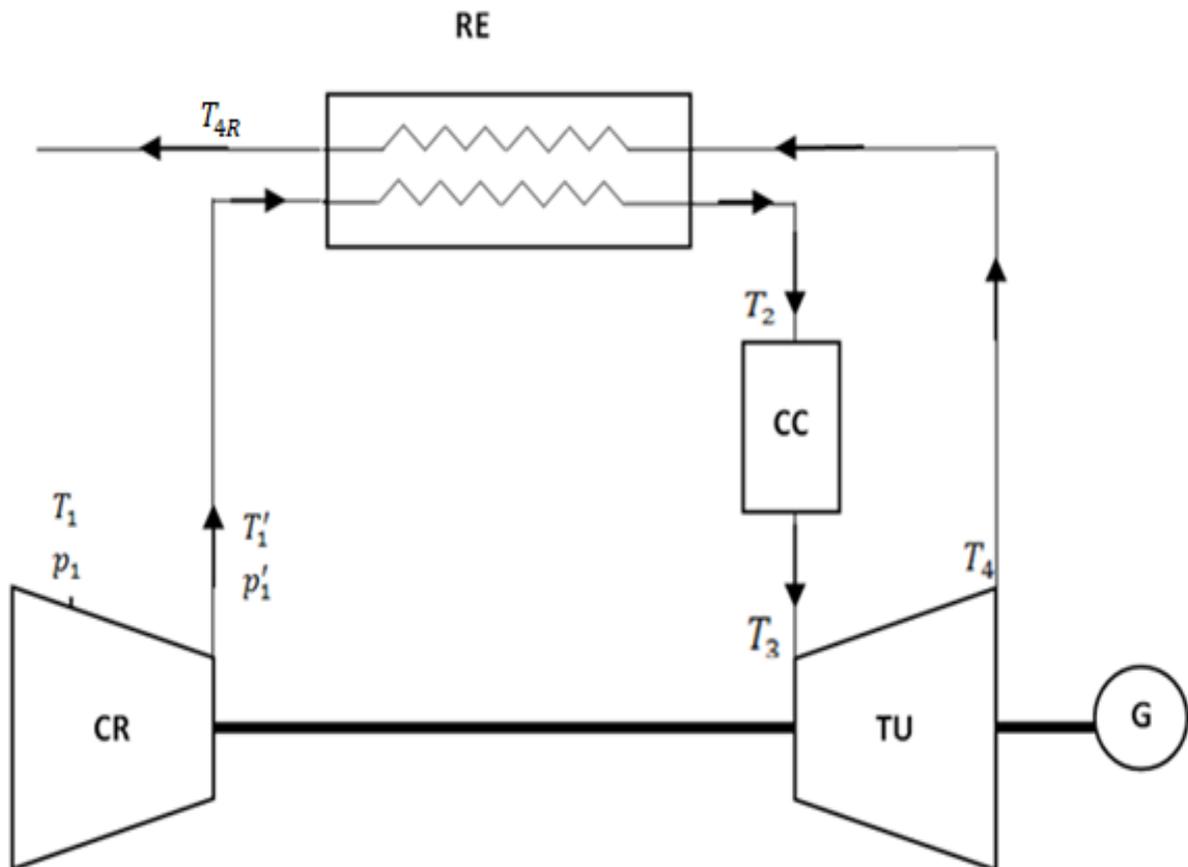


Figure (I.4) : Turbomoteur à récupération

Le turbomoteur à récupération est composé de quatre éléments :

- **CR** : compresseur
- **TU** : turbine
- **CC** : chambre de combustion
- **RE** : récupérateur

L'air à la température  $T_1'$  passe par l'échangeur (récupérateur) de chaleur RE et se réchauffe jusqu'à la température  $T_2$ . D'autre part, les gaz d'échappement traversent l'échangeur subissent à leur tour un abaissement de température par transmission de chaleur à

travers la surface d'échange du récupérateur. Les processus de chauffage et de refroidissement peuvent être décomposés en deux parties chacun. En effet, le chauffage  $1'$  à 3 est effectué dans le réchauffeur de  $1'$  à 2 et dans la chambre de combustion de 2 à 3, le refroidissement 4 à 1 a lieu dans le réchauffeur de 4 à 4R et dans l'atmosphère de 4R à 1. (Voir figure :I.4)

### I.3. Cycle thermodynamique

#### I.3.1. Définition

On désigne par cycle une évolution thermodynamique fermée ou l'état final coïncide avec l'état initial, la machine est sans cesse parcourue par les mêmes molécules de fluide.

Le terme cycle a été étendu à toute évolution thermodynamique, donc la notion du cycle ouvert désigne une évolution thermodynamique ou l'état final diffère de l'état initial.

#### I.3.2. Cycle du turbomoteur

Dans un turbomoteur le fluide change de nature au cours de son évolution. Il est d'abord air dans le compresseur et devient ensuite gaz de combustion dans et après la chambre de combustion. Le kg d'air se transforme en  $(1+x)$  kg de gaz de combustion ou  $x$  est l'apport du combustible. Le gaz de combustion est évacué à l'atmosphère et un nouveau kg d'air entre dans le compresseur.

Du point de vue thermodynamique le gaz de combustion est très voisin de l'air. Considérons, donc, que nous sommes en présence de l'air seul au cours de toutes les transformations subites par le fluide ; la fraction du combustible ajoutée à l'air est faible, nous pouvons la négliger et raisonner sur la masse d'air. L'air quitte la turbine à la pression atmosphérique et à une température élevée, nous allons imaginer qu'il subit une transformation isobare qui le ramène à l'entrée du compresseur à la température de l'air extérieur.

On distingue plusieurs cycles, qui sont les suivant :

#### a-Cycle théorique du turbomoteur

Le tracé du cycle sur le diagramme TS est immédiat, nous y reconnaissons :

- 1° la compression isentropique  $1-1'_{is}$  dans le compresseur supposé parfait.
- 2° la transformation isobare  $1'_{is}-3$  dans la chambre de combustion.
- 3° la détente isentropique  $3-4_{is}$  dans la turbine supposée parfaite.
- 4° la transformation isobare  $4_{is}-1$  qui ramène l'air à l'état initial 1.

Faisons le bilan thermique du cycle.

L'échange de chaleur avec l'extérieur se fait uniquement au cours de la transformation  $1'_{is}-3$  et  $4_{is}-1$ . [2].

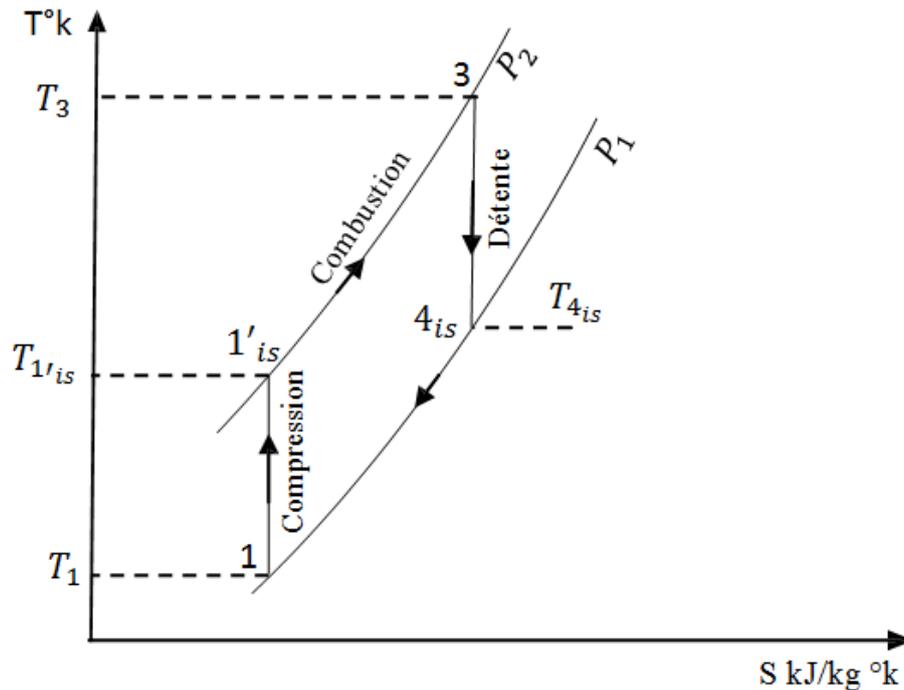


Figure (I.5) : cycle théorique du turbomoteur. [2]

Soit  $Q = C_p(T_3 - T_{1'is})$  la quantité de chaleur dépensée pour porter la température de  $1\text{ kg}$  d'air, de  $T_{1'is}$  à  $T_3$  (transformation  $1'is - 3$ ), écrire cette relation revient à considérer l'air comme un gaz parfait ; supposons de plus que  $C_p$  est constant au cours du cycle. Cela ne correspond pas tout à fait à la réalité,  $C_p$  croît avec la température et nous savons que la chaleur massique du gaz de combustion est un peu plus élevée que celle de l'air. Mais notre but ici est de faire un bilan simple aboutissant à des formules simples.

Désignons par  $W_c$  le travail nécessaire pour la compression de  $1\text{ kg}$  d'air suivant l'isentropique  $1 - 1'is$  (Figure I.5), et par  $W_T$  le travail fourni par la détente de  $1\text{ kg}$  de gaz suivant l'isentropique  $3 - 4is$ . Le travail utile  $W_u$  produit par  $1\text{ kg}$  de fluide décrivant le cycle  $1 - 1'is - 3 - 4is$  est donné par la relation : [1]

$$W_u = W_T - W_c = C_p [(T_3 - T_{4is}) - (T_{1'is} - T_1)]$$

Rendement thermodynamique du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{\text{énergiethéorique disponible}}{\text{énergiethermiquedépensée}}$$

$$\eta_{th} = \frac{T_3 - T_{4is} - (T_{1'is} - T_1)}{T_3 - T_{1'is}}$$

### b- Cycle réel du turbomoteur

Examinons rapidement les causes qui modifient sensiblement le cycle théorique précédent.

1° la compression se fait toujours sans échange de chaleur avec l'extérieur, mais avec frottement. Nous savons que le point final est en 1' tel que  $T_{1'} > T_{1'is}$ .

2° la combustion est imparfaite ; il y a des pertes par imbrulés, d'ailleurs faibles, puisque le rendement de la combustion qui chiffre ces pertes, est de l'ordre de 97 à 98 %[2].

3° il y a des pertes de charge dans la traversée de la chambre de combustion ; de ce fait la pression n'est pas tout à fait constante, Plus faible à la sortie qu'à l'entrée, de l'ordre de 1.5 %

4° la détente se fait avec frottements ; le point finale est en 4 tel que  $T_4 > T_{4is}$ .

5° la chaleur massique varie au cours du cycle ; elle dépend de la nature du gaz (air ou gaz de combustion) et de sa température, modifiant sensiblement les résultats que donne un calcul avec  $C_p$  constant.

6° la perte de chaleur par convection et rayonnement sur toute la surface extérieure calorifugée de l'installation est assez faible, négligée le plus souvent.

7° la perte par frottements mécanique (paliers de rotors) est faible elle aussi, puisque le rendement mécanique de l'ensemble est compris entre 0.95 et 0.98.[2]

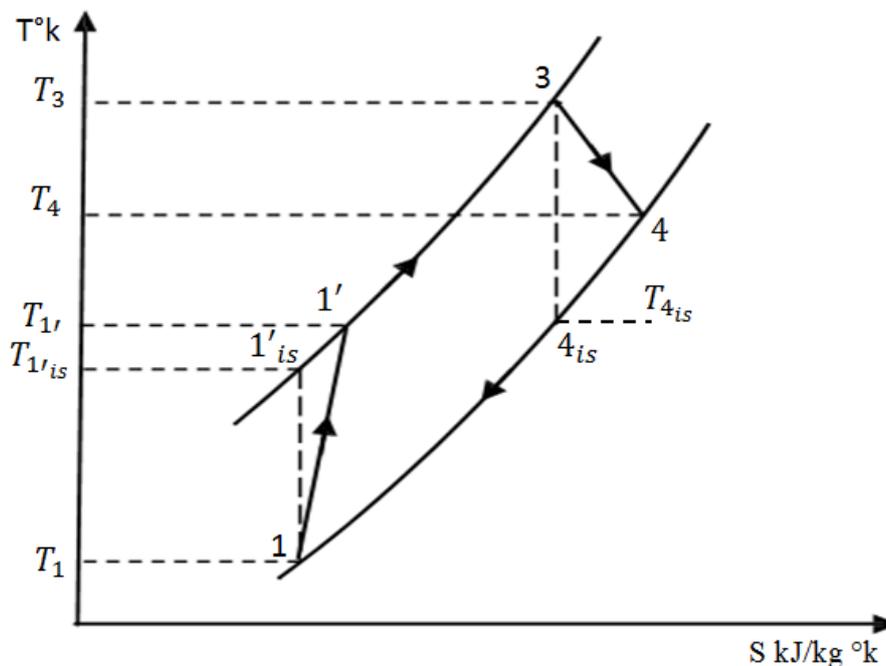


Figure (I.6) : cycle réel d'un turbomoteur. [2]

### c- Cycle du turbomoteur avec récupération

Le gaz de combustion quitte la turbine à une température encore élevée.

Une partie de la chaleur contenue dans ce gaz peut être utilisée à réchauffer l'air qui sort du compresseur ; cela suppose donc un échangeur thermique ou récupérateur qui complique l'installation, mais le rendement sera amélioré.

Considérons le cycle théorique étudié (Figure : I.5), que nous reproduisons dans la (Figure : I.7). La masse d'air de 1 kg est réchauffée à pression constante  $P_2$  jusqu'en 2 et la masse de gaz est refroidie jusqu'en 4R.

Dans un échangeur parfait à surface d'échange infinie. La température finale de l'air est égale à la température d'entrée du gaz, donc :  $T_2 = T_{4is}$  et  $T_{4R} > T_{1'is}$ . Nous reportons donc les points 2 et 4R sur le diagramme. [2].

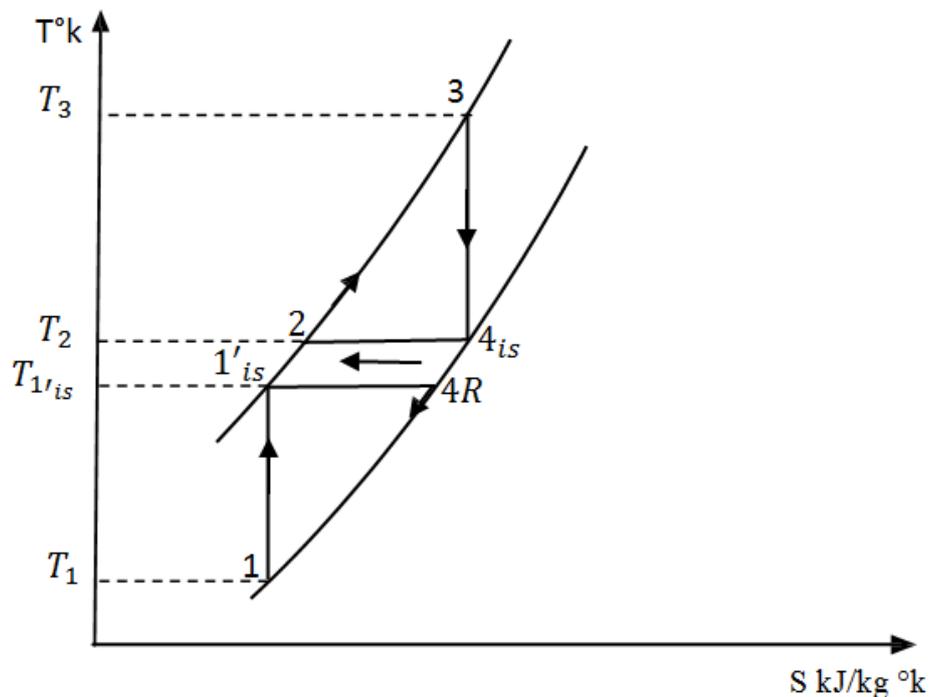


Figure (I.7) : cycle du turbomoteur avec récupérateur. [2]

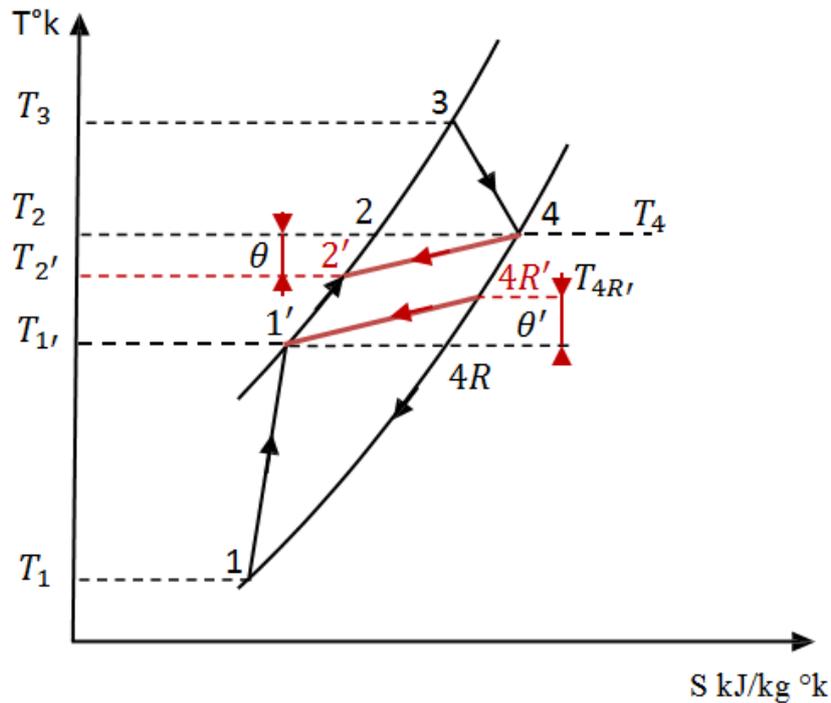
**d-Cycle du turbomoteur avec échangeur imparfait, réel**

Figure (I.8) : cycle du turbomoteur avec échangeur imparfait. [2]

Remarque : si l'échangeur n'est pas parfait, nous obtenons encore :

$$\theta = \theta' \text{ Ou bien } T_{2'} - T_{1'} = T_4 - T_{4R'} \text{ mais } T_{2'} < T_4 \text{ et } T_{4R'} > T_{1'}$$

On appelle efficacité d'un échangeur thermique le rapport :

$$\varepsilon = \frac{\text{chaleur échangée élément}}{\text{chaleur maximale échangée dans un échangeur parfait}}$$

L'efficacité d'un échangeur de turbomoteur est souvent  $\varepsilon = 0.5$ , parfois  $\varepsilon = 0.8$ , mais cela suppose une surface d'échange importante, donc un appareil encombrant est lourd.[2].

**I.4. Les principaux domaines d'utilisation du turbomoteur**

Bien qu'extrêmement nombreuses et variées, les principales utilisations des turbomoteurs peuvent être regroupées sous six rubriques. [3]

**I.4.1. Turbomoteurs d'hélicoptères**

Dans cette application, la prise de mouvement du turbomoteur est couplée aux rotors de l'hélicoptère par l'intermédiaire d'un boîtier d'engrenages, la boîte de transmission principale.

**I.4.2. Turbopropulseurs**

Ce nom est donné aux turbomoteurs qui entraînent une hélice d'avion (traction ou propulsive).

**I.4.3. Turboalternateurs**

L'organe récepteur du turbomoteur est alors un alternateur entraîné directement ou par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse. La formule turbine liée est généralement préférée à la turbine libre car elle permet de fournir un courant de fréquence très stable même en cas de variations fortes et brutales de l'énergie demandée.

**I.4.4. Turbopompes**

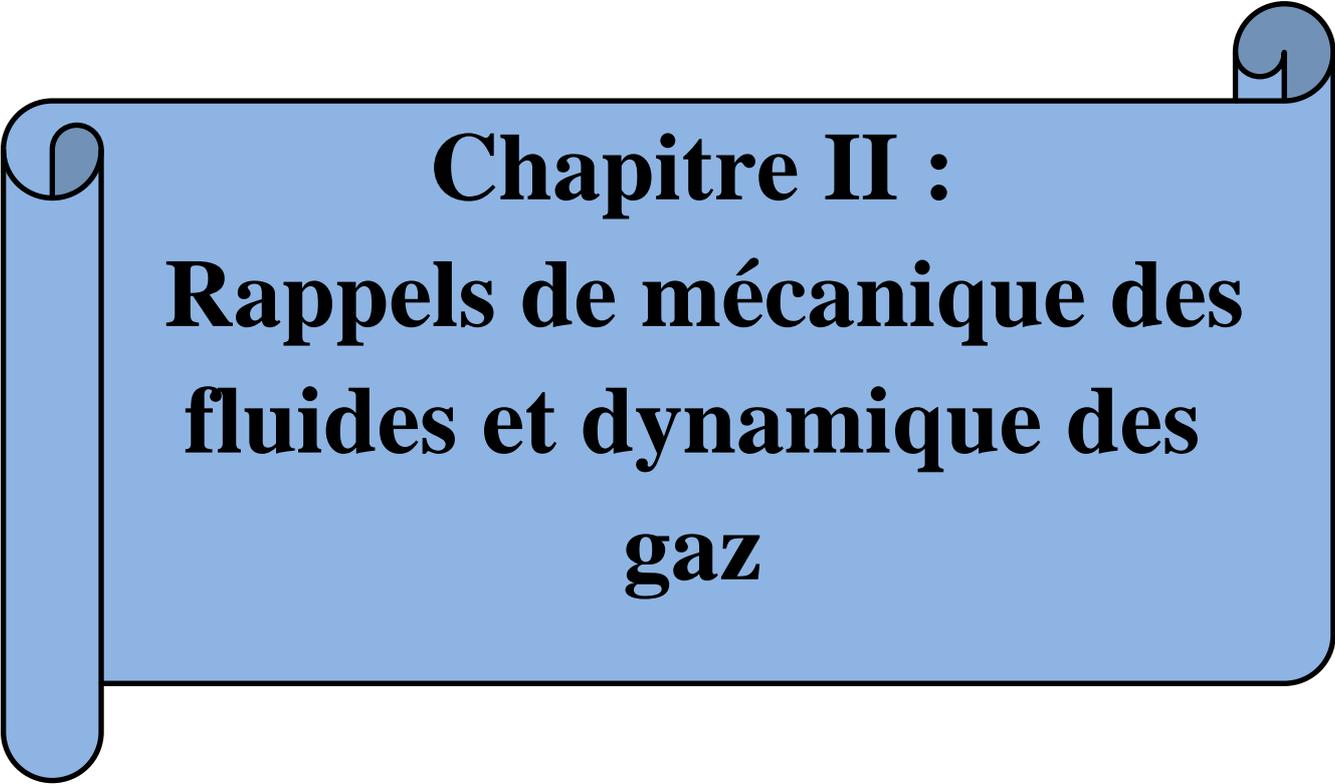
Le récepteur est cette fois une pompe. Dans cette catégorie on rencontre les groupes d'incendie et les groupes de pompage et de circulation largement utilisés dans l'industrie pétrolière.

**I.4.5. Turbogénérateur d'air comprimé**

Deux configurations apparaissent selon que l'air comprimé est fourni par compresseur d'air entraîné, ou tout simplement prélevé sur le compresseur de la turbine à gaz.

**I.4.6. Groupes auxiliaires de puissance**

Ces machines combinent les fonctions de turboalternateur (générateur d'électricité), de générateur d'air comprimé et aussi de production de chaleur par le biais d'un récupérateur thermique installé à l'échappement.



**Chapitre II :**  
**Rappels de mécanique des**  
**fluides et dynamique des**  
**gaz**

## II.1. Rappels de la mécanique des fluides

### II.1.1. Introduction

La mécanique des fluides est la science qui étudie les fluides au repos ou au mouvement et leurs effets sur les corps qui les entourent que ce soit des surfaces solides ou d'autres fluides.

Il y a trois branches importantes en mécanique des fluides :

- La statique des fluides: c'est l'étude des fluides au repos ou en équilibre.
- La cinématique des fluides : c'est l'étude des écoulements du fluide en mouvement.
- La dynamique des fluides : c'est l'étude des écoulements des fluides dépendant des forces qui ont causé ces mouvements.

### II.1.2. Définition d'un fluide

Au sens de la Physique, les fluides sont des milieux discontinus constitués par assemblages d'atomes ou de molécules en mouvement relatif continu.

Au sens de la Mécanique des Fluides, on les considère comme des milieux continus doués de mobilité.

L'hypothèse générale de la continuité est qu'en chaque point  $M(x, y, z)$ , à chaque instant  $t$ , on puisse définir un certain nombre de propriétés physique : pression  $P$ , masse volumique  $\rho$ , température  $T$ , viscosité dynamique  $\mu$  etc....

On distingue deux types de fluide newtonien :

#### II.1.2.1. Fluide parfait

Fluide n'offrant aucune résistance à un changement de forme quelconque, c'est à dire entièrement dépourvu de viscosité. Le concept de fluide parfait ou de fluide non-visqueux est une approximation destiné à faciliter les études sur les fluides.

#### II.1.2.2. Fluide réel

Une autre caractéristique importante des fluides réels est, la viscosité, que l'on peut définir comme la propriété du fluide d'opposer une résistance à tout déplacement ou changement de forme. Celle-ci est caractérisée par un coefficient  $\mu$  appelé viscosité dynamique.

Les fluides possèdent un certain nombre de caractéristique, parmi lesquelles :

##### a. Fluide incompressible

Un fluide incompressible est un fluide dont la masse volumique  $\rho$  est constante. Dans la pratique on nomme fluide incompressible un fluide pour lequel  $\rho$  est indépendante de  $P$  et de la température  $T$ .

### b. Fluide compressible

Un fluide compressible est un fluide pour lequel il faut tenir compte des variations de  $\rho$  avec  $P$ .

#### II.1.3. Equations de la dynamique des fluides

Pour l'étude d'un problème de la physique on cherche toujours les équations le régissant.

En mécanique des fluides ces équations sont:

- Equation de conservation de masse ;
- Equation de conservation de la quantité de mouvement ;
- Equation de conservation d'énergie ;
- Equation d'état.

##### II.1.3.1. Equation de conservation de la masse

Soit un milieu fluide continu (ne comportant pas de trous d'air) sans sources ni puits. Considérons le parallélépipède fixe élémentaire  $dx_1, dx_2, dx_3$ . La figure (II.1) représente sa projection sur le plan 1,2. [4]

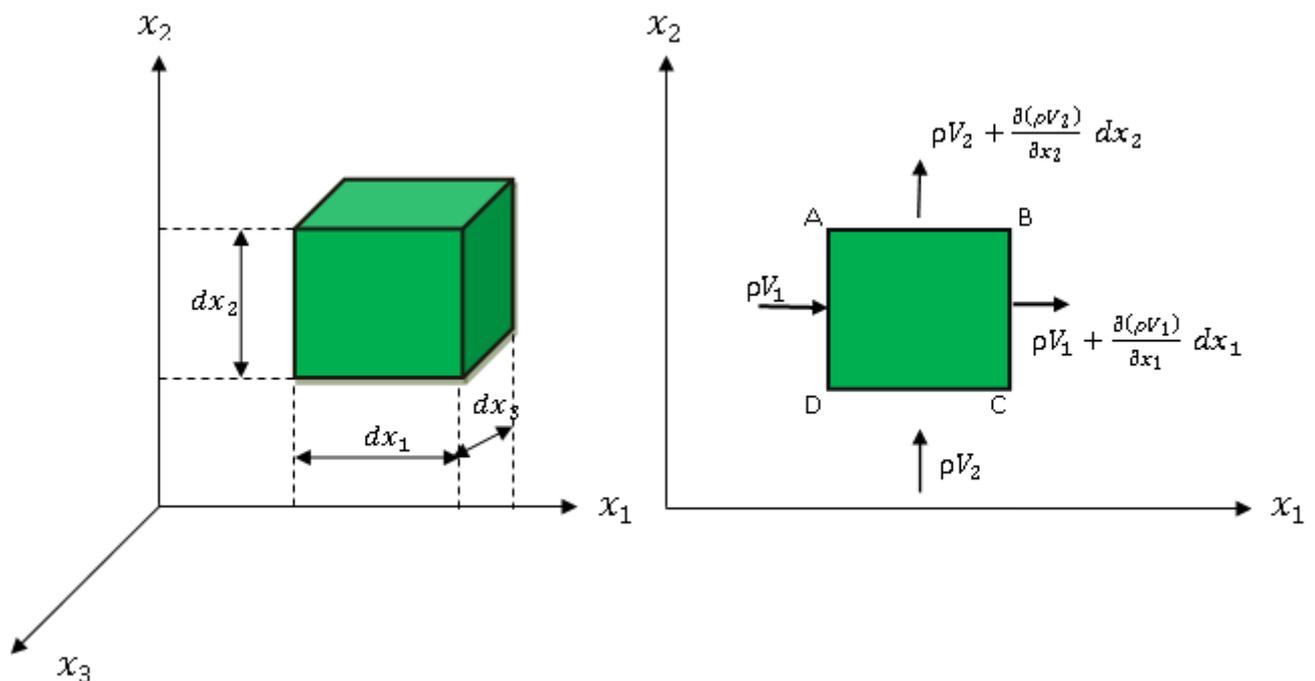


Figure (II.1) : Elément de volume. [4]

Le volume de liquide qui entre par la face AD dans le temps  $dt$  est :

$$V_1 dx_2 dx_3 dt$$

La masse correspondante est :

$$\rho V_1 dx_2 dx_3 dt$$

De même la masse qui sort par BC est :

$$\left[ \rho V_1 + \frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} dx_1 \right] dx_2 dx_3 dt$$

Le parallélépipède perd, pour ces deux faces, la différence entre la masse sortante et la masse entrante, c'est-à-dire :

$$\frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} dx_1 dx_2 dx_3 dt$$

On peut faire le même calcul pour les autres directions et, pour l'ensemble des six faces, la masse perdue est :

$$dm = \left[ \frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho V_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho V_3)}{\partial x_3} \right] dx_1 dx_2 dx_3 dt \quad (\text{II-1})$$

La masse qu'il contient à l'instant  $t$  est  $\rho dx_1 dx_2 dx_3$ . Sa diminution est :

$$dm = -\frac{\partial \rho}{\partial t} dx_1 dx_2 dx_3 dt \quad (\text{II-2})$$

En égalant les deux expressions (II-1) et (II-2), on obtient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho V_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho V_3)}{\partial x_3} = 0 \quad (\text{II-3})$$

Dite équation de continuité, que l'on peut encore écrire,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II-4})$$

#### a- Cas d'un écoulement permanent

Dans ce cas la masse volumique en un point est indépendante du temps.

L'équation(II-4)devient :

$$\text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II-5})$$

#### b- Cas d'un tube de courant en écoulement permanent

Si  $V$  et  $\rho$  sont la vitesse et la masse volumique dans une section droite  $S$  d'un tube de courant, l'équation de continuité devient :

- Pour un fluide compressible

$$\dot{m} = \rho S V = C^{te} \quad (\text{II-6})$$

- Pour un fluide incompressible

$$\dot{v} = S V = C^{te} \quad (\text{II-7})$$

### II.1.3.2. Equation de conservation de quantité de mouvement

L'équation des quantités de mouvement s'énonce comme suit :

" Quel que soit le domaine  $v$  de fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivée par rapport au temps des quantités de mouvement, est égal aux forces extérieures appliquées au domaine ".

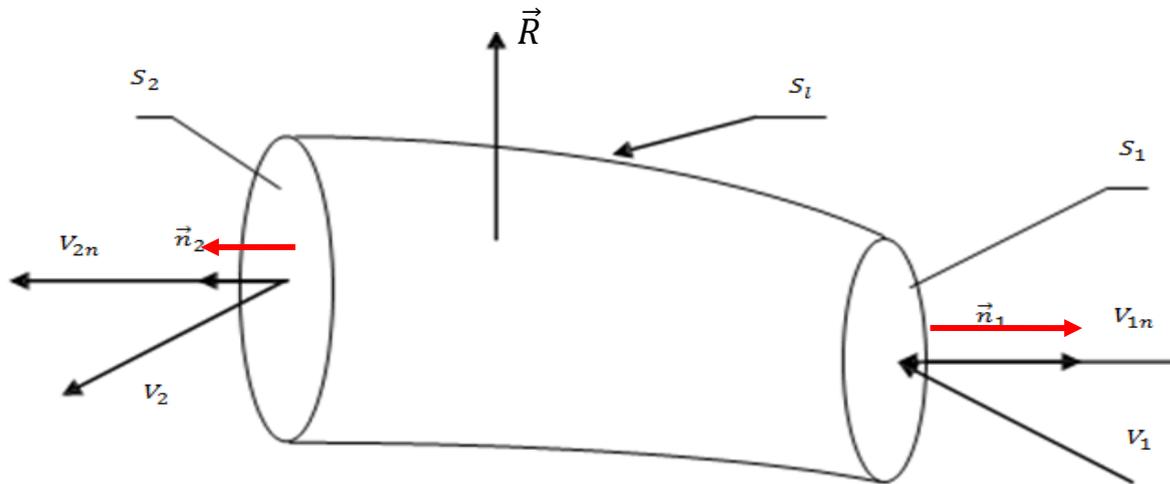


Figure (II.2) : Tube de courant

$$\sum \vec{F}_{ext} = \frac{d}{dt} (m \vec{V}) \quad (\text{II-8})$$

$$\sum \vec{F}_{ext} = \frac{d}{dt} \iiint_v \vec{V} \rho \, dv \quad (\text{II-9})$$

$$\sum \vec{F}_{ext} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_v \rho \vec{V} \, dv + \iint_S \rho \vec{V} V_n \, dS \quad (\text{II-10})$$

Le régime permanent est caractérisé par :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_v \rho \vec{V} dv = 0$$

De plus, s'il est conservatif, il résulte :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \dot{m} \vec{V}_2 - \dot{m} \vec{V}_1 \quad (\text{II-11})$$

### II.1.3.3. Équation d'énergie

Considérons l'écoulement d'une tranche de fluide, comprise entre les sections  $S_1$  et  $S'_1$  à l'instant  $t$  et entre  $S_2$  et  $S'_2$  à l'instant  $t + dt$ . Durant le laps de temps  $dt$  cette tranche échange un certain travail  $W$  (sur le schéma on a fait ressortir  $W'$ , le travail excluant le travail des forces de pression) et une certaine quantité de chaleur  $Q$  avec l'extérieur.

D'un point de vue mécanique et thermique, tout se passe comme si le petit  $dv$  compris entre  $S_1$  et  $S_2$  et à  $t$  se retrouvait entre  $S'_1$  et  $S'_2$  à  $t + dt$ . [5]

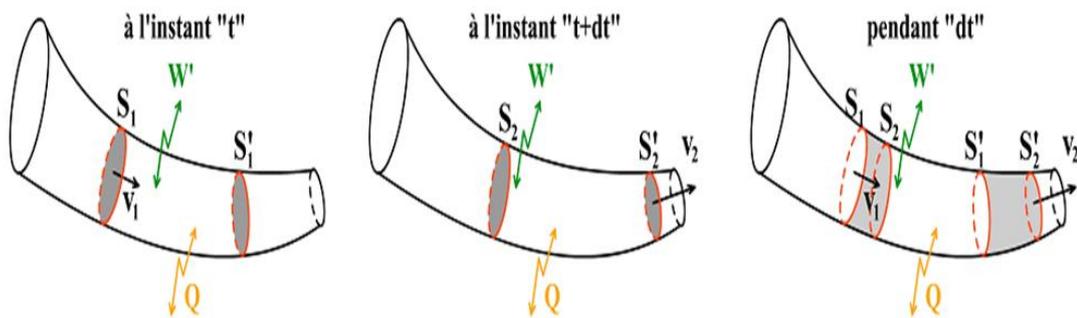


Figure (II.3) : Conservation d'énergie. [5]

L'écriture de 1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique pour système ouvert donne :

$$\Delta U + \Delta E_C + \Delta E_P = W + Q \quad (\text{II-12})$$

Soit

$$(U_2 - U_1) + (E_{C2} - E_{C1}) + (E_{P2} - E_{P1}) = W + Q \quad (\text{II-13})$$

Or,  $W$  et le travail total, somme du travail de transvasement (travail total échangé entre le système et l'extérieur) et du travail des forces de pression dû au reste du fluide :

$$W = W' + (P_1 v_1 - P_2 v_2) \quad (\text{II-14})$$

En regroupant les termes, on obtient donc :

$$(U_2 - U_1) + (E_{C2} - E_{C1}) + (E_{P2} - E_{P1}) = W' + (P_1 v_1 - P_2 v_2) + Q$$

$$(U_2 + P_2 v_2) - (U_1 + P_1 v_1) + (E_{C2} - E_{C1}) + (E_{P2} - E_{P1}) = W' + Q$$

En introduisant la définition de l'enthalpie  $H = U + Pv$  on aura :

$$(H_2 - H_1) + (E_{C2} - E_{C1}) + (E_{P2} - E_{P1}) = W' + Q \quad (\text{II-15})$$

Ou sous forme plus condensée :

$$\Delta H + \Delta E_C + \Delta E_P = W' + Q \quad (\text{II-16})$$

#### II.1.3.4. Equation d'état du fluide

Aux trois équations que nous venons de donner il y a lieu d'ajouter l'équation d'état du fluide :

$$f(P, \rho, T) = 0$$

Dans de nombreux calculs nous prendrons celle des gaz parfait :

$$\frac{P}{\rho} = rT \quad (\text{II-17})$$

Il sera cependant parfois nécessaire de représenter les variations d'état d'un fluide réel par une équation plus compliquée.

## II.2. Rappels dynamique des gaz

### II.2.1. vitesse du son

Un écoulement compressible est parcouru par des perturbations de pression. Il s'agit d'ondes de compression ou de détente. La vitesse du son dans le fluide correspond à la vitesse à laquelle se déplacent ces perturbations. Elle est définie par la racine carrée de la dérivée de la pression par rapport à la masse volumique au cours d'une évolution isentropique.

On a donc par définition :

$$a^2 = \frac{\partial P}{\partial \rho} \quad (\text{II-18})$$

Pour un écoulement isentropique de gaz parfait, on a : [4]

$$\frac{P}{\rho^{\gamma}} = C^{ste}$$

Ce qui implique :

$$\frac{\partial P}{\partial \rho} = \frac{\gamma P}{\rho} = a^2$$

Finalement :

$$a = \sqrt{\gamma r T} \quad (\text{II-19})$$

### II.2.2. Nombre de Mach

Le nombre du Mach  $M$  est une grandeur adimensionnelle définie comme le rapport entre la vitesse du fluide et la vitesse du son au sein de celui-ci :[4]

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma r T}} \quad (\text{II-20})$$

Différentes situations peuvent représenter :

- $V < a \quad \Rightarrow \quad M < 1$  : Ecoulement subsonique.
- $V = a \quad \Rightarrow \quad M = 1$  : Ecoulement sonique.
- $V > a \quad \Rightarrow \quad M > 1$  : Ecoulement supersonique.

### II.2.3. Equation de ZEUNER

Pour un écoulement adiabatique ( $Q = 0$ ) en l'absence de machine (pas de travail  $W' = 0$ ), l'équation d'énergie est : [5]

$$\Delta H + \Delta E_C + \Delta E_p = 0$$

En négligeant les forces de pesanteur, la variation d'énergie potentielle devient négligeable et il reste :

$$\Delta H + \Delta E_C = 0$$

Ou encore :

$$(H_2 - H_1) + \left( \frac{1}{2} V_2^2 - \frac{1}{2} V_1^2 \right) = 0$$

Qui se résume par :

$$H + \frac{1}{2} V^2 = C^{ste} \quad (\text{II-21})$$

La somme  $\ll H + \frac{1}{2}V^2 \gg$  est appelée énergie total du fluide. Ainsi, dans un écoulement adiabatique, l'énergie totale du fluide est constante.

#### II.2.4. Equation de BARRE SAINT-VENANT

Pour un gaz parfait on a :

$$H = C_p T$$

Or :

$$C_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} \text{ et } \frac{P}{\rho} = r T$$

En remplaçant  $\frac{P}{\rho}$ ,  $C_p$  et  $H$  par leurs expressions dans la relation (II-21), d'où la relation de Barré Saint-Venant :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 = C^{ste} \quad (\text{II-22})$$

#### II.2.5. Etat générateur

On appelle ainsi l'état du fluide en un point de l'écoulement où la vitesse est supposée nulle. On le caractérise par l'indice t. On peut en avoir une représentation physique approchée en supposant que l'écoulement est alimenté par un réservoir de grande dimension, dans lequel la vitesse est pratiquement nulle. [4]

Les caractéristiques à l'intérieur de ce réservoir sont alors celle de l'état générateur.

L'indice **g** correspond à l'indice t qui signifie l'état générateur.

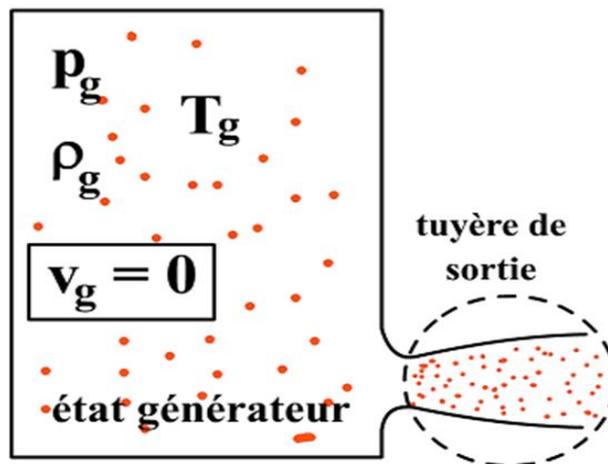


Figure (II.4) : Etat générateur

On exprime habituellement la constante du théorème de Barré de Saint Venant à partir de l'état générateur. En appliquant ce théorème entre l'état entre générateur et le point considéré, on :

$$\frac{V^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_t}{\rho_t}$$

Et

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

### II.2.5.1. Grandeurs génératrices

Par définition, les paramètres d'arrêt ( $h_t, T_t$  et  $P_t$ ) sont obtenus en arrêtant isentropiquement l'écoulement.

#### ❖ Température totale

Compte tenu de l'expression de la vitesse du son (II-19), le théorème de Barré de Saint-Venant s'écrit

$$\frac{V^2}{2} + \frac{a^2}{\gamma - 1} = \frac{a_t^2}{\gamma - 1}$$

Ou

$$\frac{V^2}{a^2} + \frac{2}{\gamma - 1} = \frac{2}{\gamma - 1} \frac{a_t^2}{a^2}$$

Mais comme

$$a_t = \sqrt{\gamma r T_t}$$

$$M^2 + \frac{2}{\gamma - 1} = \frac{2}{\gamma - 1} \frac{T_t}{T}$$

Ce que l'on peut écrire

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (\text{II-23})$$

#### ❖ Pression totale

On appelle transformation poly tropique toute transformation qui satisfait l'équation suivante :

$$T P^k = C^{te} \quad (\text{II-24})$$

Selon les valeurs particulières du coefficient polytropique  $k$ , on écrit :

- $k = 0$ , l'évolution est isobare.
- $k = 1$ , l'évolution est isotherme.
- $k = \gamma$ , l'évolution est isentropique.
- $k \rightarrow \infty$  : l'évolution est isochore.

Pour une évolution isentropique

$$T P^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_t P_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \Rightarrow \frac{P_t}{P} = \left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

D'où

$$\frac{P_t}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{II-25})$$

#### ❖ Masse volumique

De même, on peut obtenir la masse volumique totale.

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

On aura donc

$$\frac{\rho_t}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (\text{II-26})$$

#### II.2.5.2. Grandeurs critiques

Le point d'un écoulement, où  $V = a$  (soit  $M = 1$ ), est appelé point critique. Les caractéristiques du fluide en ce point sont dites caractéristiques à l'état critique. On désigne par l'indice c.

$$\frac{T_t}{T_c} = \frac{\gamma+1}{2} \quad (\text{II-27})$$

$$\frac{P_t}{P} = \left( \frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{II-28})$$

$$\frac{\rho_t}{\rho} = \left( \frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (\text{II-29})$$

### II.2.6. Théorème de HUGONIOT

Le théorème de HUGONIOT donne explicitement les variations de la section, de la vitesse et de la pression dans une canalisation à section variable pour différents régimes d'écoulement, considérant que l'écoulement est isentropique.[4]

a) Relation entre  $dS$  et  $dV$

En différentiant l'équation de conservation de la masse, on obtient

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{dV}{V} = 0$$

L'équation de Saint-Venant donne :

$$V dV + \frac{dP}{\rho} = 0$$

La vitesse du son est

$$a = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}}$$

On en tire :

$$\begin{aligned} dP &= a^2 d\rho \\ V dV &= -a^2 \frac{d\rho}{\rho} \\ \frac{d\rho}{\rho} &= -\frac{V dV}{a^2} = -\frac{V^2 dV}{a^2 V} = -M^2 \frac{dV}{V} \\ \frac{dS}{S} &= -\frac{dV}{V} - \frac{d\rho}{\rho} \\ \frac{dS}{S} &= \frac{dV}{V} (M^2 - 1) \end{aligned} \quad (\text{II-30})$$

**b) Relation entre  $dV$  et  $dP$** 

$$V dV = -\frac{dP}{\rho}$$

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{V^2} \frac{dP}{\rho} = -\frac{1}{M^2 a^2} \frac{dP}{\rho} = -\frac{dP}{M^2 \gamma P}$$

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{M^2 \gamma} \frac{dP}{P}$$

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{M^2 \gamma} \frac{dP}{P} \quad (\text{II-31})$$

Théorème de HUGONIOT donne l'interprétation de la première relation. Dans un écoulement adiabatique par tranches :

1° Si  $M < 1$  (vitesses subsoniques), la vitesse varie en sens inverse de la section  $dV > 0$  Si  $dS < 0$

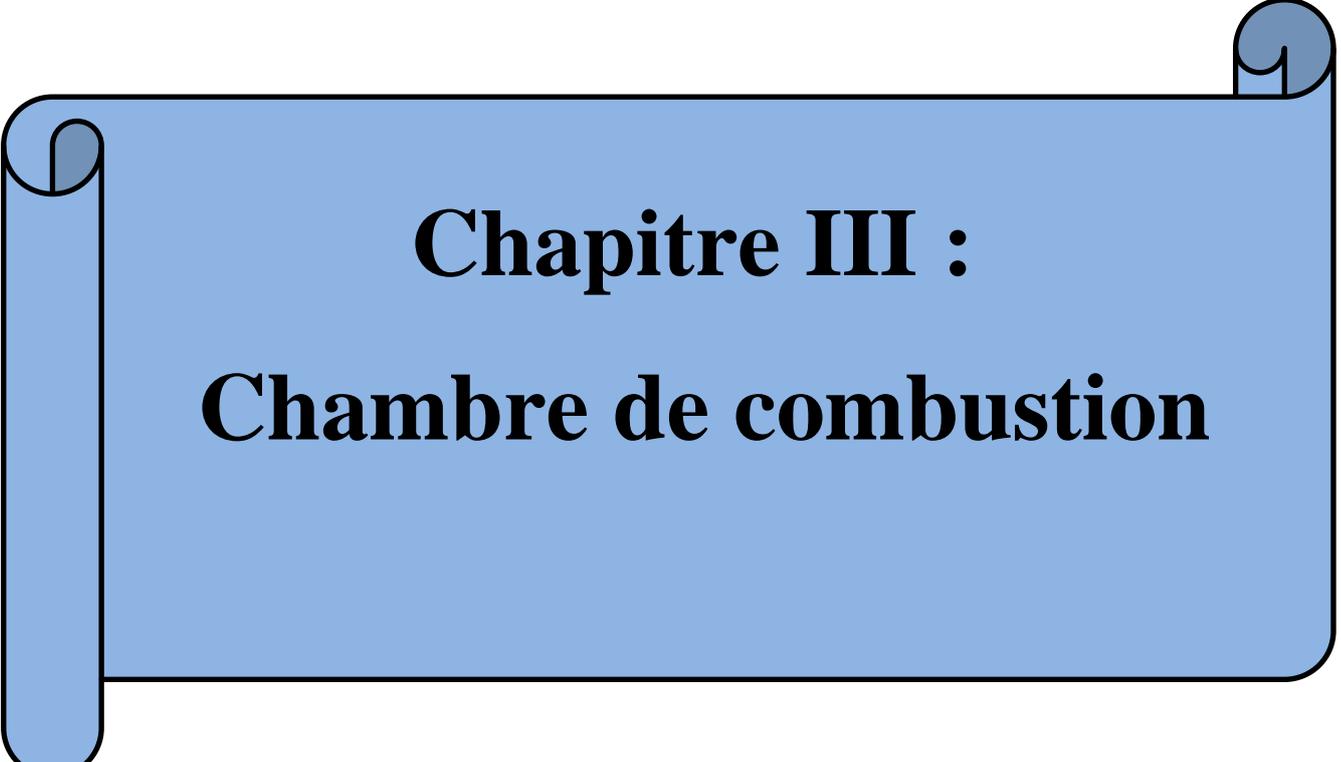
2° Si  $M > 1$  (vitesses supersoniques), la vitesse varie dans le même sens que la section  $dV > 0$  Si  $dS > 0$



Figure (II.5) : Ecoulement dans une tuyère convergente divergente

3° La vitesse du gaz ne peut être égale à la vitesse du son que dans une section de la canalisation où l'aire est minimale en effet « $V = a$ » d'où :  $\frac{dS}{S} = 0$  ce qui correspond à  $dS = 0$

La seconde relation montre que, dans tous les cas, la vitesse et la pression varient en sens inverse.



**Chapitre III :**  
**Chambre de combustion**

### III.1. Définition

La chambre de combustion est conçue pour assurer la combustion de l'air et du carburant afin de canaliser les gaz brûlés à la turbine à une température adéquate. La température des gaz brûlés ne doit pas dépasser la valeur limite définie par la nature du matériau de conception des aubes de la turbine. Environ un quart du volume total de l'air entrant dans la chambre de combustion est brûlé, le reste du volume d'air (air secondaire) est simplement chauffé ou utilisé comme fluide de refroidissement des gaz brûlés et des surfaces internes de la chambre de combustion.

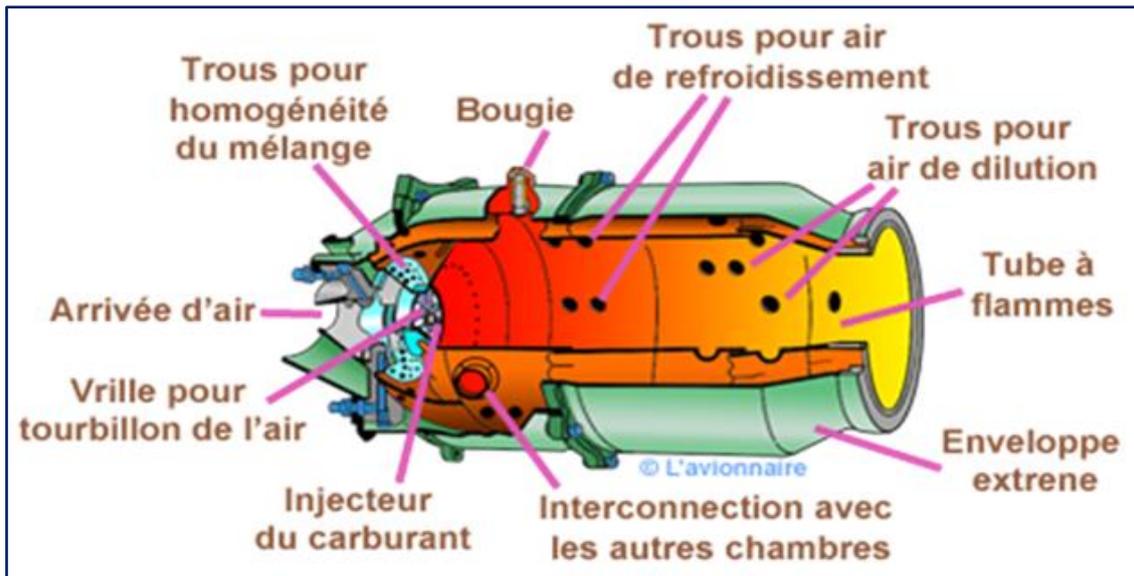


Figure (III.1) : Coupe d'une chambre de combustion

### III.2. Types de chambre de combustion

Il existe trois grandes catégories de chambres de combustion utilisées dans les moteurs générateurs de gaz. On distingue : chambre annulaire, chambres multiples et chambre tubulaire. [6]

#### III.2.1. Chambre annulaire

Il existe deux types :

- Chambres annulaires à flux direct ou le fluide se dirige axialement du compresseur vers la chambre. Elles sont particulièrement bien adaptées au turboréacteur possédant un compresseur axial.
- Chambres annulaires à flux inversé, qui s'adaptent bien au cas où le dernier étage du compresseur est centrifuge.

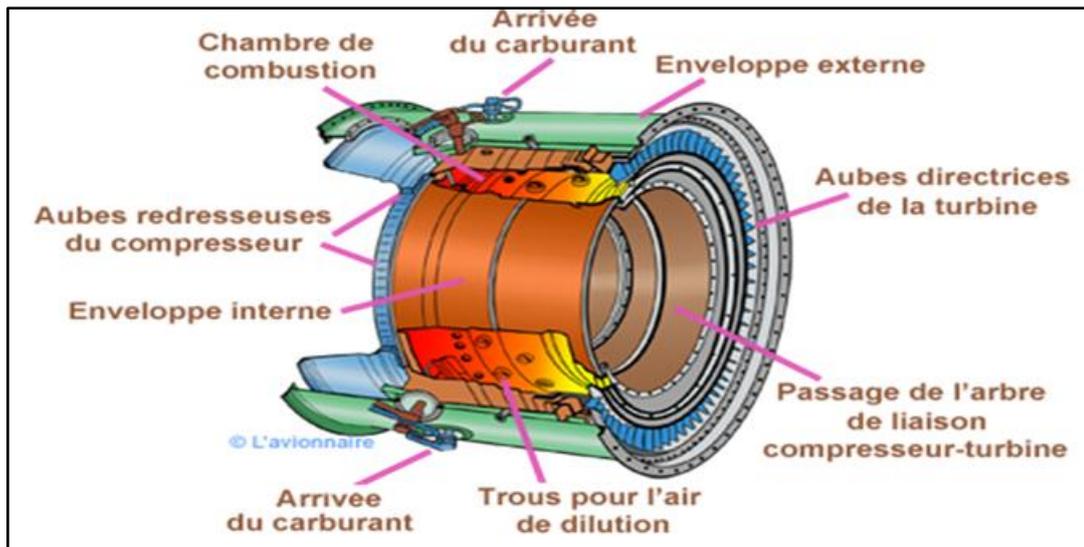


Figure (III.2) : chambre de combustion annulaire. [6]

### III.2.2. Chambre de combustion multiple

Les chambres individuelles sont disposées autour d'un axe de façon à ce que l'air délivré par le compresseur traverse les conduites vers les chambres individuelles. Chaque chambre dispose d'un tube à flamme à l'intérieur de l'enveloppe externe.

Les chambres sont reliées par l'inter-connecteur qui permet aux chambres de combustion d'opérer à la même pression et permet la propagation de la flamme au démarrage car seul deux chambres sont équipées d'allumeurs.

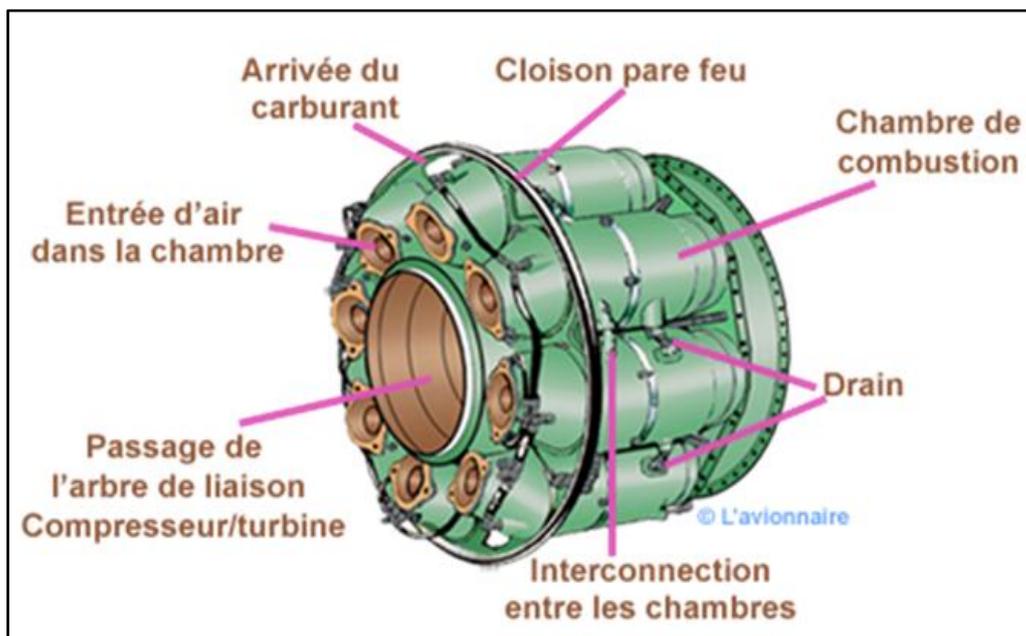


Figure (III.3) : Chambre de combustion multiple

### III.2.3. Chambre de combustion tubo-annulaire (mixte)

La chambre de combustion mixte présente un compromis entre les chambres de combustion multiples et annulaires. Des chambres individuelles sont placées dans l'espace annulaire entre l'enveloppe interne et externe (figure : III.4). L'écoulement de l'air est similaire à celui décrit précédemment. Ce type de chambre combine la facilité de la mise au point des chambres multiples et le gain sur l'encombrement des chambres annulaires. Cette conception permet un meilleur refroidissement des tubes à flammes des chambres individuelles.

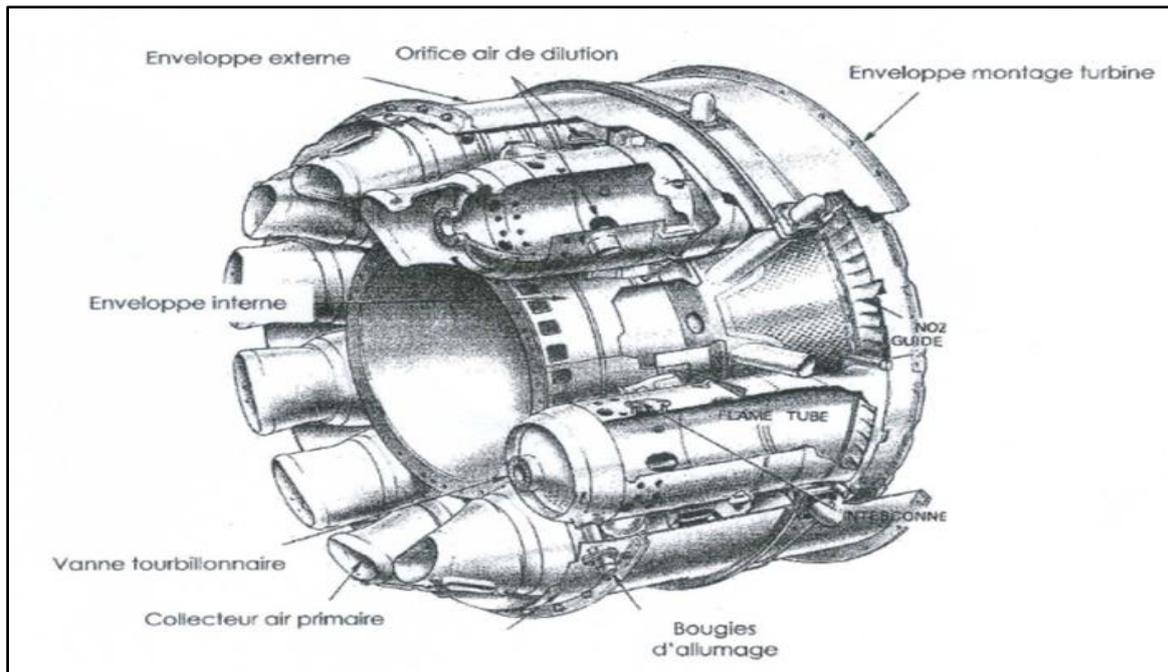


Figure (III.4) : Chambre de combustion tubo-annulaire. [6]

Notre choix se porte sur une chambre annulaire à flux direct mono corps, L'avantage principal de ce type de chambre est que pour la même puissance développée, la longueur de la chambre est réduite d'environ 25% par rapport à la chambre tub-annulaire du même diamètre, ce qui réduit le poids ainsi que le coût de production et présentant des pertes de charges réduites. Un autre avantage est l'élimination des problèmes dus à la propagation de flamme au démarrage d'une chambre individuelle à une autre.

En comparaison avec la chambre tubo-annulaire, la surface des parois est suffisamment inférieure d'où la quantité d'air nécessaire pour le refroidissement est suffisamment inférieure, environ 15% en moins. Cette réduction dans l'air de refroidissement des parois conduit à une augmentation du rendement de la combustion en éliminant les imbrulés et oxyder le monoxyde de carbone pour donner le dioxyde de carbone et diminuer ainsi la pollution.

### III.3. Section combustion

Ce type de chambre consiste en un seul tube à flamme, de forme complètement annulaire formée par une enveloppe interne et externe (figure : III.2). Tous les débits d'air quittant le compresseur rentrent dans l'unique espace annulaire. La chambre possède deux ouvertures. Une à l'avant en contact avec le compresseur et une en arrière avec la turbine.

#### III.3.1. Carter de la chambre de combustion

Le carter des chambres de combustion enveloppe la chambre de combustion. C'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial et le transfère à la chambre de combustion. La plaque arrière du carter de la chambre de combustion est boulonnée à la bride verticale du corps de la turbine ; la plaque avant est boulonnée à la bride arrière du carter de refoulement.

#### III.3.2. Bougies d'allumage

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par une bougie d'allumage avec électrode.

#### III.3.3. Détecteurs de flamme ultra violes

Pendant la séquence de lancement il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande. Pour cette raison, un système de contrôle de la flamme est utilisé ; il comprend un capteur installé sur la chambre de combustion et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine.

Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.

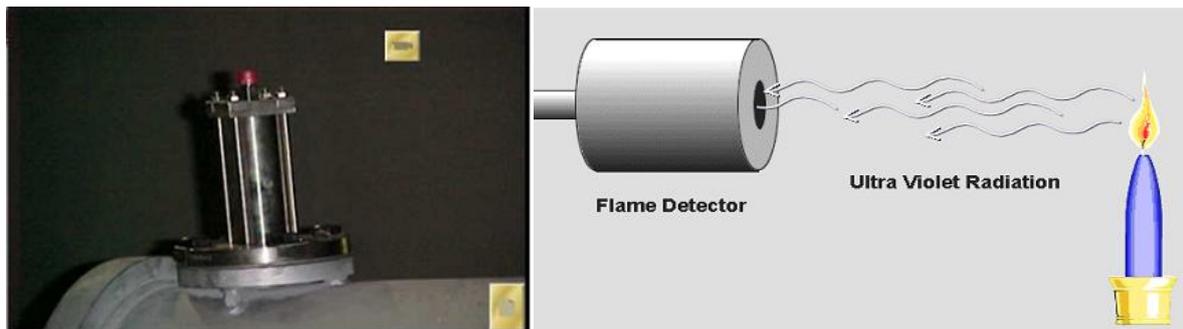


Figure (III.5) : bougie d'allumage et détecteur de flamme

#### III.3.4. Injecteurs de combustible

Les injecteurs régulièrement répartis en tête de foyer, sont destinés à fournir un débit de carburant injecté pour obtenir un mélange optimal avec l'air.

### III.3.5. Le foyer de combustion

Le tube à flamme possède différents trous pour faire pénétrer l'air à l'intérieur du corps ou la combustion se produit. Certains trous servent à refroidir la paroi du corps ou du tube et d'autres servent à la dilution pour mélanger correctement l'écoulement de l'air.

### III.4. Matériaux utilisés

La chambre de combustion se trouve constituée de deux éléments :

- L'enveloppe extérieure qui doit résister à la pression des gaz. Donc elle est, généralement, construite en acier Ferri tique.
- L'enveloppe intérieure, Soumise à des températures très élevées, donc à des contraintes thermiques importantes, elle est réalisée, généralement, en acier austénitique ou on réfractaire, du moins sa partie supérieure. La suspension de l'enveloppe intérieure doit permettre la liberté des dilatations éventuelles.

### III.5. Processus de combustion

L'air arrivant du compresseur entre dans la chambre de combustion à une vitesse plus au moins élevée, la première action donc à entreprendre, dans la chambre de combustion est la diffusion de l'air c'est-à-dire le décélérer et augmenter sa pression statique.

Environ 20% du débit d'air entre à travers la section d'entrée primaire, juste en aval de la section d'entrée, l'air traverse les Vanes de tourbillonnement vers la zone de combustion primaire. L'air tourbillonné induit un écoulement en amont du centre du tube à flamme et communique la circulation désirée. L'air qui n'est pas collecté par la section d'entrée, travers l'espace annulaire entre le tube à flamme et l'enveloppe externe.

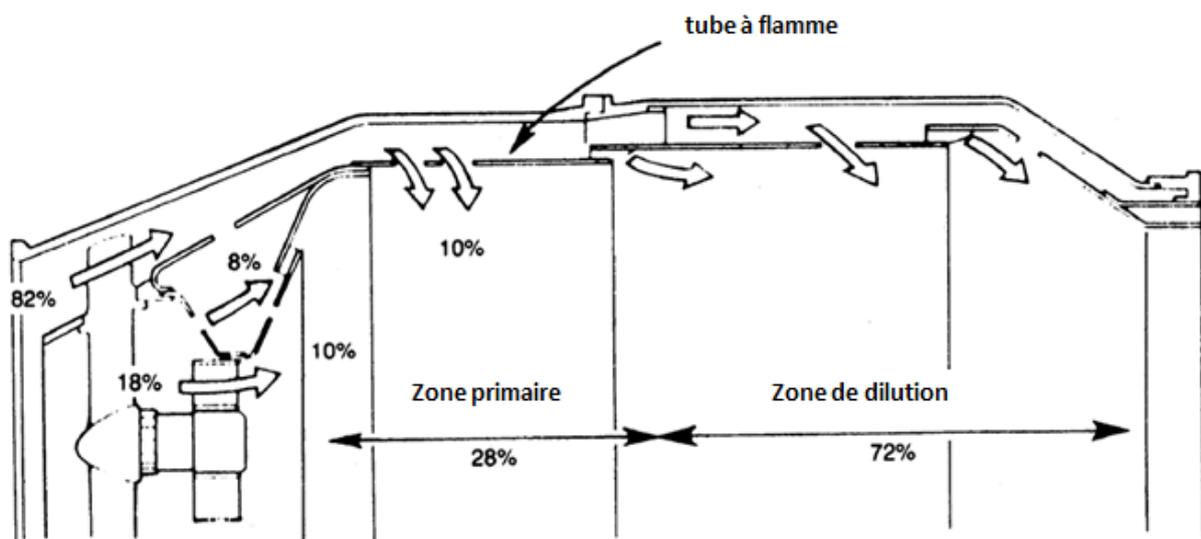


Figure (III.6) : Répartition du débit d'air. [6]

Sur la surface du tube à flamme, proche de la zone de combustion, un nombre d'orifices secondaires est conçu et à travers lesquelles une autre quantité d'air restant traverse vers la zone de combustion primaire. L'air arrivant par les Vanes de tourbillonnement et celui arrivant par des orifices secondaires se mélangent et créent une zone de faible recirculation qui a pour effet la stabilisation et l'ancrage de la flamme.

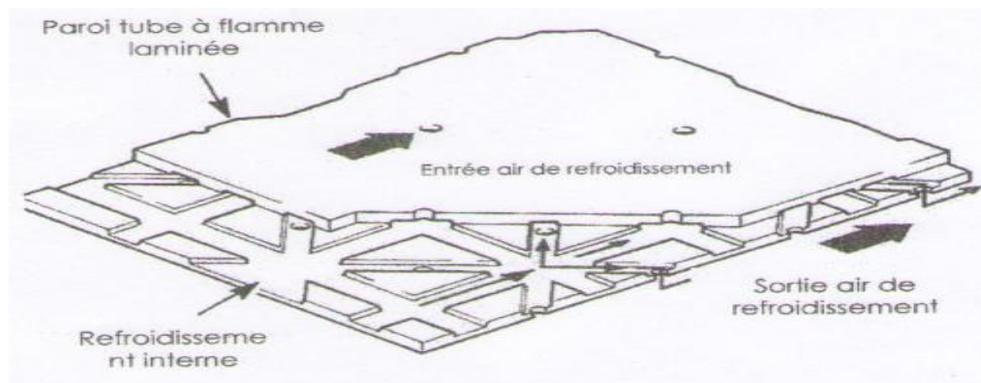


Figure (III.7) : Méthode de refroidissement de la chambre de combustion

### III.6. Combustible

Le choix du combustible pour une turbine à gaz doit, bien entendu, tenir compte du prix de revient de l'unité de chaleur dégagée par la combustion, des facilités de son approvisionnement et de son degré de pollution.

On utilise généralement deux types de combustible :

- Combustible liquide :

Son introduction dans la chambre de combustion exige l'emploi d'un dispositif d'injection sous forme de fines gouttelettes.

- Combustible gazeux :

Son introduction dans la chambre de combustion avec sa pression initial supérieure à celle qui règne à l'intérieur de la chambre, doit subir une détente préalable avec ou sans production de travail. Dans notre cas, la chambre est alimentée par le gaz naturel, compte tenu de son prix et de la facilité de son approvisionnement. Il est par ailleurs, écologique et son emploi supprime le mécanisme de pulvérisation.

### III.7. Paramètres utilisés en combustion

➤ **Rapport de mélange**

C'est le rapport du débit massique du combustible ( $\dot{m}_c$ ) à celui du comburant ( $\dot{m}_a$ ), il se note :

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

Pour les quantités stœchiométriques ( $\dot{m}_{as}$ ), on associe un rapport spécifique  $f_s$  tel que

$$f_s = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{as}}$$

➤ **Excès d'air et richesse du mélange**

On définit le coefficient d'excès d'air par le rapport : [7]

$$\lambda = \frac{f_s}{f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{as}} = \frac{\text{débit d'air réellement utilisé par kg de combustible}}{\text{débit d'air strictement nécessaire par kg de combustible}}$$

$\lambda=1$  : Dosage théorique (conditions stœchiométriques).

$\lambda>1$  : Mélange pauvre (il y a excès d'air).

$\lambda<1$  : Mélange riches.

On définit également la richesse comme l'inverse de l'excès d'air.

### III.8. Stabilité de la flamme

Les paramètres limitatifs de la combustion sont :

- **La pression et la température minimales d'inflammation**

La combustion n'est possible que dans certaines conditions de pression et de température en fonction du dosage comme l'indique le schéma ci-dessous :

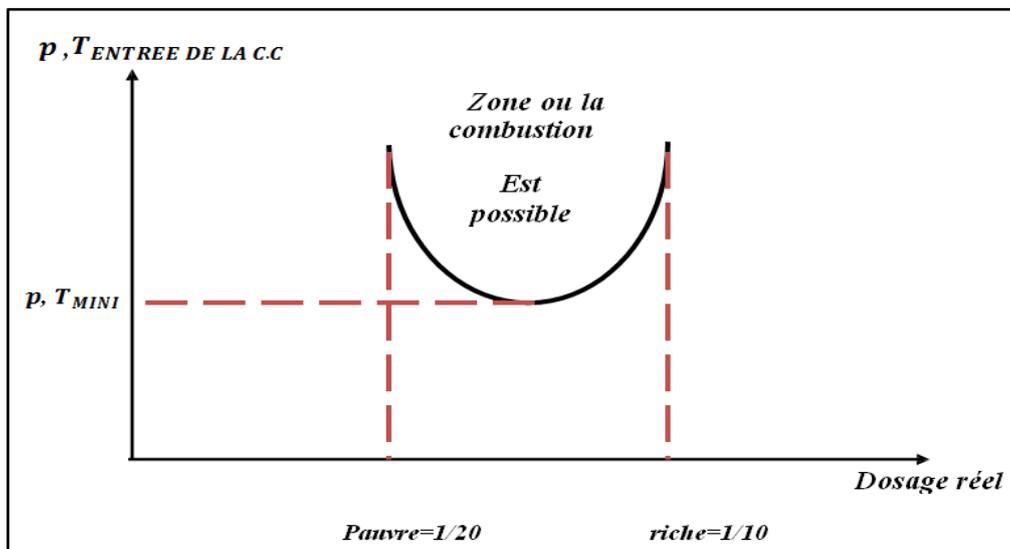


Figure (III.8) : Température et pression d'inflammation

En d'autre terme, nous devons toujours rester à l'intérieur du domaine inflammable.

- **La vitesse d'écoulement**

Elle ne doit pas être supérieure à la vitesse de propagation de la flamme afin que celle-ci puisse s'auto-entretenir. Dans le cas contraire, on assiste au soufflage de la flamme et donc son extinction. C'est pour cette raison que le constructeur raccorde la chambre de combustion au compresseur par une section divergente, avec la vitesse d'écoulement inférieure à la vitesse de propagation.

- **La turbulence**

Le ralentissement du mouvement des particules fluides de l'air en provenance du compresseur augmente les chances de rencontrer de l'air avec le carburant en créant de la turbulence lorsque l'air se divise en flux primaire et en flux secondaire.

### III.9. Etude énergétique de la chambre de combustion :

➤ **Bilan énergétique**

Le bilan énergétique de la chambre de combustion est donné par l'équation suivante : [1]

$$\dot{m}_a h_{t2} + \dot{m}_c h_c + \eta_{cc} \dot{m}_c PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_{t3}$$

Où :

$h_c$  : Enthalpie massique du combustible

$\dot{m}_c$  : Débit massique du combustible

$\eta_{cc}$  : Rendement de la chambre de combustion

PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible

En divisant l'équation par  $\dot{m}_a$ , on aura :

$$h_{t2} + f h_c + \eta_{cc} f PCI = (1 + \dot{m}_c) h_{t3}$$

En général l'enthalpie massique du combustible est négligée. L'équation devient :

$$h_{t2} + \eta_{cc} f PCI = (1 + f) h_{t3} \quad \text{(III-1)}$$

➤ **Nombre de Mach à la sortie de la chambre de combustion**

L'équation de conservation de masse à travers les sections d'entrée et de sortie de la chambre de combustion permet d'écrire :

$$\dot{m}_a = \rho_2 V_2 S_3 \quad \text{(III-2)}$$

Et

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_c) = \rho_3 V_3 S_3 \quad (\text{III-3})$$

Généralement dans la chambre de combustion  $S_2 = S_3$ , la combinaison des équations (III-2) et (III-3) conduit à :

$$\rho_3 V_3 = \rho_2 V_2 (1 + f)$$

En introduisant l'équation d'état des gaz parfaits exprimé par :  $\frac{P}{\rho} = rT$  l'équation devient :

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{V_2 r_3 T_3}{V_3 r_2 T_2} (1 + f) \quad (\text{III-4})$$

Or la vitesse des gaz en un point quelconque de la chambre est exprimée par :

$$V = M \sqrt{\gamma r T}$$

D'où :

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{M_2}{M_3} \left( \frac{\gamma_2}{\gamma_3} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{r_3}{r_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + f) \quad (\text{III-5})$$

D'après la relation de Rayleigh on a :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + \gamma_1 M_1^2}{1 + \gamma_2 M_2^2} \quad (\text{III-6})$$

La combinaison des relations (III-5) et (III-6) donne :

$$\frac{1 + \gamma_2 M_2^2}{1 + \gamma_3 M_3^2} = \frac{M_2}{M_3} \left( \frac{\gamma_2}{\gamma_3} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{r_3}{r_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + f) \quad (\text{III-7})$$

Oubien

$$\frac{M_3}{1 + \gamma_3 M_3^2} = \frac{M_2}{1 + \gamma_2 M_2^2} \left( \frac{\gamma_2}{\gamma_3} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{r_3}{r_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + f) \quad (\text{III-8})$$

Cette relation permet de calculer le nombre de Mach  $M_3$  à la sortie du foyer.

#### ➤ La chaleur massique des produits de combustion

L'expression de la chaleur massique moyenne en fonction de la température et de l'excès d'air est donnée par la relation suivante : [7]

$$C_p = 0.9718 + \frac{0.0414}{\lambda} + \left( \frac{0.0536}{\lambda} + 0.0927 \right) \frac{T}{1000} \quad (\text{III-9})$$

➤ **La constante des gaz de combustion**

$$r = C_p \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (\text{III-10})$$

### III.10. Calcul de la chambre de combustion

Pour assurer une bonne progression de la combustion et éviter le soufflage de la flamme, l'écoulement de l'air à l'entrée de la chambre doit évoluer avec un nombre de Mach faible. Dans notre cas le nombre de Mach à la sortie du compresseur légèrement élevé, on le diminue en augmentant la section d'entrée de la chambre de combustion. On prend  $M_2=0.25$ .

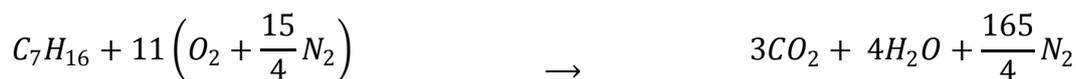
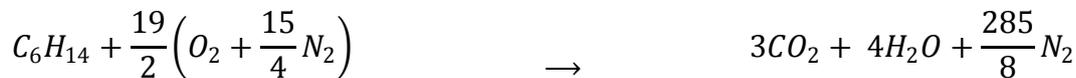
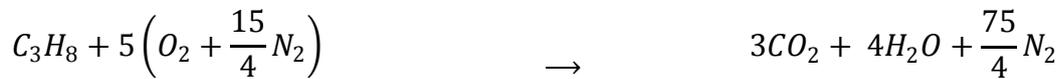
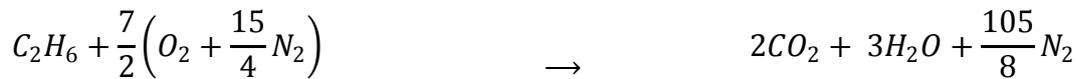
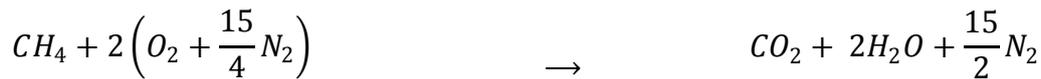
#### Paramètres nécessaires au calcul [2]

Pression statique à l'entrée	$P_2 = 4.6 \quad \text{bar}$
Température statique à l'entrée	$T_2 = 601 \quad \text{k}$
Pression statique à la sortie	$P_3 = 4.45 \quad \text{bar}$
Température statique à la sortie	$T_3 = 977 \quad \text{k}$
Débit d'air sortant du compresseur	$\dot{m}_a = 78 \quad \text{kg/s}$
Pouvoir calorifique inférieur	$PCI = 49786 \text{ kJ/kg}$
Rendement de la chambre [2]	$\eta_{cc} = 0.98$
Coefficient d'excès d'air	$\lambda = 4$
Nombre de Mach à l'entrée	$M = 0.25$
Les propriétés de l'air [7]	$\gamma_2 = 1.4$
	$r_2 = 287 \quad \text{J/kgk}$
	$C_{p2} = 1.005 \text{ kJ/kg k}$

#### III.10.1. Calcul du débit de combustible

Le gaz naturel contient un fort pourcentage de méthane variant de (85 à 98%), le reste étant des hydrocarbures et des gaz inertes, on a d'après le tableau (1 de l'annexe I) pour une mole de combustible.

Les équations des réactions suivantes :



On a:

$$608g \text{ (combustible c)} \rightarrow 2176g (O_2) = \frac{2176}{0.232} = 9379.31 \text{ g d'air}$$

$$\dot{m}_{c th} \rightarrow 78 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{c th} = \frac{78 \times 608}{9379.31} = 5.0562 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_{c th} = 5.0562 \text{ Kg/s}$$

On à aussi:

$$\alpha = \frac{1}{\lambda}$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_{c th}}{\lambda} = \frac{5.0562}{4} = 1.264 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_c = 1.264 \text{ Kg/s}$$

- **Calcul du dosage**

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = \frac{1.264}{78} = 0.016$$

$$f = 0.016$$

### III.10.2. Calcul des paramètres thermodynamique à l'entrée de la chambre

#### III.10.2.1. Pression totale

De la relation (II-25) on trouve :

$$P_{t2} = P_2 \left( 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}}$$

$$P_{t2} = 4.6 \times \left( 1 + \frac{1.4 - 1}{2} \times 0.25^2 \right)^{\frac{1.4}{1.4 - 1}} = 4.8044 \text{ bar}$$

$$P_{t2} = 4.8044 \text{ bar}$$

#### III.10.2.2. Température totale

La pression totale est obtenue à l'aide de la relation (II-23) :

$$T_{t2} = T_2 \left( 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} M_2^2 \right)$$

$$T_{t2} = 601 \times \left( 1 + \frac{1.4 - 1}{2} \times 0.25^2 \right) = 608.5125 \text{ k}$$

$$T_{t2} = 608.5125 \text{ k}$$

#### III.10.2.3. Masse volumique

De la relation des gaz parfait

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r_2 T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{4.6}{287 \times 601} = 2.6669 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_2 = 2.6669 \text{ kg/m}^3$$

### III.10.3. Calcul des paramètres thermodynamiques à la sortie de la chambre

#### III.10.3.1. Coefficient isentropique des produits de combustion

La lecture sur l'abaque (Figure 1 de l'annexe II) donne :

Avec  $T_3 = 977 \text{ k}$  on aura :

$$\gamma_3 = 1.32$$

#### III.10.3.2. Chaleur massique des produits de combustion

Pour  $T_3 = 977 \text{ k}$  on aura :

$$C_{p3} = 0.9718 + \frac{0.0414}{4} + \left(\frac{0.0536}{4} + 0.0927\right) \frac{977}{1000}$$

$$C_{p3} = 1.0855 \text{ kj/kgk}$$

Avec:

$$r_3 = 1085.5 \times \frac{1.32 - 1}{1.32} = 263.2266 \text{ j/kg k}$$

$$r_3 = 263.2266 \text{ j/kg k}$$

#### III.10.3.3. Nombre de Mach

En remplaçant  $\gamma_2, \gamma_3, M_2, r_2, r_3, T_2$  et  $T_3$  par leurs valeurs respectivement dans l'équation (III-8), on obtient une équation du second degré en  $M_3$ :

$$\frac{M_3}{1 + 1.32M_3^2} = \frac{0.25}{1 + 1.4 \times 0.25^2} \times \left(\frac{1.4}{1.32}\right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{263.2266}{287}\right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{977}{601}\right)^{\frac{1}{2}} \times (1 + 0.016)$$

La résolution de cette équation donne :

$$M_3 = 0.338$$

#### III.10.3.4. Pression totale

De la relation (II-25) et (III-6) permet de calculer  $P_{t3}$  :

$$P_{t3} = P_{t2} \left( \frac{1 + \gamma_2 M_2^2 \left( 1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} M_3^2 \right)^{\frac{\gamma_3}{\gamma_3 - 1}}}{1 + \gamma_3 M_3^2 \left( 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}}} \right)$$

$$P_{t3} = 4.8044 \times \left( \frac{1 + 1.4 \times 0.25^2}{1 + 1.32 \times 0.338^2} \times \frac{\left( 1 + \frac{1.32 - 1}{2} \times 0.338^2 \right)^{\frac{1.32}{1.32 - 1}}}{\left( 1 + \frac{1.4 - 1}{2} \times 0.25^2 \right)^{\frac{1.4}{1.4 - 1}}} \right) = 4.6842 \text{ bar}$$

$$P_{t3} = 4.6842 \text{ bar}$$

### III.10.3.5. Température totale

De la relation (II-23), on trouve :

$$T_{t3} = T_{t2} \left( \frac{T_3 \left( 1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} M_3^2 \right)}{T_2 \left( 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} M_2^2 \right)} \right)$$

$$T_{t3} = 608.5125 \times \left( \frac{977 \left( 1 + \frac{1.32 - 1}{2} \times 0.338^2 \right)}{601 \left( 1 + \frac{1.4 - 1}{2} \times 0.25^2 \right)} \right) = 998.9688 \text{ k}$$

$$T_{t3} = 998.9688 \text{ k}$$

### III.10.3.6. Masse volumique

L'équation des gaz parfaits donne :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r_3 \cdot T_3}$$

$$\rho_3 = \frac{4.45}{263.2266 \times 977} = 1.7034 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_3 = 1.7034 \text{ kg/m}^3$$

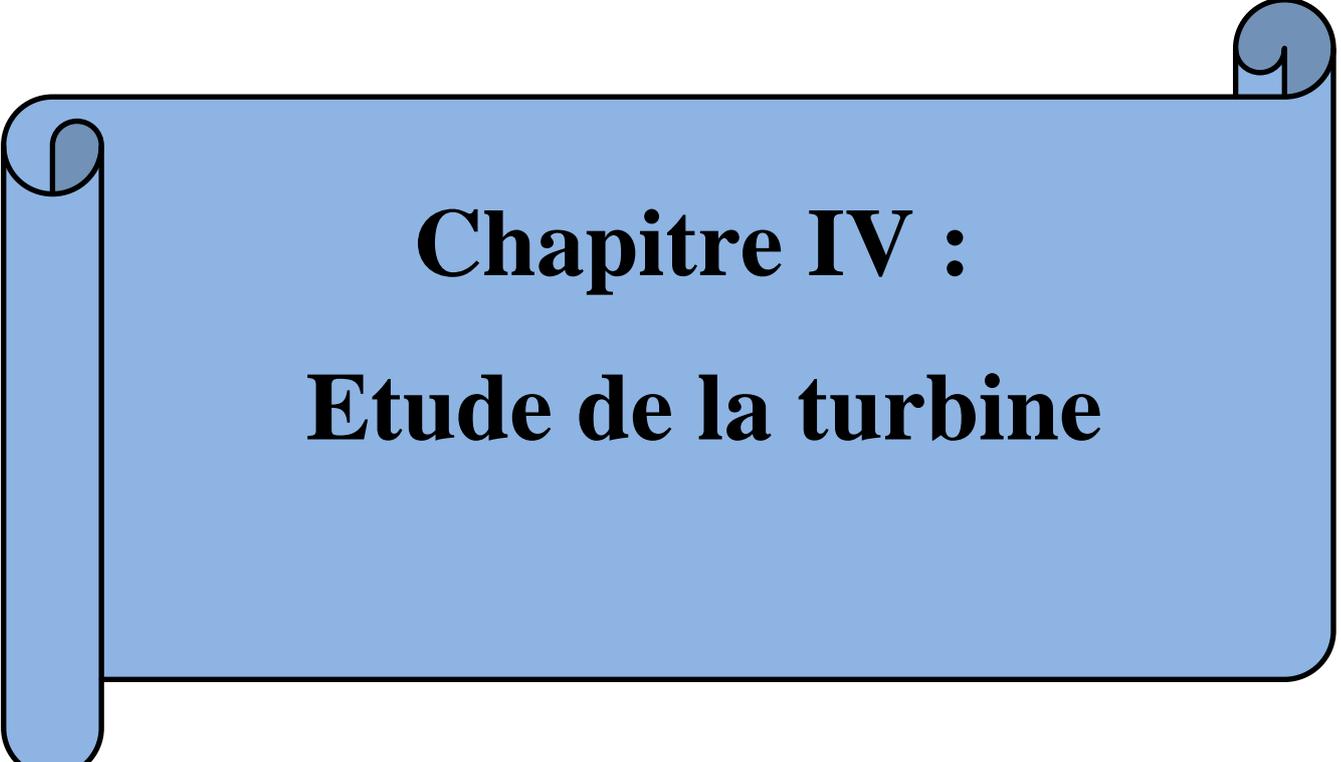
### III.10.3.7. Vitesse des gaz

De l'expression (II-20) on déduit :

$$V_3 = M_3 \cdot \sqrt{\gamma_3 \cdot r_3 \cdot T_3}$$

$$V_3 = 0.338 \times \sqrt{1.32 \times 263.2266 \times 977} = 196.9318 \text{ m/s}$$

$$V_3 = 196.9318 \text{ m/s}$$



**Chapitre IV :**  
**Etude de la turbine**

### IV.1. Définition

La turbine est une machine qui réalise la détente, elle prélève de l'énergie aux gaz de combustion pour entraîner le compresseur. La turbine a pour but de transformer l'énergie calorifique des gaz préalablement porté à hautes pression et température en énergie mécanique.

### IV.2. Description

Une turbine généralement axiale comporte, un nombre compris entre 2 et 7 étages. Chaque étage est composé d'une grille d'aubes fixes (stator) et d'une grille d'aubes mobiles (roue), Figure (IV.1). La roue comprend à sa périphérie une grille d'aubes à profils soigneusement tracés, pour permettre un écoulement correct du fluide. .

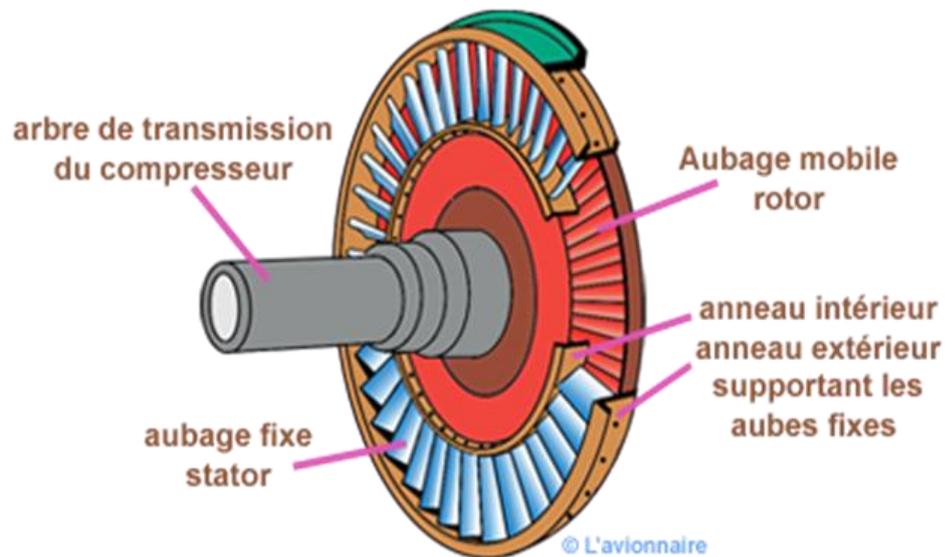


Figure (IV.1) : aubage mobile et aubage fixe de la turbine à gaz

### IV.3. Principe de fonctionnement

Pour analyser l'écoulement dans un étage d'une turbine nous introduisons les sections de contrôle suivantes : (figure : IV.5)

Section  $e_{1I}$  entrée du stator.

Section  $e_{2I}$  sortie du stator ou entrée de la roue.

Section  $e_{3I}$  sortie de la roue.

Dans le stator ( $e_{1I}$ -  $e_{2I}$ ) le fluide se détend et sa vitesse absolue  $\vec{V}$  augmente ( $\vec{V}_{e_{2I}} > \vec{V}_{e_{1I}}$ ) ; une partie de l'énergie de pression du fluide est transformé en énergie cinétique. A la sortie du stator la vitesse  $\vec{V}_{e_{2I}}$  est dirigée suivant un angle  $\alpha_{e_{2I}}$  par rapport à la direction périphérique. Le stator prépare le fluide à communiquer l'énergie au rotor. Dans le rotor ( $e_{2I}$ -  $e_{3I}$ ) l'énergie du fluide est transformée en énergie mécanique de mouvement rotatif. Le fluide se détend et sa vitesse relative augmente ( $\vec{W}_{e_{3I}} > \vec{W}_{e_{2I}}$ ).

Le flux du fluide est dévié dans les canaux du rotor. La courbure des aubes fait que les particules sont plus accélérées sur l'extrados que sur l'intrados, contrairement à la pression qui est plus élevée que sur l'extrados, ce qui explique la naissance d'un effort dont la composante périphérique sert à entrainer la turbine.

#### IV.4. Classification des turbines

Il existe deux types de turbine :

##### IV.4.1. Turbine à action

Ce type de turbine transforme l'enthalpie des gaz de combustion en énergie cinétique dans son distributeur. Dans ce cas, l'effort résulte de l'action exercée sur les aubes de la roue par l'impulsion dite Active de l'écoulement.

##### IV.4.2. Turbine à réaction

Dans ce type de turbine, la détente s'effectue par moitié dans les aubes fixes et par moitié dans les aubes mobiles. Le rotor contribue à la conversion de l'enthalpie des gaz en énergie cinétique.

#### IV.5. Degré de réaction :

Le degré de réaction se présente comme le rapport de différence de pression, à savoir celle due à l'aube mobile rapportée au  $\Delta P$  de l'étage, et donc comme un paramètre de répartition d'énergie

$$\sigma = \frac{\text{chute d'enthalpie totale dans la grille mobile}}{\text{chute d'enthalpie totale dans l'étage}} = \frac{\Delta h_{t \text{ rotor}}}{\Delta h_{t \text{ étage}}} = \frac{h_{te_{3I}} - h_{te_{2I}}}{h_{te_{3I}} - h_{te_{1I}}}$$

Ou :

$h_{te_{2I}}$  : Enthalpie totale à l'entrée du rotor.

$h_{te_{3I}}$  : Enthalpie totale à la sortie du rotor.

$h_{te_{1I}}$  : Enthalpie totale à l'entrée du stator.

Et pour :

- $\sigma = 0$  : Pour des turbines à action.
- $\sigma = 1/2$  : Pour des turbines à réaction.

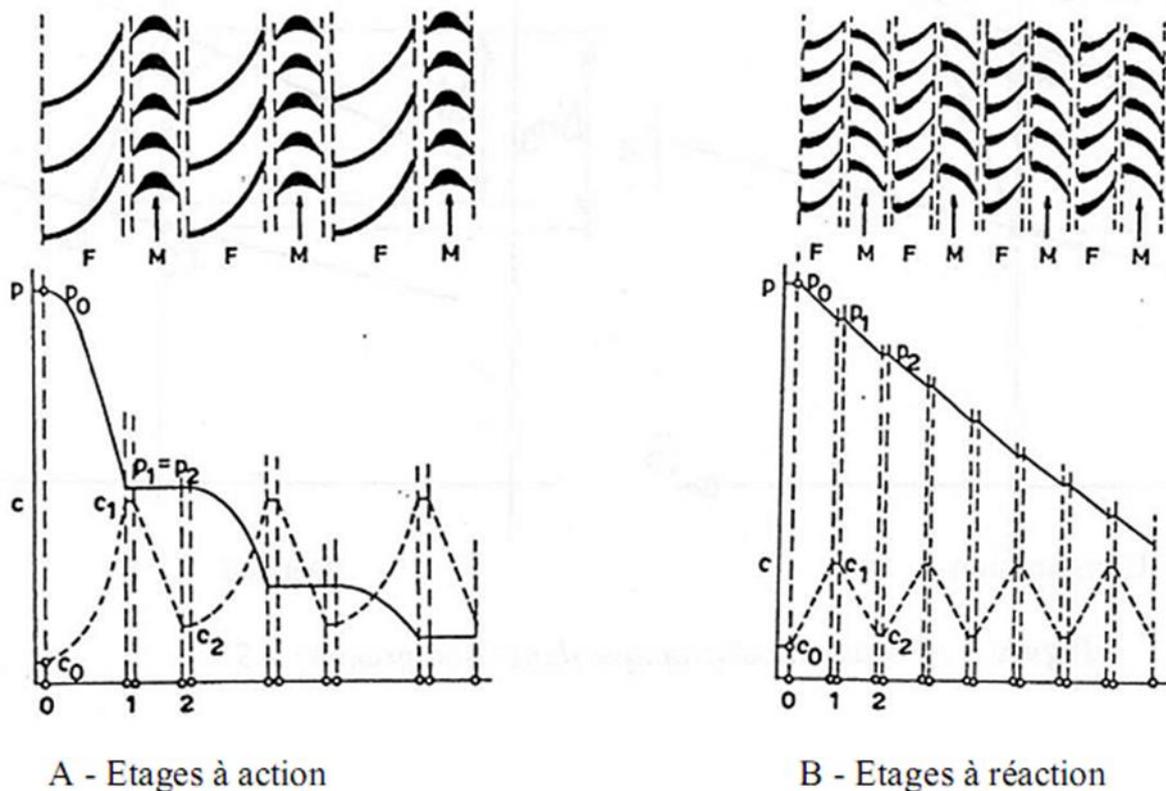


Figure (IV.2) : étage à action et à réaction. [8]

#### IV.6. Triangle des vitesses

Pour illustrer les vitesses relatives, absolues et leurs composantes périphériques ainsi que les angles caractérisant leurs orientations, le triangle des vitesses au rayon moyen est présenté par la figure (IV.2) faite pour une turbine à réaction  $\sigma = 1/2$

Ce triangle des vitesses est le même pour tous les étages, sachant que le fluide sort axialement de la chambre de combustion, représenté par la figure (VI.3)

$$\text{Avec : } (\vec{V} = \vec{U} + \vec{W})$$

$\vec{W}$  : Vecteur vitesse relative.

$\vec{V}$  : Vecteur vitesse absolue

$\vec{U}$  : Vecteur vitesse d'entraînement

$V_a$  : Vitesse axial

$\alpha, \beta$  : Angle de flux respectivement absolu et relatif.

On faisant la projection suivant  $\vec{U}$  on obtient :

$V_u$  : Composante périphérique de la vitesse absolue.

$W_u$  : Composante périphérique de la vitesse relative.

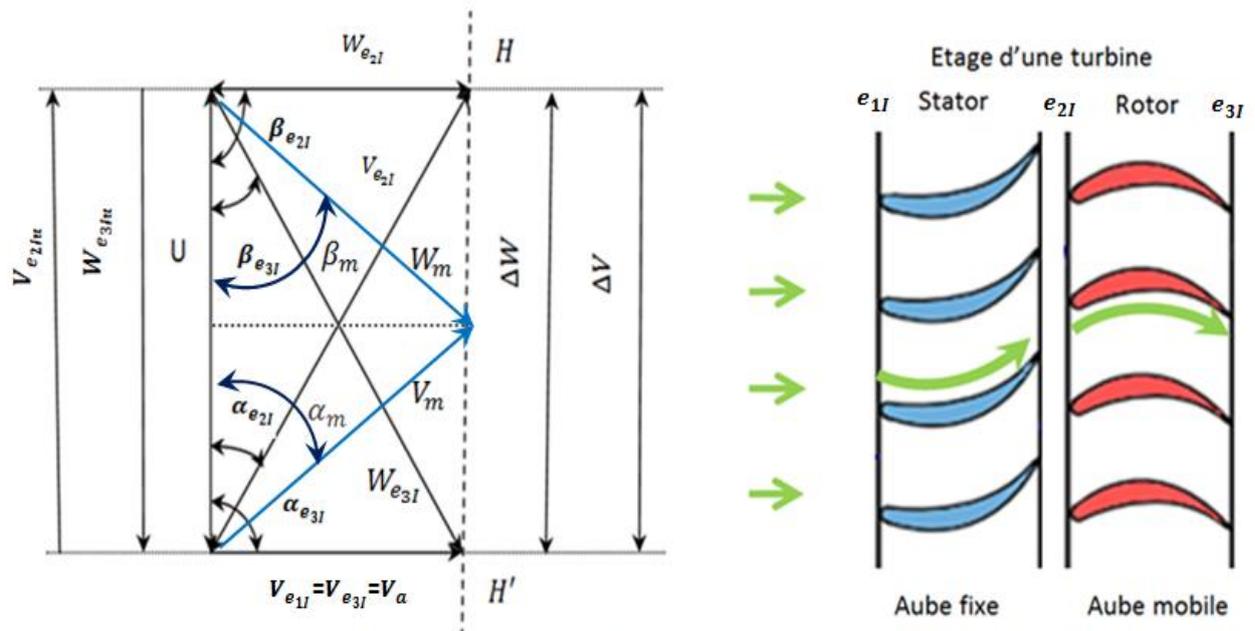


Figure (IV.3) : Triangle des vitesses pour une turbine à réaction ( $\sigma = 1/2$ )

### IV.7. Détermination du nombre d'étage

Le nombre d'étage pour une machine axiale multi étage est donnée par la relation suivante :[9]

$$n = \frac{\Delta h_t}{\mu U^2} \quad (IV-1)$$

Ou :

$\Delta h_t$ : Diminution d'enthalpie totale dans la turbine.

$\mu$  : Coefficient de travail.

$U$  : Vitesse périphérique.

### IV.8. Coefficient de travail

Le coefficient de travail est défini par :

$$\mu = \frac{\Delta h_{te}}{U^2} \quad (\text{IV-2})$$

Ou :

$\Delta h_{te}$  : Augmentation d'enthalpie totale par étage.

Pour les turbines  $\mu$  peut varier de (-0.5 à -4). [9]

### IV.9. Etude thermodynamique de la turbine

#### IV.9.1. Energie communiqué à la turbine

##### IV.9.1.1. Evolution isentropique

L'application de l'équation d'énergie à une détente adiabatique dans un étage d'une turbine permet d'écrire :

$$W_{is} = h_{t3} - h_{t4is} = C_{P_{mT}} \times T_{t3} - C_{P_{mT}} \times T_{t4is} \quad (\text{IV-3})$$

$C_{P_{mT}}$  : Chaleur massique moyenne de convention entre les températures  $T_3$  et  $T_4$ .

##### IV.9.1.2. Evolution polytropique

Vu les pertes au cours d'une évolution réelle, l'énergie fournie à la turbine sera inférieure à une évolution idéale ainsi l'équation de l'énergie s'écrira :

$$W_t = h_{t3} - h_{t4} = C_{P_{mT}} \times T_{t3} - C_{P_{mT}} \times T_{t4} \quad (\text{IV.4})$$

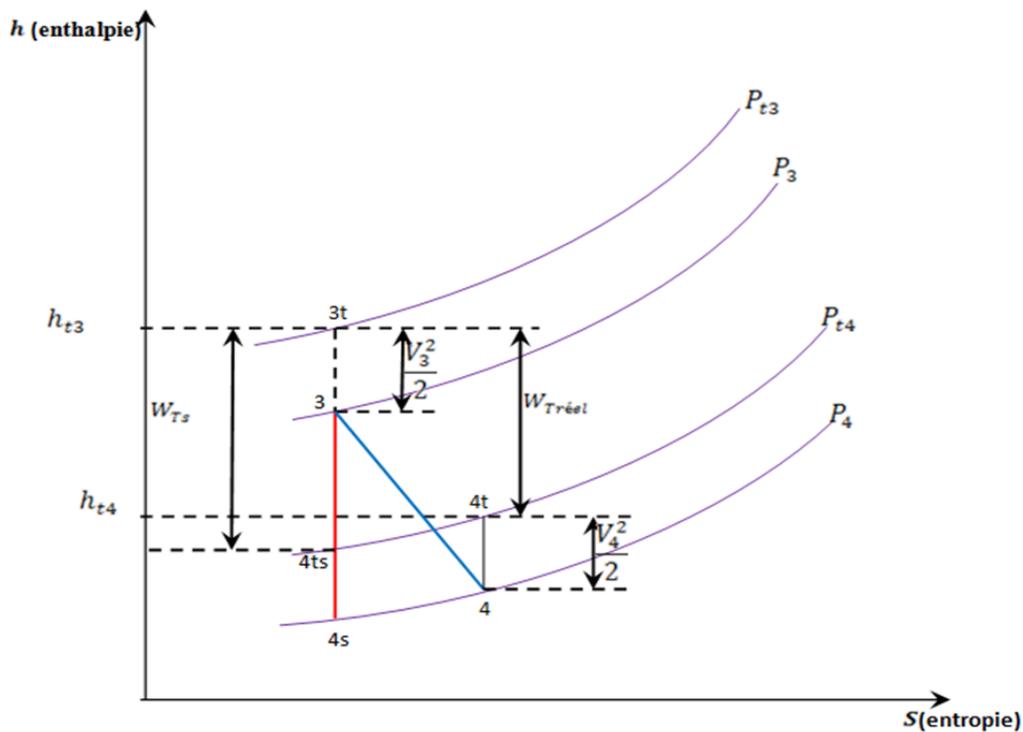


Figure (IV.4) : Evolution du fluide dans la turbine

#### IV.9.2. Rendement de la turbine

Le rendement de la turbine représente le rapport du travail réel sur le travail isentropique.

$$\eta_T = \frac{W_t}{W_{is}} \quad (\text{IV.5})$$

#### ❖ Rendement isentropique

Le rendement isentropique est le rapport de l'énergie réellement récupérée par la turbine à celle qu'elle aurait récupéré théoriquement.

$$\eta_{is} = \frac{h_{t4} - h_{t3}}{h_{t4is} - h_{t3}} \quad (\text{IV.6})$$

Pour un gaz supposé parfait, on écrit :

$$\eta_{is} = \frac{T_{t4} - T_{t3}}{T_{t4is} - T_{t3}} \quad (\text{IV.7})$$

### ❖ Rendement polytropique

La machine est imparfaite, c'est-à-dire que la détente a lieu avec frottement.

Ce concept prend en compte les détentes partielles dans chaque étage. En supposant que le rendement est le même pour chaque étage. On a : [9]

$$\frac{dP}{P_t} = \left[ \frac{1}{\eta_P} \frac{dT_t}{T_t} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Comme  $\frac{dT_t}{T_t} \ll \ll 1$

De ces relations, on peut déduire le rendement poly tropique qui a pour expression :

$$\eta_P = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1}}{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow \frac{k-1}{k} = \eta_P \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (\text{IV.8})$$

### IV.9.3. Taux de détente

Le taux de détente est le rapport de pression sortie à celle de l'entrée turbine.

$$\tau_d = \frac{P_{t4}}{P_{t3}} \quad (\text{IV.9})$$

Pour une transformation isentropique :  $T^\gamma P^{1-\gamma} = C^{st} \tau_d$  devient :

$$\tau_d = \left( \frac{T_{t4is}}{T_{t3}} \right)^{\frac{\gamma_m}{\gamma_m-1}} \quad (\text{IV.10})$$

$\gamma_m$  : Coefficient isentropique moyen de convention entre les températures  $T_3$  et  $T_4$ .

### IV.9.4. Travail de la turbine

En utilisant l'expression du rendement  $\eta_T$ , l'expression du travail de la turbine s'écrit comme suit :

$$W_T = \eta_T (C_{P_{mT}} \times T_{t3} - C_{P_{mT}} \times T_{t4is})$$

En introduisant le taux de détente  $\frac{T_{t4is}}{T_{t3}} = \left( \frac{P_{t4}}{P_{t3}} \right)^{\frac{\gamma_m-1}{\gamma_m}} = \tau_d^{\frac{\gamma_m-1}{\gamma_m}}$  on aura :

$$W_T = \eta_T C_{P_{mT}} T_{t3} \left( 1 - \tau_d^{\frac{\gamma_m-1}{\gamma_m}} \right) \quad (\text{IV.12})$$

**IV.10. Calcul section de la turbine****Paramètre initiaux**

Température statique à l'entrée	$T_3 = 977 K$
Pression statique à l'entrée	$P_3 = 4.45 bar$
La masse volumique à l'entrée	$\rho_3 = 1.7304 kg/m^3$
La vitesse débitante	$V_a = V_3 = 196.9318 m/s$
Pression statique à la sortie	$P_4 = 0.97 bar$
Température statique à la sortie	$T_4 = 699 k$
Rendement de la turbine	$\eta_T = 0.87 [9]$
Le taux de détente	$\tau_d = 0.2 [9]$

**IV.10.1. Calcul des paramètres moyens entre l'entrée et la sortie de la turbine :**

- **Chaleur massique moyennes entre  $T_3$  et  $T_4$**

De la relation (III.8) On aura :

$$C_{P_4} = 0.9718 + \frac{0.0414}{\lambda} + \left( \frac{0.0536}{\lambda} + 0.0927 \right) \frac{T_4}{1000}$$

$$C_{P_4} = 0.9718 + \frac{0.0414}{4} + \left( \frac{0.0536}{4} + 0.0927 \right) \frac{699}{1000} = 1.0563 kJ/kg$$

$$C_{P_4} = 1.0563 kJ/kg$$

Avec :

$C_{P_4}$  et  $T_4$ : Chaleur massique et température respectivement à la sortie de la turbine.

Et on a :

$$C_{P_3} = 1.0855 kJ/kg$$

Dans les calculs, on prend  $C_{P_{mT}}$ , soit :

$$C_{P_{mT}} = \frac{C_{P_3} + C_{P_4}}{2}$$

$$C_{P_{mT}} = \frac{1.0855 + 1.0563}{2} = 1.0709 \text{ kJ/kg k}$$

$$C_{P_{mT}} = 1.0709 \text{ kJ/kg k}$$

- **Calcul du coefficient isentropique moyen entre  $T_3$  et  $T_4$**

D'après l'abaque (figure 1 de l'annexe II) on a :

Pour  $T_3 = 977 \text{ K}$  on a  $\gamma_3 = 1.32$

Et pour  $T_4 = 699 \text{ K}$  on a  $\gamma_4 = 1.35$

D'où :

$$\gamma_m = \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2}$$

$$\gamma_m = \frac{1.32 + 1.35}{2} = 1.335$$

$$\gamma_m = 1.335$$

- **Calcul de la constante des gaz de combustion**

$$r_m = C_{P_{mT}} \frac{\gamma_m - 1}{\gamma_m}$$

$$r_m = 1070.9 \times \frac{1.335 - 1}{1.335} = 268.7277 \text{ J/kg k}$$

$$r_m = 268.7277 \text{ J/kg k}$$

#### IV.10.2. Paramètre thermodynamique du fluide dans la turbine

- **Calcul de la variation d'enthalpie totale dans la turbine**

$$\Delta h_t = \eta_T C_{P_{mT}} T_{t3} \left( 1 - \tau_d^{\frac{\gamma_m - 1}{\gamma_m}} \right)$$

$$\Delta h_t = 0.87 \times 1070.9 \times 998.9688 \times \left( 1 - 0.2^{\frac{1.335 - 1}{1.335}} \right) = 309250 \text{ J/kg}$$

$$\Delta h_t = 309250 \text{ J/kg}$$

- **Vitesse périphérique**

Généralement, la vitesse périphérique est voisine du double de la vitesse débitante : [2]

$$U_m = 2 V_a$$

$$U_m = 2 \times 196.9318$$

$$U_m = 393.8636 \text{ m/s}$$

$$U_m = 393.8636 \text{ m/s}$$

- **Nombre d'étage**

De la relation (IV-1)

Avec  $\mu = [0.4 \text{ a } 5]$

Et pour  $\mu = 1$  on aura :

$$n = \frac{309250}{1 \times 393.8636^2} = 1.9935$$

On prend :

$$n = 2 \text{ étages}$$

Soit le coefficient de travail corrigé sera  $\mu = 0.9966$

- **Diminution d'enthalpie dans l'étage**

Elle est donnée par :

$$\Delta h_{te} = \frac{\Delta h_t}{n}$$

$$\Delta h_{te} = \frac{309250}{2} = 154600 \text{ J/kg}$$

$$\Delta h_{te} = 154600 \text{ J/kg}$$

- **Diminution de la température totale dans l'étage**

$$\Delta T_{te} = \frac{\Delta h_{te}}{C_{p_{mT}}}$$

$$\Delta T_{te} = \frac{\Delta h_{te}}{C_{p_{mT}}} = \frac{154600}{1070.9} = 144.3656 \text{ k}$$

$$\Delta T_{te} = 144.3656 \text{ k}$$

Et de même pour la température statique :

$$\Delta T_e = 144.3656 \text{ k}$$

Généralement pour  $\sigma = 0.5$  on a :

$$\Delta T_{stator} = \Delta T_{rotor} = 78.1828 \text{ k}$$

### IV.10.3. Élément du triangle des vitesses :

- Calcul de la déviation :

$$\Delta V_u = U_m = 393.8636 \text{ m/s}$$

$$\Delta V_u = 393.8636 \text{ m/s}$$

- Composante périphérique à l'entrée de la roue :

$$V_{ue_{2l}} = U_m = \Delta V_u = 393.8636 \text{ m/s}$$

$$V_{ue_{2l}} = 393.8636 \text{ m/s}$$

- Vitesse absolue à l'entrée de la roue :

$$V_{e_{2l}} = \sqrt{(V_{ue_{2l}})^2 + (V_a)^2}$$

$$V_{e_{2l}} = \sqrt{(393.8636)^2 + (196.9318)^2} = 440.3528 \text{ m/s}$$

$$V_{e_{2l}} = 440.3528 \text{ m/s}$$

- Vitesse absolue à la sortie de la roue :

$$V_{e_{3l}} = \sqrt{(V_{ue_{3l}})^2 + (V_a)^2}$$

$$V_{e_{3l}} = \sqrt{(0)^2 + (196.9318)^2} = 196.9318 \text{ m/s}$$

$$V_{e_{3l}} = 196.9318 \text{ m/s}$$

- Vitesse moyenne de la roue :

$$V_m = \sqrt{\left(\frac{U_m}{2}\right)^2 + (V_a)^2}$$

$$V_m = \sqrt{\left(\frac{393.8636}{2}\right)^2 + (196.9318)^2} = 278.5036 \text{ m/s}$$

$$V_m = 278.5036 \text{ m/s}$$

- Angle absolue de la roue :

$$\alpha_{e_{2l}} = \operatorname{arctg} \frac{V_a}{V_{ue_{2l}}}$$

$$\alpha_{e_{2l}} = \operatorname{arctg} \frac{196.9318}{393.8636} = 26.56^\circ$$

$$\alpha_{e_{2l}} = 26.56^\circ$$

- Angle absolu à la sortie de la roue :

Du triangle des vitesses on a :

$$\alpha_{e_{3l}} = 90^\circ$$

- Angle relatif moyen :

$$\beta_m = \operatorname{arctg} \frac{2V_a}{U_m}$$

$$\beta_m = \operatorname{arctg} \frac{2 \times 196.9318}{393.8636} = 45^\circ$$

$$\beta_m = 45^\circ$$

Puisque le triangle des vitesses est complètement symétrique, on aura :

$$V_{e2I} = W_{e3I}$$

$$V_{e3I} = W_{e2I}$$

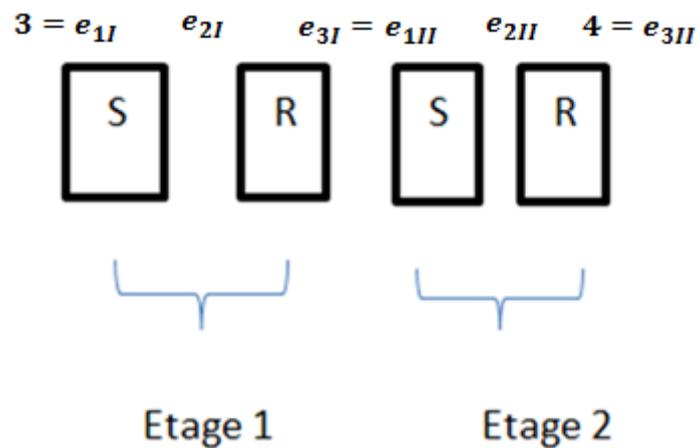
$$\alpha_{e2I} = \beta_{e3I}$$

$$\alpha_m = \beta_m$$

$$\alpha_{e3I} = \beta_{e2I}$$

#### IV.10.4. Paramètre thermodynamique du fluide à la sortie de l'étage

L'indice  $e_{3I}$  correspond à l'indice  $e_{1II}$  (la sortie de l'étage 1, entrée de l'étage 2), (Voir figure : IV.5)



- **Température totale**

Sachant que  $\Delta T_{te} = \Delta T_e$

$$T_{te3I} = T_{t3} - \Delta T_{te}$$

$$T_{te3I} = 998.96888 - 144.3656 = 854.6032 \text{ K}$$

$$T_{te3I} = 854.6032 \text{ K}$$

- **Température statique**

$$T_{e_{3l}} = T_3 - \Delta T_e$$

$$T_{e_{3l}} = 977 - 144.3656 = 832.6344 \text{ K}$$

$$T_{e_{3l}} = 832.6344 \text{ K}$$

- **Taux de détente**

$$\tau_d = \left( \frac{P_{t_{sortie}}}{P_{t_{entrée}}} \right) = \left( \frac{T_{t_{sortie}}}{T_{t_{entrée}}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Pour un étage :

$$\tau_e = \left( \frac{P_{t_{sortie \text{ étage}}}}{P_{t_{entrée \text{ étage}}}} \right) = \left( \frac{T_{t_{sortie \text{ étage}}}}{T_{t_{entrée \text{ étage}}}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Avec

$$\Delta T_{te} = T_{t_{entrée \text{ étage}}} - T_{t_{sortie \text{ étage}}}$$

$$\tau_{d_e} = \left( 1 - \frac{\Delta T_{te}}{T_{t_{entrée \text{ étage}}}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Sachons que :

$$\Delta T_{te_I} = \Delta T_{te_{II}} = \Delta T_{te}$$

Pour le 1 étage :

$$T_{te_{3l}} = T_{t_3} - \Delta T_{te}$$

$$\tau_{d_{e_I}} = \left( \frac{T_{te_{3l}}}{T_{t_3}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left( 1 - \frac{\Delta T_{te}}{T_{t_3}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Pour le 2 étages :

$$T_{t4} = T_{te_{3l}} - \Delta T_{te}$$

$$\tau_{de_{1l}} = \left( \frac{T_{t4}}{T_{te_{3l}}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left( 1 - \frac{\Delta T_{te}}{T_{te_{3l}}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

- **Coefficient poly tropique**

Donnée par la relation : [9]

$$k = \frac{\log \frac{P_4}{P_3}}{\log \frac{P_4}{P_3} - \log \frac{T_4}{T_3}}$$

$$k = \frac{\log \frac{0.97}{4.45}}{\log \frac{0.97}{4.45} - \log \frac{699}{977}} = 1.28$$

$$\tau_{de_{1l}} = \left( 1 - \frac{144.3656}{998.9688} \right)^{\frac{1.28}{1.28-1}} = 0.4899$$

$\tau_{de_{1l}} = 0.4899$
---------------------------

- **Pression totale à la sortie du premier étage**

$$P_{te_{3l}} = \frac{P_{t3}}{\tau_{de_{1l}}}$$

$$P_{te_{3l}} = \frac{4.6842}{0.4899} = 2.2948 \text{ bar}$$

$P_{te_{3l}} = 2.2948 \text{ bar}$
------------------------------------

- **Nombre de Mach**

$$M_{e_{3l}} = \sqrt{\left(\frac{T_{te_{3l}}}{T_{e_{3l}}} - 1\right) \left(\frac{2}{\gamma_m - 1}\right)}$$

$$M_{e_{3l}} = \sqrt{\left(\frac{854.6032}{832.6344} - 1\right) \times \left(\frac{2}{1.335 - 1}\right)} = 0.3969$$

$$M_{e_{3l}} = 0.3969$$

- **Pression statique**

$$P_{e_{3l}} = P_{te_{3l}} \left(1 + \frac{\gamma_m - 1}{2} M_{e_{3l}}^2\right)^{\frac{\gamma_m}{1 - \gamma_m}}$$

$$P_{e_{3l}} = 2.2948 \times \left(1 + \frac{1.335 - 1}{2} \times 0.3969^2\right)^{\frac{1.335}{1 - 1.335}} = 2.0686 \text{ bar}$$

$$P_{e_{3l}} = 2.0686 \text{ bar}$$

- **Masse volumique**

$$\rho_{e_{3l}} = \frac{P_{e_{3l}}}{r_m \times T_{e1}}$$

$$\rho_{e_{3l}} = \frac{2.0686 \times 10^5}{268.7277 \times 832.6344} = 0.9245 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{e_{3l}} = 0.9245 \text{ kg/m}^3$$

#### IV.10.5. Paramètre thermodynamique à l'entrée de la roue de premier étage

- **Température totale**

$$T_{te_{2l}} = T_{t_3} - \Delta T_{stator}$$

$$T_{te_{2l}} = 998.9688 - 72.1828 = 926.7860 \text{ k}$$

$$T_{te_{2l}} = 926.7860 \text{ k}$$

- **Température statique**

$$T_{e_{2l}} = T_3 - \Delta T_{stator}$$

$$T_{e_{2l}} = 977 - 72.1828 = 904.8172 \text{ k}$$

$$T_{e_{2l}} = 904.8172 \text{ k}$$

- **Température isentropique**

$$T_{e_{2ls}} = T_3 - \frac{T_3 - T_{e_{2l}}}{\eta_T}$$

$$T_{e_{2ls}} = 977 - \frac{977 - 904.8172}{0.87} = 894.0313 \text{ k}$$

$$T_{e_{2ls}} = 894.0313 \text{ k}$$

- **Pression statique**

$$P_{e_{2l}} = \left( \frac{T_3}{T_{e_{2ls}}} \right)^{\frac{\gamma_m}{1-\gamma_m}} \times P_3$$

$$P_{e_{2l}} = \left( \frac{977}{894.0313} \right)^{\frac{1.335}{1-1.335}} \times 4.45 = 3.1244 \text{ bar}$$

$$P_{e_{2l}} = 3.1244 \text{ bar}$$

- **Masse volumique :**

$$\rho_{e2l} = \frac{P_{e2l}}{r_m \times T_{e2l}}$$

$$\rho_{e2l} = \frac{3.1244 \times 10^5}{268.7277 \times 904.8172} = 1.2850 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{e2l} = 1.2850 \text{ kg/m}^3$$

- **Nombre de Mach**

$$M_{e2l} = \frac{V_{e2l}}{\sqrt{\gamma_m \times r_m \times T_{e2l}}}$$

$$M_{e2l} = \frac{440.3528}{\sqrt{1.335 \times 268.7277 \times 904.8172}} = 0.7729$$

$$M_{e2l} = 0.7729$$

- **Pression totale**

$$P_{te2l} = P_{e2l} \left( 1 + \frac{\gamma_m - 1}{2} M_{e2l}^2 \right)^{\frac{\gamma_m}{\gamma_m - 1}}$$

$$P_{te2l} = 3.1244 \times \left( 1 + \frac{1.335 - 1}{2} 0.7729^2 \right)^{\frac{1.335}{1.335 - 1}} = 4.5689 \text{ bar}$$

$$P_{te2l} = 4.5689 \text{ bar}$$

La suite des résultats de 2<sup>ème</sup> étage de la turbine sera figurée sur le tableau

- **Résultat des calculs à la sortie de chaque étage**

	$\tau_{de}$	$P_t$	$T_t$	$T$	$M$	$P$	$\rho$
Etage 1	0.4899	2.2948	854.6032	832.3644	0.3969	2.0686	0.9245
Etage 2	0.4292	0.9849	710.2376	699	0.3980	0.97	0.5154

Tableau (IV.1) : paramètres thermodynamique du fluide à la sortie d'étage

- **Résultat des calculs à l'entrée de la roue de chaque étage**

	$P$	$P_t$	$T_t$	$T$	$T_{is}$	$M$	$\rho$
roue 1	3.1244	4.5689	926.7860	904.8172	894.0313	0.7729	1.2850
roue 2	1.3615	2.1315	782.4204	760.4516	749.6657	0.8431	0.6662

Tableau (IV.2) : paramètres thermodynamique du fluide à l'entrée de la roue

**IV.10.6. Dimensionnement de l'étage de la turbine :****IV.10.6.1. Diamètre moyen de l'étage**

$$D_m = \frac{60 \times U_m}{\pi \times N}$$

$$D_m = \frac{60 \times 393.8636}{\pi \times 5000} = 1.5m$$

$D_m = 1.5m$
--------------

**IV.10.6.2. Hauteur des aubes**

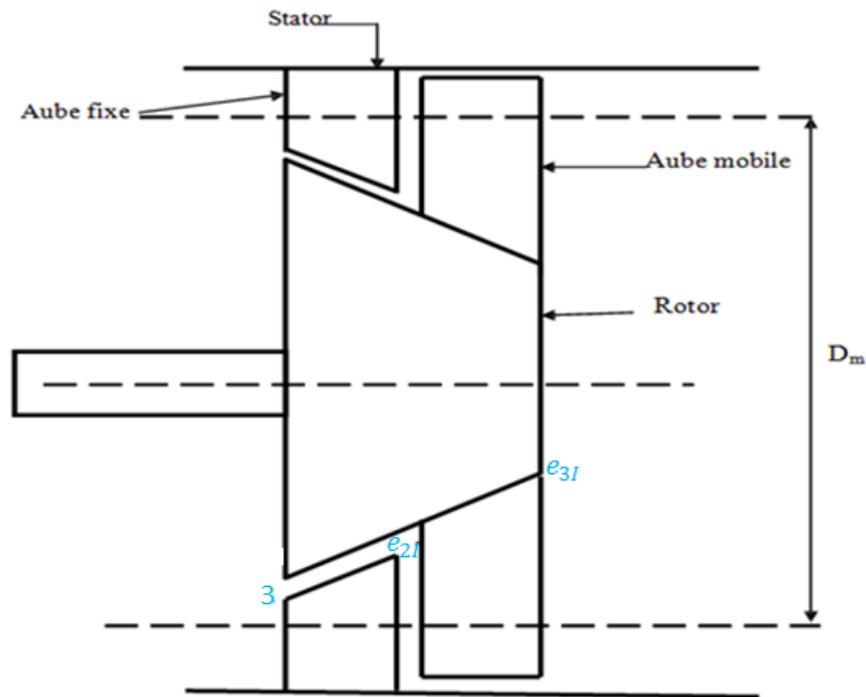


Figure (IV.5) : schéma d'un étage d'une turbine

### ❖ Pour l'étage 1

#### • Entrée du distributeur

$$l_3 = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_c}{\pi \times D_m \times K \times \rho_3 \times V_3}$$

Avec :

$K$  : Le coefficient d'obstruction qui tient compte de l'épaisseur des aubes ;  $K = [0.85 \text{ à } 0.93]$

Soit : [10]

$K = 0.88$  à chaque entrée d'une grille (fixe ou mobile)

$K = 0.91$  à chaque sortie d'une grille (fixe ou mobile)

$$l_3 = \frac{78 + 1.264}{\pi \times 1.5 \times 0.88 \times 1.7304 \times 196.9318} = 0.0560 \text{ m}$$

$l_3 = 0.0560 \text{ m}$

#### • Entrée des aubes mobiles

$$l_{e_{2l}} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_c}{\pi \times D_m \times K \times \rho_{e_{2l}} \times V_3}$$

$$l_{e_{2l}} = \frac{78 + 1.264}{\pi \times 1.5 \times 0.88 \times 1.2850 \times 196.9318} = 0.0755 \text{ m}$$

$$l_{e_{2l}} = 0.0755 \text{ m}$$

- **Sortie des aubes mobiles**

$$l_{e_{3l}} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_c}{\pi \times D_m \times K \times \rho_{e_{3l}} \times V_3}$$

$$l_{e_{3l}} = \frac{78 + 1.264}{\pi \times 1.5 \times 0.91 \times 0.9245 \times 196.9318} = 0.1015 \text{ m}$$

$$l_{e_{3l}} = 0.1015 \text{ m}$$

#### IV.10.6.3 Diamètre intérieure et extérieure de l'étage

$D_e$  : C'est le diamètre extérieur de l'aube mobile.

$D_i$  : C'est les diamètres l'intérieur de l'aube mobile.

- **Diamètre extérieure et intérieure à l'entrée du distributeur**

$$D_{e_3} = D_m + l_3 = 1.5 + 0.0560 = 1.556 \text{ m}$$

$$D_{e_3} = 1.556 \text{ m}$$

$$D_{i_3} = D_m - l_3 = 1.5 - 0.0560 = 1.444 \text{ m}$$

$$D_{i_3} = 1.444 \text{ m}$$

- **Diamètre extérieure et intérieure à l'entrée de la roue**

$$D_{e2I} = D_m + l_{e2I} = 1.5 + 0.0755 = 1.5755 \text{ m}$$

$$D_{e2I} = 1.5755 \text{ m}$$

$$D_{i2I} = D_m - l_{e2I} = 1.5 - 0.0755 = 1.4245 \text{ m}$$

$$D_{i2I} = 1.4245 \text{ m}$$

- **Diamètre extérieure et intérieure à la sortie de la roue**

$$D_{e3I} = D_m + l_{e3I} = 1.5 + 0.1015 = 1.6015 \text{ m}$$

$$D_{e3I} = 1.6015 \text{ m}$$

$$D_{i3I} = D_m - l_{e3I} = 1.5 - 0.1015 = 1.3985 \text{ m}$$

$$D_{i3I} = 1.3985 \text{ m}$$

❖ **Pour l'étage 2**

- **Entrée du distributeur**

$$l_{e1II} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_c}{\pi \times D_m \times K \times \rho_{e1II} \times V_3}$$

$$l_{e1II} = \frac{78 + 1.264}{\pi \times 1.5 \times 0.88 \times 0.9245 \times 196.9318} = 0.1049 \text{ m}$$

$$l_{e1II} = 0.1049 \text{ m}$$

- **Entrée des aubes mobiles**

$$l_{e2II} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_c}{\pi \times D_m \times K \times \rho_{e2II} \times V_3}$$

$$l_{e2II} = \frac{78 + 1.264}{\pi \times 1.5 \times 0.88 \times 0.6662 \times 196.9318} = 0.1456 \text{ m}$$

$$l_{e2II} = 0.1456 \text{ m}$$

- **Sortie des aubes mobiles**

$$l_{e3II} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_c}{\pi \times D_m \times K \times \rho_{e3II} \times V_3}$$

$$l_{e3II} = \frac{78 + 1.264}{\pi \times 1.5 \times 0.91 \times 0.5154 \times 196.9318} = 0.1821 \text{ m}$$

$$l_{e3II} = 0.1821 \text{ m}$$

- **Diamètre extérieure et intérieure de l'étage**

$D_e$  : C'est le diamètre extérieur de l'aube mobile.

$D_i$  : C'est les diamètres l'intérieur de l'aube mobile.

- **Diamètre intérieure et extérieure à l'entrée du distributeur**

$$D_{e1II} = D_m + l_{e1II} = 1.5 + 0.061 = 2.561 \text{ m}$$

$$D_{e1II} = 2.561 \text{ m}$$

$$D_{i1II} = D_m - l_{e1II} = 1.5 - 0.061 = 2.439 \text{ m}$$

$$D_{i1II} = 2.439 \text{ m}$$

- **Diamètre extérieure et intérieure à l'entrée de la roue**

$$D_{e2II} = D_m + l_{e2II} = 1.5 + 0.1049 = 1.6049 \text{ m}$$

$$D_{e2II} = 1.6049 \text{ m}$$

$$D_{i2II} = D_m - l_{e2II} = 1.5 - 0.1049 = 1.3951 \text{ m}$$

$$D_{i_{2II}} = 1.3951 \text{ m}$$

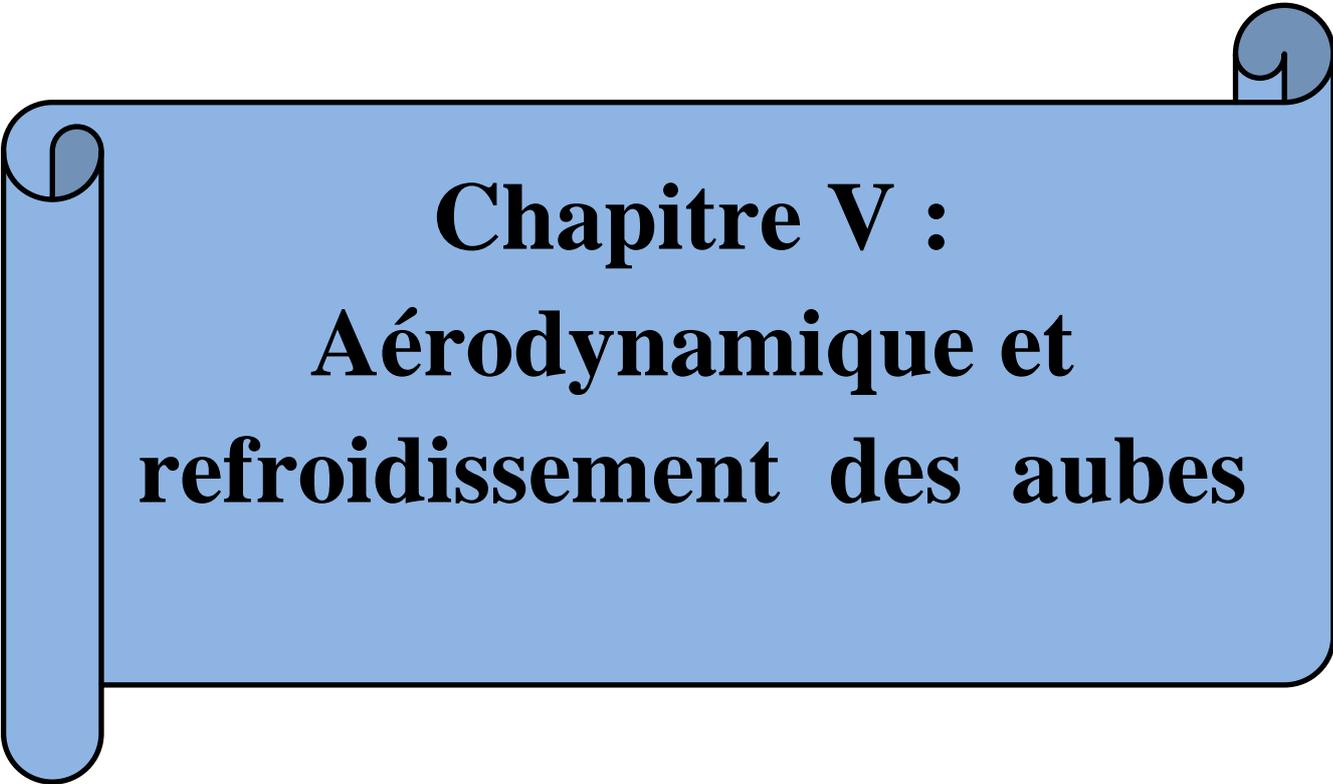
- **Diamètre extérieure et intérieure à la sortie de la roue**

$$D_{e_{3II}} = D_m + l_{e_{3II}} = 1.5 + 0.1456 = 1.6456 \text{ m}$$

$$D_{e_{3II}} = 1.6456 \text{ m}$$

$$D_{i_{3II}} = D_m - l_{e_{3II}} = 1.5 - 0.1456 = 1.3544$$

$$D_{i_{3II}} = 1.3544$$



**Chapitre V :**  
**Aérodynamique et**  
**refroidissement des aubes**



## V.1. Définition

L'aérodynamique est une branche de la mécanique des fluides s'occupant de l'étude des phénomènes qui se produisent lorsqu'un corps solide est en mouvement relatif dans un fluide qui l'entoure.

## V.2. Théorie des grilles d'aubes

### V.2.1. Définitions relatives à l'aile

Une aile est un obstacle profilé caractérisé par une surface ne présentant pas de variation rapide de courbure dans le sens de l'écoulement. Cet obstacle est représenté par sa section droite dite profil.

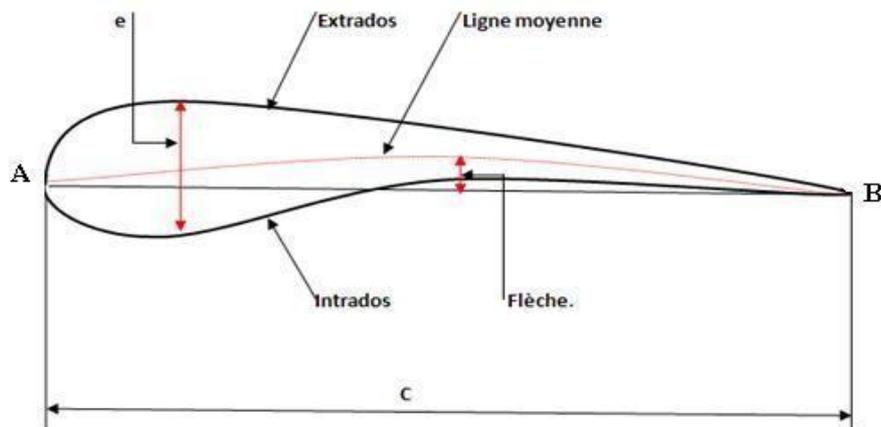


Figure (V.1) : Caractéristiques géométriques d'un profil d'aile isolée

Les paramètres les plus importants qui définissent les caractéristiques géométriques d'un profil sont :

A : bord d'attaque.

B : bord de fuite.

Extrados : face supérieure.

Intrados : face inférieure.

Ligne moyenne = squelette : c'est le lieu des points équidistants entre l'intrados et l'extrados.

$c$  : Longueur de la corde ou profondeur du profil.

$e$  : Epaisseur maximale : distance maximale entre l'intrados et l'extrados.

$\frac{e}{c}$  : Epaisseur relative : c'est le rapport entre l'épaisseur maximale et la longueur de la corde.

### V.2.2. Grille d'aubes

Dans de nombreuses machines (turbopompes, turbines, etc...) un fluide s'écoule à travers un ensemble d'obstacles régulièrement disposés autour d'un axe formant une grille d'aubes de forme annulaire. Dans ce cas, on définit les paramètres supplémentaires suivant :

$t$  : Pas de la grille

$\frac{t}{c}$  : Pas relatif.

$i$  : Angle d'incidence.

$\varepsilon$  : Angle de glissement.

$\varphi$  : Angle de calage.

On définit le serrage des profils par l'inverse du pas relatif. [11]

$$\tau = \frac{\text{corde}}{\text{pas}} = \frac{c}{t} \quad (\text{V-1})$$

### V.3. Caractéristiques aérodynamique d'un profil

Lorsqu'un corps se trouve en mouvement en présence de l'air, il est soumis à des forces qui s'exercent sur chaque élément de sa surface. La résultante de ces forces est désignée par  $F$ , qui peut être décomposée :

#### V.3.1. Portance

Perpendiculaire à la vitesse de l'écoulement, est générée par une plus basse pression créée sur l'extrados de l'aube comparée à la pression sur l'intrados, autrement dit l'intrados est en surpression tandis que l'extrados est en dépression. La forme cambrée de l'aube est conçue de sorte que le fluide coule plus vite sur l'extrados que sur l'intrados. Elle est définie par la relation :

$$P_r = \frac{1}{2} \rho C_z S V_m^2 \quad (\text{V-2})$$

$C_z$  : Coefficient de portance.

$S$  : Surface.

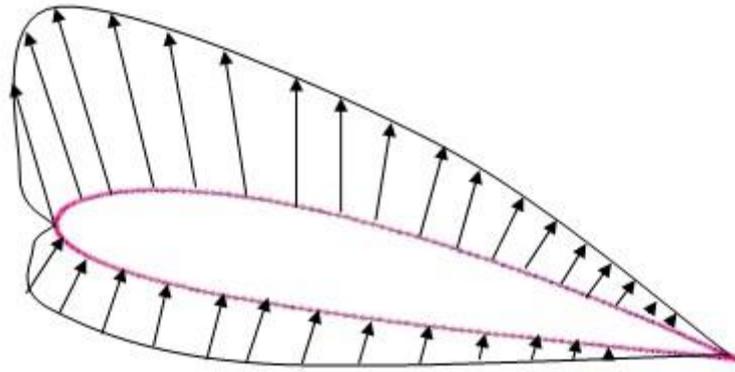
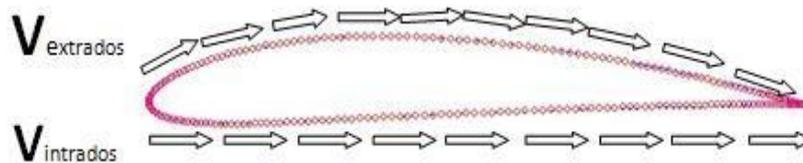


Figure (V.2) : Répartition des vitesses autour d'un profil d'aile

Figure (V.3) : Vitesse d'écoulement sur un profil.  $V_{extrados} > V_{intrados}$ 

### V.3.2. Traînée

Parallèle à l'écoulement, désigné par  $T_r$ , qui s'oppose au mouvement de l'objet, la traînée est définie par la relation :

$$T_r = \frac{1}{2} \rho C_x S V_m^2 \quad (\text{V-3})$$

$C_x$  : Coefficient de traînée.

L'angle de glissement ou finesse est défini par :

$$\cotg \varepsilon = \frac{P_r}{T_r} \quad (\text{V-4})$$

En remplaçant  $T_r$  et  $P_r$  par leurs expressions, nous obtenons :

$$\cotg \varepsilon = \frac{C_z}{C_x} \quad (\text{V-5})$$

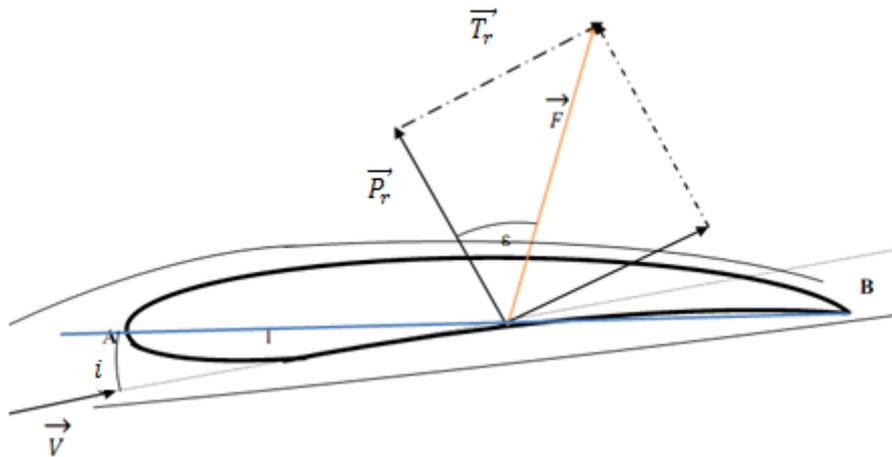


Figure (V.4) : Effort exercée sur une aube isolée placée dans un courant de fluide

Ces forces  $P_r$  et  $T_r$  sont le résultat des forces de pression et de viscosité que l'air exerce sur la surface du profil.

## V.4. Coefficients adimensionnels

### V.4.1. Coefficient de portance

La résultante  $\vec{F}$  peut également être considérée comme la somme des composantes  $F_X$  et  $F_Z$  que nous allons calculer en appliquant le théorème des quantités de mouvement à la surface de référence ABCD. (Figure : V.5)

En projection dans la direction  $OX$  et dans la direction perpendiculaire nous trouvons : [11]

$$F_X = T_r \cos\alpha_m - P_r \sin\alpha_m = (P_1 - P_2) t \quad (\text{V-6})$$

$$F_Z = T_r \sin\alpha_m + P_r \cos\alpha_m = -\rho V_a t \Delta V_u \quad (\text{V-7})$$

Pour une hauteur d'aube unité, la surface  $S$  est égale à la corde.

L'expression (V-7) s'écrit :

$$\rho c \frac{V_m^2}{2} (C_x \sin\alpha_m + C_z \cos\alpha_m) = -\rho V_m \cos\alpha_m t \Delta V_u$$

Après transformations, nous obtenons :  $C_z(1 + \cot\epsilon \operatorname{tg}\alpha_m) = -2 \frac{t \Delta V_u}{c V_m}$

Le terme  $\cot\epsilon$  est souvent négligeable. [11]

Et on écrit tout simplement :

$$C_z \frac{c}{2t} = \frac{|\Delta V_u|}{V_m} \quad (\text{V-8})$$

Naturellement, on serait tenté d'utiliser les valeurs correspondantes établies dans la théorie de l'aile isolée de même profil. Malheureusement les phénomènes d'interaction risquent de modifier sensiblement ces valeurs. Ces interactions sont faibles lorsque les aubes ne sont pas trop voisines. C'est-à-dire lorsque le pas relatif  $\frac{t}{c}$  est supérieur à 2 ou 3 par exemple, mais il n'en est pas de même lorsque les aubes sont proches ; on est alors obligé d'introduire des facteurs de correction qui sont fonction du pas relatif et de l'angle de calage.[11]

$$K = \frac{\text{aube en grille}}{\text{aube isolée}} = \frac{C_z'}{C_z} \quad (\text{V-9})$$

#### V.4.2. Coefficient de traînée

Le coefficient de traînée totale d'une aile d'envergure finie est la somme d'un coefficient de Traînée de pression, d'un coefficient de traînée de frottement et d'un coefficient de traînée induite.[11]

$$C_x = C_{xp} + C_{xf} + C_{xi} \quad (\text{V-10})$$

Le coefficient de traînée est lié au coefficient de portance par cette relation :

$$C_x = \frac{C_z}{\cotg \varepsilon} \quad (\text{V-11})$$

Le coefficient de traînée corrigé est donné par la relation de HOWEL.[12]

$$C'_x = C_x + C_{x \text{ paroi}} + C_{xi} \quad (\text{V-12})$$

$$C_{x \text{ parois}} = 0.02(t/c), C_{x \text{ écoulement secondaire}} = 0.018(C_z)^2$$

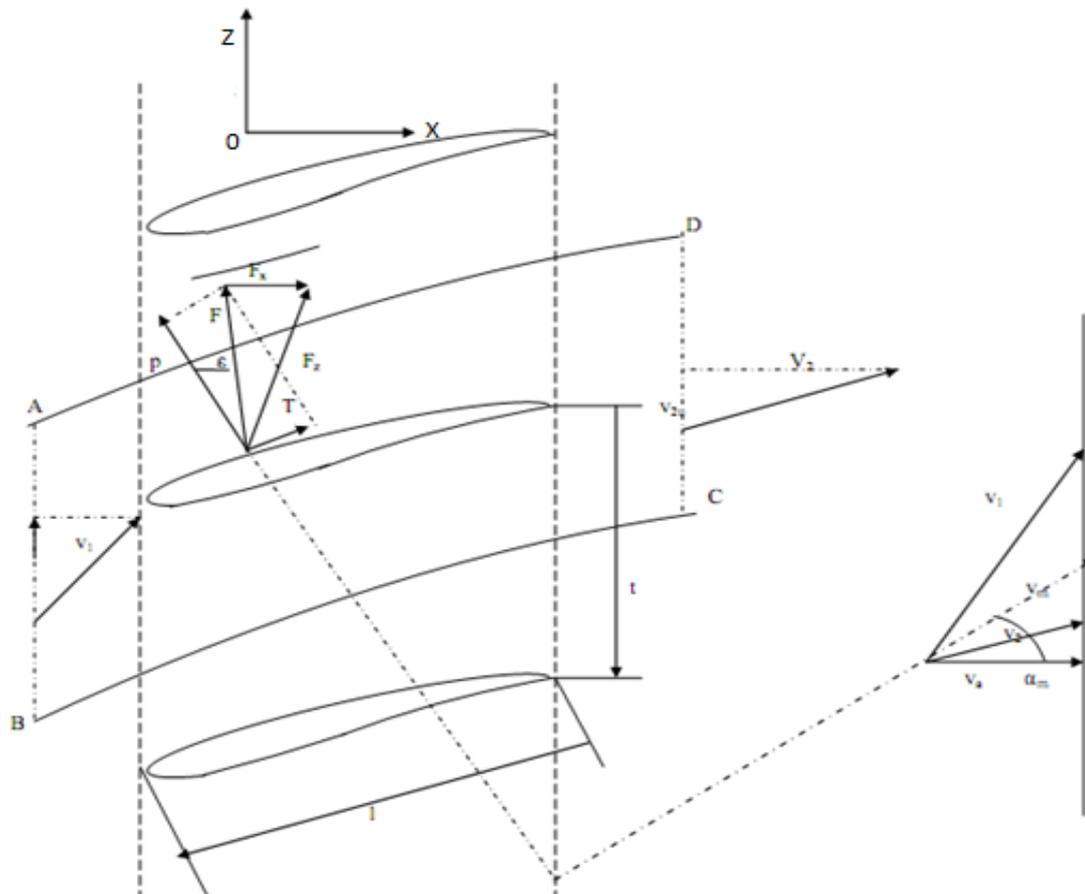


Figure (V.5) : Schéma d'une grille d'aube. [11]

## V.5. Efforts exercés sur les aubes

### V.5.1 Effort tangentiel

L'effort tangentiel exercé sur chacune des aubes est donné par : [11]

$$F_Z = T_r \sin\alpha_m + P_r \cos\alpha_m$$

Ou

$$F_Z = \rho S V_m^2 [C_x \sin\alpha_m + C_z \cos\alpha_m]$$

(V-13)

### V.5.2. Effort axial

L'effort axial est donné par : [11]

$$F_X = T_r \cos\alpha_m - P_r \sin\alpha_m$$

$$F_Z = \rho S V_m^2 [C_x \cos \alpha_m - C_z \sin \alpha_m] \quad (\text{V-14})$$

### V.6. Couple

Une grille d'aubes soumise à un effort tangentiel  $F_Z$  et ayant un nombre d'aube  $Z$ , au rayon moyen  $r_m$  est sollicitée par un couple  $C$  :

$$C = Z F_Z r_m \quad (\text{V-15})$$

### V.7. Puissance échangée

L'expression de la puissance utile, qui est le produit de la force tangentielle par la vitesse périphérique, est donnée par : [7]

$$\phi = n F_Z U_m \quad (\text{V-16})$$

### V.8. Perte d'énergie dans la grille

La perte d'énergie est définie par la variation de la pression totale du fluide à la traversée de la grille. Son expression peut être retrouvée en exprimant que pendant l'unité de temps, le fluide s'écoulant entre deux aubes successives perd l'énergie  $\Delta P_t$  égale au travail ( $V_m \cdot T_r$ ) des forces de frottement. [11]

$$\Delta P_t = \frac{T_r}{t l \cos \alpha_m} \quad (\text{V-17})$$

### V.9. Calcul aérodynamique

#### ➤ Le choix du profil

Les profils d'ailes sont d'un usage très répandu, aussi bien dans l'aviation que dans les rotors de différentes installations (aubes de turbines, pales d'éoliennes...).

Le travail présenté dans ce chapitre consiste à déterminer les coefficients de portance et traînée ainsi que les efforts appliqués à ce profil.

On choisit un profil NACA 23012 utilisé dans les turbines, avec une épaisseur relative  $\frac{e}{c} = 12\%$ . [13].

L'application réalisé sur le logiciel PROFILLI 2 qui nous a permis d'obtenir les caractéristiques aérodynamique concernant le profil NACA23012, pour un nombre de Reynolds  $R_e=110000$ . (Tableau 2 de l'annexe III) obtenu nous a permis de choisir un angle d'incidence de  $11.5^\circ$  pour un coefficient de portance optimum  $C_z = 1.1121$ . (Figure 2 de l'annexe III)

### V.9.1. Longueur de l'aube (corde)

L'aube est assimilée à un trapèze dont la grande base ( $c_i$ ) est égale à la corde au pied, la petite base ( $c_e$ ) est égale à la corde en tête. [14]

$$c_i = (1 \text{ à } 1.25) c_e$$

$$l = (1.25 \text{ à } 2) c_i$$

Vue la symétrie de la hauteur de l'aube par rapport au rayon moyen, la corde moyenne est :

$$c_m = \frac{c_e + c_i}{2}$$

Pour le premier rotor au rayon moyen on choisit :

$$l_{e1} = 1.5c_i ; c_i = \frac{l_{e1}}{1.5} = \frac{0.0885}{1.5} = 0.059 \text{ m}$$

$$c_i = 0.059 \text{ m}$$

$$c_i = 1.1c_e ; c_e = \frac{c_i}{1.1} = \frac{0.059}{1.1} = 0.0532 \text{ m}$$

$$c_e = 0.0532 \text{ m}$$

D'où :

$$c_m = \frac{0.059 + 0.0532}{2} = 0.0561 \text{ m}$$

$$c_m = 0.0561 \text{ m}$$

### V.9.2. Le pas de la grille

Le pas relatif qui assure la perte minimale est donné par l'album des profils  $\frac{t}{c} = 0.74 \text{ à } 0.76$  [7]

Pour  $\frac{t}{c} = 0.75$  l'expression du pas relatif donne :

$$t_m = 0.75 \times c_m = 0.75 \times 0.0561 = 0.0421 \text{ m}$$

$$t_m = 0.0421 \text{ m}$$

### V.9.3. Nombre d'aubes

Il est donné par la relation suivante : [7]

$$z = \frac{\pi D_m}{t_m} = \frac{\pi \times 1.5}{0.0421} = 111.93 \text{ aubes}$$

Le nombre n'est pas entier, on prend :

$$z = 112 \text{ aubes}$$

Dimensions corrigées

Le pas

$$t_m = \frac{\pi D_m}{z} = \frac{\pi \times 1.5}{112} = 0.0420 \text{ m}$$

$$t_m = 0.0420 \text{ m}$$

Corde moyenne

$$c_m = \frac{t_m}{0.75} = \frac{0.0420}{0.75} = 0.0561 \text{ m}$$

$$c_m = 0.0561 \text{ m}$$

Corde à la base

On garde la même que celle calculée précédemment :

$$c_i = 0.059 \text{ m}$$

Corde au sommet

$$c_e = 2 c_m - c_i = 2 \times 0.0561 - 0.059 = 0.0531 \text{ m}$$

$$c_e = 0.0531 \text{ m}$$

La méthode de calcul utilisée est la même, le calcul se fera uniquement au rayon moyen pour le premier rotor, pour les autres les résultats sont consignés dans un tableau suivant

		$c_m$ (m)	$t_m$ (m)	$\frac{t}{c}$	$z$	$c_i$	$c_e$
Etage 1	Stator	0.0357	0.0268	0.75	176	0.0373	0.0341
	rotor	0.0561	0.0420	0.75	112	0.059	0.0531
Etage 2	stator	0.0667	0.0500	0.75	94	0.0699	0.0635
	rotor	0.1043	0.0782	0.75	60	0.1092	0.0993

Tableau (V.1) : paramètres aérodynamique des aubes de la turbine

#### V.9.4. Angle de calage

L'angle de calage est donné par la relation suivante : [9]

$$\varphi = \beta_m + i$$

D'où :

$$\varphi = 45 + 11.5 = 56.5^\circ$$

$\varphi = 56.5^\circ$

#### V.9.5. Coefficient aérodynamique d'un étage :

- Coefficient de portance des aubes de la première grille du rotor :

De l'abaque (Figure V.6), pour  $\varphi = 56.5^\circ$  et  $\frac{t}{c} = 0.75$ , on trouve de la relation (V-9) :

$$\frac{C_z'}{C_z} = 0.51$$

D'où :

$$C_z' = 1.1121 \times 0.51 = 0.6$$

$C_z' = 0.6$

- **Coefficient de traînée des aubes de la première grille du rotor :**

Avec une finesse de  $\cotg \varepsilon = 20.5564$  on aura de la relation (V-5) :

$$C_x = 0.0541$$

La valeur corrigée, par rapport aux interactions inter-aube, du coefficient de traînée s'écrit :

$$C'_x = C_x + C_{x \text{ paroi}} + C_{x \text{ écoulement secondaire}}$$

$$C_{x \text{ parois}} = 0.02(t/c) = 0.02 \times 0.75 = 0.015$$

$$C_{x \text{ écoulement secondaire}} = 0.018(C_z)^2 = 0.018 \times (1.1121)^2 = 0.022$$

Donc :

$$C'_x = 0.0541 + 0.015 + 0.022 = 0.0911$$

$C'_x = 0.0911$
-----------------

### V.9.6. Effort au niveau des aubes :

- **Portance d'une aube du rotor au rayon moyen :**

La relation (V-2) s'écrit :

$$P_r = \frac{1}{2} C_z' \rho V_m^2 l_{e1} c_m$$

Pour le premier étage on a :

$$P_r = \frac{1}{2} \times 0.6 \times 1.1048 \times 278.5036^2 \times 0.0561 \times 0.0885 = 136.02 \text{ N}$$

$P_r = 136.02 \text{ N}$
--------------------------

- **Trainée d'une aube du rotor au rayon moyen :**

La relation (V-3) s'écrit :

$$T_r = \frac{1}{2} C_x' \rho V_m^2 l_{e1} c_m$$

Pour le premier étage on a :

$$T_r = \frac{1}{2} \times 0.1.0911 \times 1.1048 \times 278.5036^2 \times 0.0561 \times 0.0885 = 11.21 \text{ N}$$

$T_r = 11.21 \text{ N}$
-------------------------

- **Effort total exercé sur une aube du rotor du premier étage**

$$F = \sqrt{P_r^2 + T_r^2} = \sqrt{(136.02)^2 + (11.21)^2} = 163.40 \text{ N}$$

$$F = 163.40 \text{ N}$$

- **Effort tangentiel exercé sur une aube du rotor du premier étage**

De l'expression (V-6) on a :

$$F_Z = (136.02 \times \sin 45) + (11.21 \times \cos 45) = 104.10 \text{ N}$$

$$F_Z = 104.10 \text{ N}$$

- **Effort axial exercé sur une aube du rotor du premier étage**

De l'expression (V-7) on a :

$$F_x = (136.02 \times \sin 45) - (11.21 \times \cos 45) = 88.25 \text{ N}$$

$$F_x = 88.25 \text{ N}$$

### V.9.7. Le couple exercé sur la grille

De la relation (V-15) on a :

$$C = 104.10 \times 112 \times 0.75 = 33084.5424 \text{ N.m}$$

$$C = 33084.5424 \text{ N.m}$$

### V.9.8. Puissance

De l'expression (V-16) on a :

$$\emptyset = 104.10 \times 393.8636 \times 112 = 4592.134 \text{ kw}$$

$$\emptyset = 4592.134 \text{ kw}$$

**V.9.9. Perte de pression totale**

De l'expression (V-17) on a :

$$\Delta P_e = \frac{11.21}{0.0420 \times 0.0561 \times \cos 45} = 0.04 \text{ bar}$$

$\Delta P_e = 0.04 \text{ bar}$
---------------------------------

- Les résultats du rotor dixième étage sont donnés dans le tableau suivant :

	$P_{or}(N)$	$T_r(N)$	$F(N)$	$F_Z(N)$	$F_x(N)$	$C(N.m)$	$\phi(kw)$	$\Delta P_e(bar)$
Etage1	136.02	11.21	163.40	104.10	88.25	33084.5424	4592.134	0.042
Etage2	235.01	35.68	237.70	191.41	140.4	8613.45	4523.365	0.06

Tableau (V.2) : Efforts au niveau des aubes de la turbine

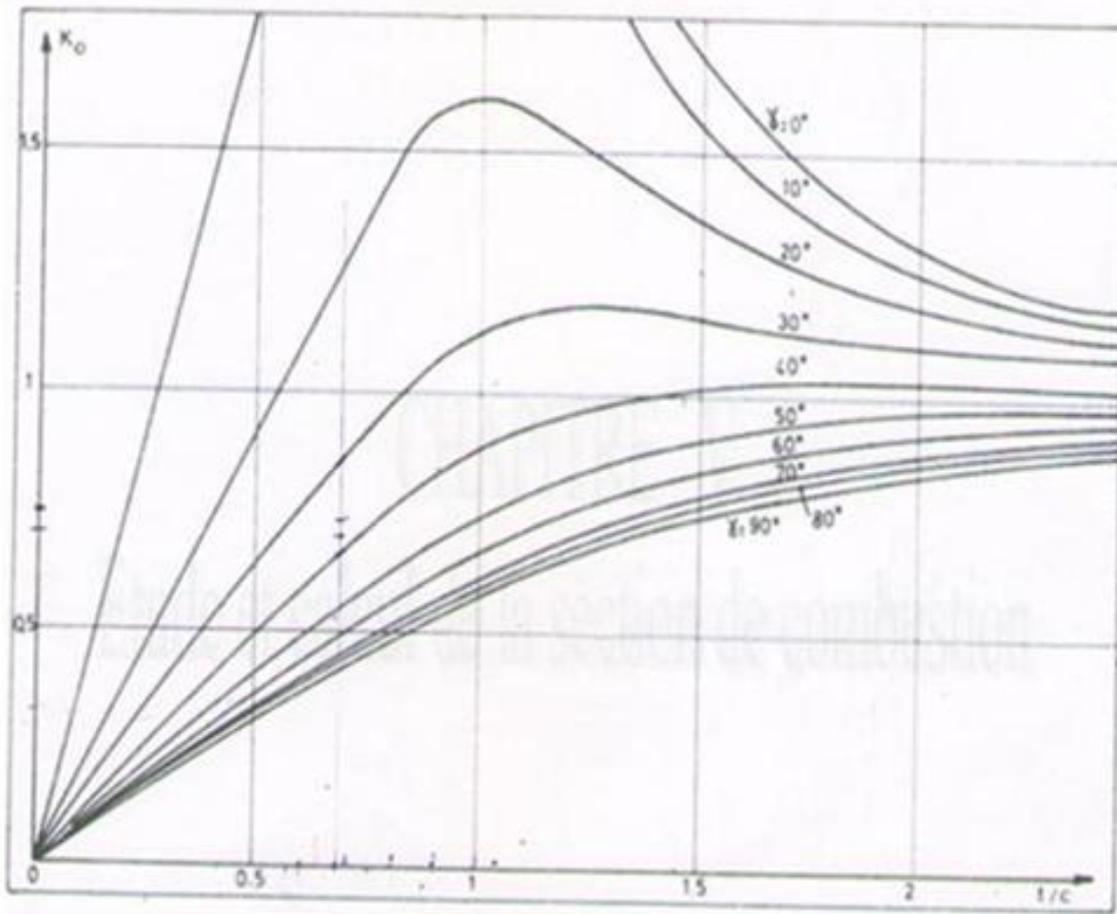


Figure (V-6) : coefficient de modification du coefficient  $C_z$  dans une grille d'aube [11]

### V.10. Refroidissement des aubes

Pour les aubes des turbines à gaz de dernières générations, on a mis au point des systèmes de refroidissement très sophistiqués et d'efficacité élevée, capables de maintenir le composant à une température compatible avec la tenue du matériau avec une consommation réduite d'air de refroidissement. D'une manière générale, il est réalisé par circulation d'air prélevé au niveau du compresseur. Ainsi, on refroidit les aubes de la turbine.

L'étude relative à un aube muni d'un système de refroidissement est compliquée car il faut concilier les exigences liées au refroidissement de l'aube et celles dictées par les objectifs premiers du dimensionnement aérodynamique de l'aube.[15]

Il existe différentes techniques de refroidissement des aubes, voici les procédés les plus répandus :

#### V.10.1. Refroidissement par conduction

L'air extrait du 10<sup>ème</sup> étage du compresseur passe à travers l'arbre qui relie le compresseur et la turbine pour refroidir l'enveloppe de la roue de la turbine et par conduction cela entraîne le refroidissement des auxiliaires reliés à la roue notamment les aubes de la turbine.

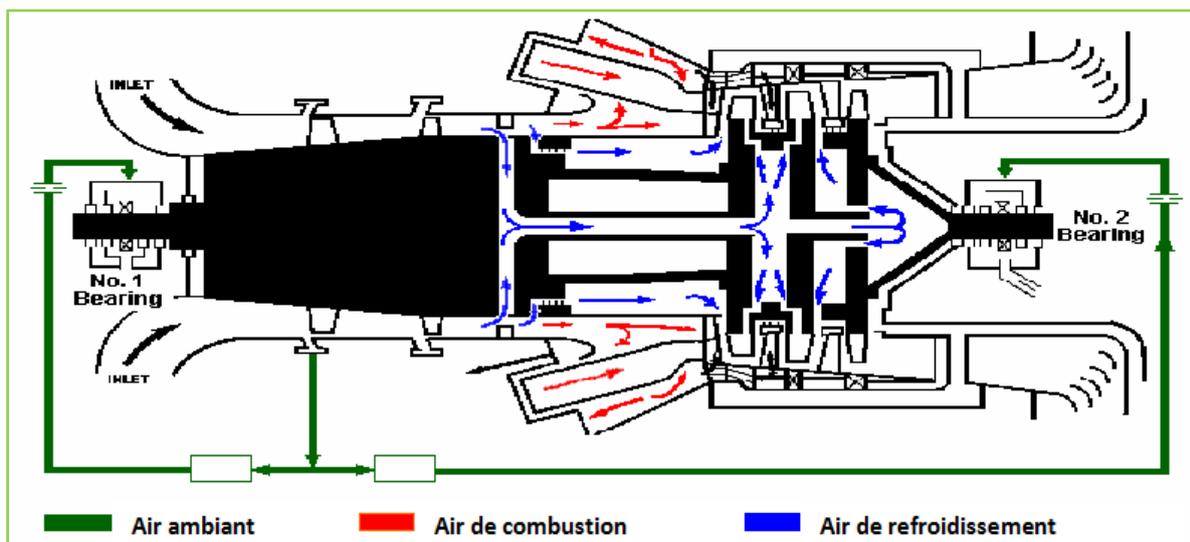


Figure (V.7) : circuit d'air de refroidissement

#### V.10.2. Refroidissement par convection multipasse

Où l'air prélevé sur le compresseur circule à l'intérieur de l'aube constitué par des branches de serpentin avec promoteurs de turbulence dans l'aube pour le refroidir avant d'être évacué soit aux extrémités d'aube ou au bord de fuite. A titre d'exemple, la figure (V.8). On peut repérer en particulier les aubes du premier étage refroidi avec les sorties d'air de refroidissement en extrémité.

Dans la zone du bord de fuite on n'emploie pas le système multipasse pour éviter l'épaississement du profil. Les pertes aérodynamiques des profils dépendent surtout de l'épaisseur du bord de fuite de l'aube qui doit être la plus faible possible. En général, le

bord de fuite est refroidi grâce à l'introduction de petits cylindres dans un étroit canal qui pénètre dans le pied de l'aubage.

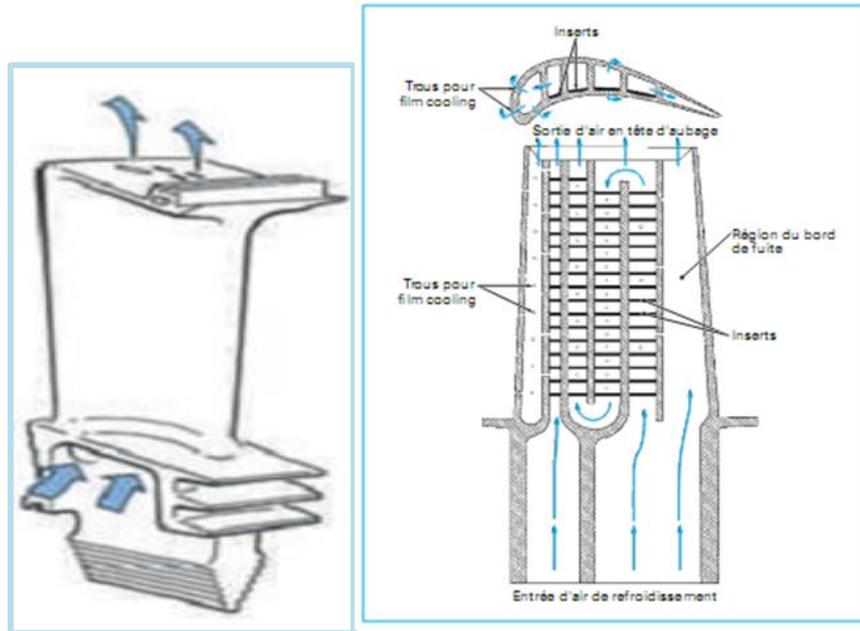


Figure (V.8) : refroidissement de l'aube par convection multipasse. [15]

### V.10.3. Refroidissement par "film d'air"

Dans lequel le système précédent est complété par une éjection de l'air ayant joué son rôle d'agent refroidisseur à l'aide d'une multitude d'orifices de quelques dixièmes de millimètres ; l'air éjecté de ces orifices crée un film qui sert à la fois au refroidissement de la paroi et à son isolation relative par rapport à l'écoulement principal des gaz à très haute température. La figure (V.9) représente ce procédé. À l'intérieur de l'aubage sont situées deux tôles prismatiques trouées qui produisent les jets : la première en correspondance du bord d'attaque, la seconde dans la partie moyenne de l'aube. La partie terminale du distributeur est refroidie par une série de tubes axiaux qui émettent le l'air de refroidissement sur le bord de fuite sur l'intrados.

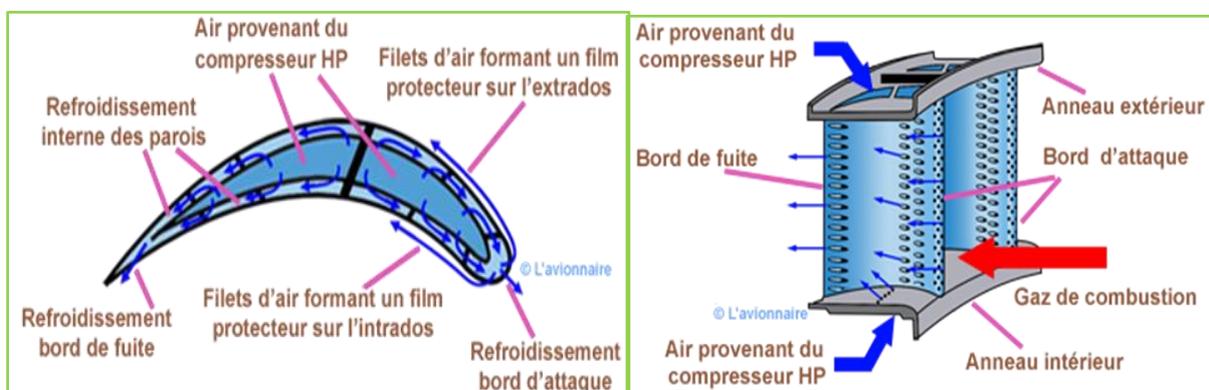


Figure (V.9) : refroidissement de l'aube par film d'air

Souvent ces techniques de refroidissement diffèrent selon le constructeur ou la typologie de la machine, mais adoptent des techniques de refroidissement qui se ressemblent beaucoup. En définitive, on assiste à une certaine standardisation de la technologie de refroidissement des aubages.

### V.11. Matériaux

Les matériaux employés dans les aubages doivent satisfaire à un nombre de conditions parmi lesquelles :

- la résistance à l'oxydation
- la résistance à l'action chimique
- la résistance mécanique (rupture, allongement)
- la résistance au fluage

Le fluage est la déformation plastique lente du métal sous l'action d'une contrainte mécanique. Cette déformation croît continuellement pendant toute la durée d'application de la charge et finit par provoquer une rupture de l'aube.

- La caractéristique mécanique à la température prévue en service.
- La facilité de mise en œuvre : coulage, forgeage et soudage.

Récemment, l'une des solutions envisagées consiste à employer un matériau résistant bien à la température élevée et à le protéger contre toute action chimique à l'aide d'un revêtement en matière céramique.

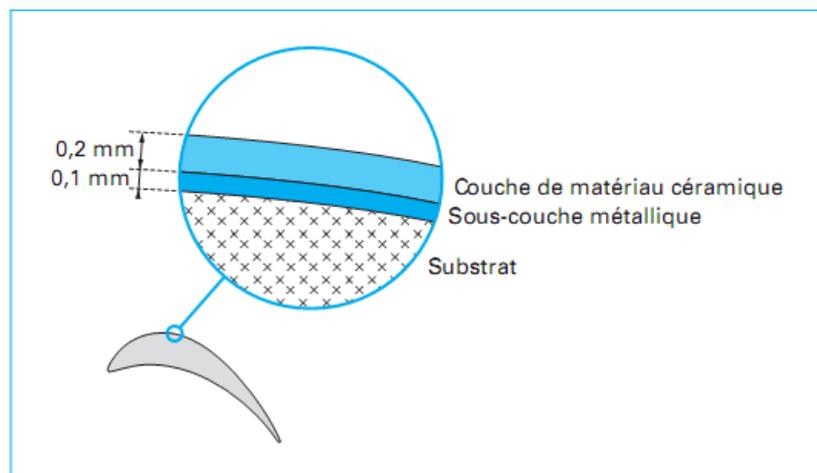


Figure (V.10) : barrière thermique en céramique. [15]

### V.11.1. Structure de l'aube

Des développements technologiques récents résultant de l'application industrielle de techniques avancées mises au point pour la conception nouvelle de l'aubage en deux parties : le corps et la peau extérieure. Cette disposition a l'avantage de pouvoir traiter différemment les deux éléments constitutifs, le cœur et la paroi extérieure, et en particulier de les réaliser avec des alliages différents et mieux adaptés.

#### ➤ Le corps

La conception du corps résultent de l'étude des contraintes et des transferts thermiques. La forme obtenue, comme le montre la figure (V.11) est une structure creuse et les conduits internes ménagés pour la réfrigération sont obtenus en fonderie. Afin d'obtenir la meilleure qualité de la coulée. L'utilisation d'un noyau en céramique pour l'aménagement des canaux de réfrigération permet d'alléger l'aubage et d'augmenter ainsi sa résistance au fluage.

#### ➤ La peau extérieure

La "peau" est formée à froid avec précision pour obtenir le meilleur profil avant d'être soudée à son corps support par un procédé par contact.

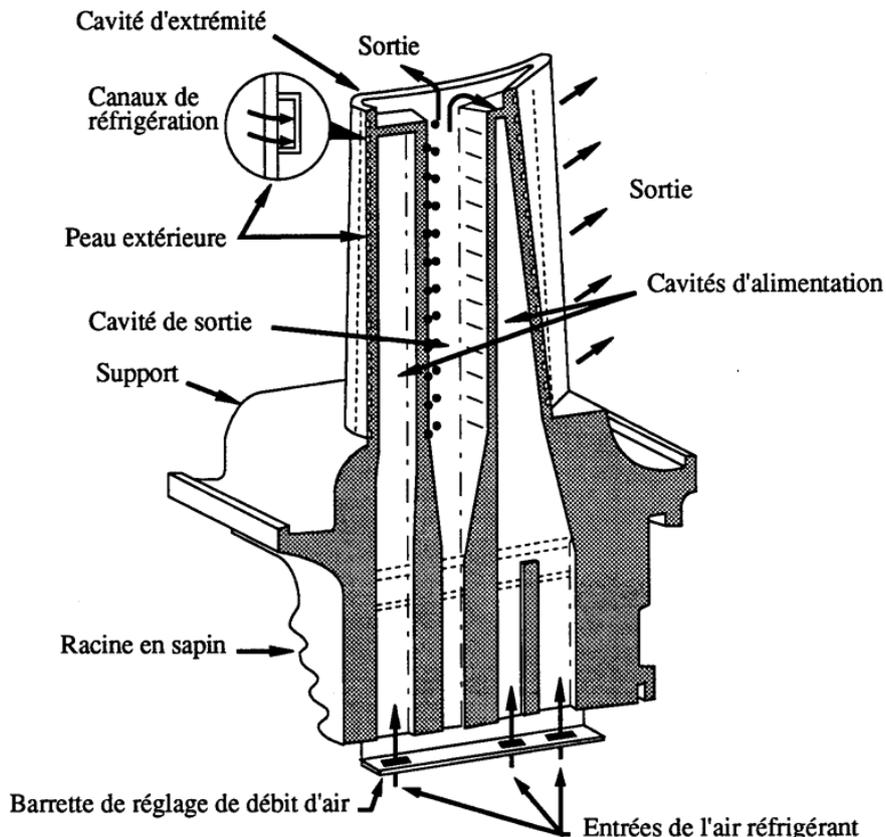
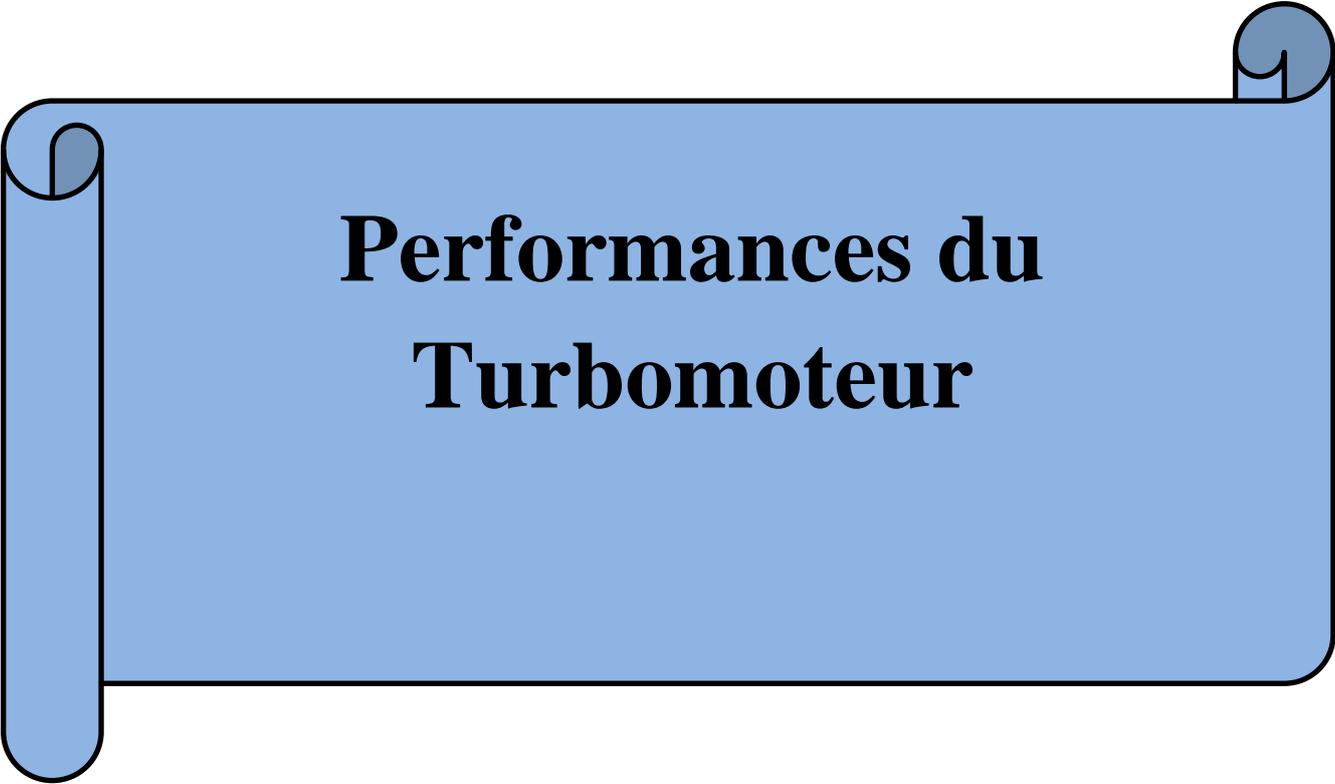


Figure (V.11) : structure d'un aubage de la roue de la turbine



# **Performances du Turbomoteur**

### Calcul des performances du turbomoteur

➤ **Travail du compresseur**

$$W_c = \frac{C_{p2} T_{t0}}{\eta_c} \left( \tau_c^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} - 1 \right)$$

Avec  $T_{t0} = T_0 = 300k$  la température à l'entrée du compresseur.

$\eta_c$  : Rendement du compresseur est compris entre 0.84 et 0.86. [16]

$$W_c = \frac{1005 \times 300}{0.85} \times \left( 5^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) = 207084.2495 \text{ j/kg}$$

$W_c = 207084.2495 \text{ j/kg}$

➤ **Travail de la turbine**

$$W_t = \eta_T C_{p_{mT}} T_{t3} \left( 1 - \tau_d^{\frac{\gamma_m-1}{\gamma_m}} \right)$$

$$W_t = 0.87 \times 1070.9 \times 998.9688 \times \left( 1 - 0.2^{\frac{1.335-1}{1.335}} \right) = 309250 \text{ j/kg}$$

$W_t = 309250 \text{ j/kg}$

➤ **Travail utile du turbomoteur**

$$W_U = W_t - W_c$$

$$W_U = 309250 - 207084.2495 = 102165.7505 \text{ j/kg}$$

$W_U = 102165.7505 \text{ j/kg}$

➤ **Puissance du compresseur**

$$P_c = \dot{m}_a W_c$$

$$P_c = 78 \times 207084.2495 = 16152571.46 \text{ w}$$

$P_c = 16152571.46 \text{ w}$

➤ **Puissance de la turbine**

$$P_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)W_t$$

$$P_t = 79.264 \times 309250 = 24512392 \text{ w}$$

$P_t = 24512392 \text{ w}$

➤ **Puissance utile**

$$P_U = P_t - P_c$$

$$P_U = 24512392 - 16152571.46 = 8359821 \text{ w}$$

$P_U = 8359821 \text{ w}$

➤ **L'efficacité de l'échangeur**

L'apport de chaleur dépend de la température de l'air à la sortie du récupérateur qui est directement reliée à son efficacité défini par :

$$\varepsilon = \frac{\text{chaleur réellement échangé}}{\text{chaleur théorique échangeable}}$$

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_{1'}}{T_4 - T_{1'}}$$

➤ **Puissance dépensée (sans récupération)**

$$P_d = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)C_{p_m}(T_{t_3} - T_{t_{1'}})$$

Sachant que :

$$T_{t_{1'}} = T_{1'} \left( 1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} M_2^2 \right)$$

$$T_{t_{1'}} = 503 \times \left( 1 + \frac{1.4 - 1}{2} \times 0.25^2 \right) = 509.2875 \text{ k}$$

$T_{t_{1'}} = 509.2875 \text{ k}$

$$P_d = 79.264 \times \frac{1005 + 1070.9}{2} \times (998.9688 - 509.2875) = 40287093.6 \text{ w}$$

$$P_d = 40287093.6 \text{ w}$$

➤ **La consommation spécifique**

$$C_S = \frac{\dot{m}_c}{P_U}$$

Avec

$$\dot{m}_c = \frac{P_d}{P_{Ci}}$$

$$\dot{m}_c = \frac{40287093.6}{49786000} = 0.8092 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_c = 0.8092 \text{ kg/s}$$

$$C_S = \frac{0.8092}{8359821} = 9.6796 \times 10^{-5} \text{ kg/kw.s}$$

$$C_S = 9.6796 \times 10^{-5} \text{ kg/kw.s}$$

➤ **Rendement**

$$\eta_{th} = \frac{P_U}{P_d}$$

$$\eta_{th} = \frac{8359821}{40287093.6} = 0.2075$$

$$\eta_{th} = 21\%$$

### Amélioration du turbomoteur

➤ **Energie théoriquement récupérable**

$$Q_{th} = \dot{m}_a C_{P_2} \Delta T$$

$$Q_{th} = \dot{m}_a C_{P_2} (T_{t_4} - T_{t_1'})$$

$$Q_{th} = 78 \times 1005 \times (710.2376 - 509.2875) = 15752478.23 \text{ w}$$

$Q_{th} = 15752478.23 \text{ w}$

➤ **Energie réellement récupérée**

$\varepsilon = 0.5$  à  $0.8$ ; On prend  $\varepsilon = 0.5$

$$Q_r = Q_{th} \varepsilon$$

$$Q_r = 15752478.23 \times 0.5 = 7876239.17 \text{ w}$$

$Q_r = 7876239.17 \text{ w}$

➤ **Le nouvel apport de chaleur serait donc**

$$Q_2 = P_d - Q_r$$

$$Q_2 = 40287093.6 - 7876239.17 = 32410854.43 \text{ w}$$

$Q_2 = 32410854.43 \text{ w}$

➤ **Nouvelle consommation spécifique**

$$C_s = \frac{\dot{m}_c}{P_U}$$

Avec

$$\dot{m}_c = \frac{Q_2}{P_{Ci}}$$

$$\dot{m}_c = \frac{32410854.43}{49786000} = 0.6510 \text{ kg/s}$$

$\dot{m}_c = 0.6510 \text{ kg/s}$

$$C_S = \frac{0.6510}{8359821} = 7.78 \times 10^{-5} \text{ kg/kw.s}$$

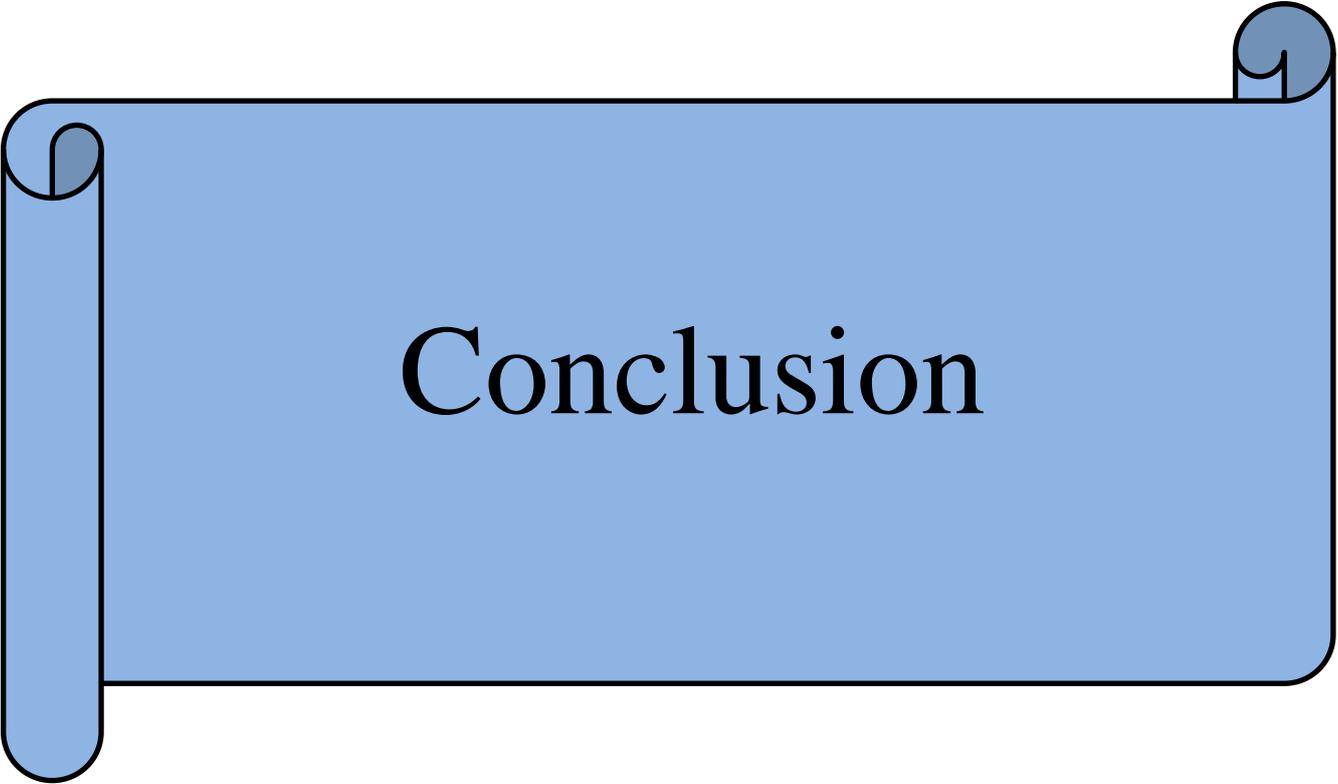
$$C_S = 7.78 \times 10^{-5} \text{ kg/kw.s}$$

➤ **Nouveau rendement**

$$\eta_{th} = \frac{P_U}{Q_2}$$

$$\eta_{th} = \frac{8359821}{32410854.43} = 0.2579$$

$$\eta_{th} = 26\%$$

A blue scroll graphic with a black outline, featuring a vertical strip on the left side and a small scroll-up detail at the top right. The word "Conclusion" is written in a black serif font in the center of the scroll.

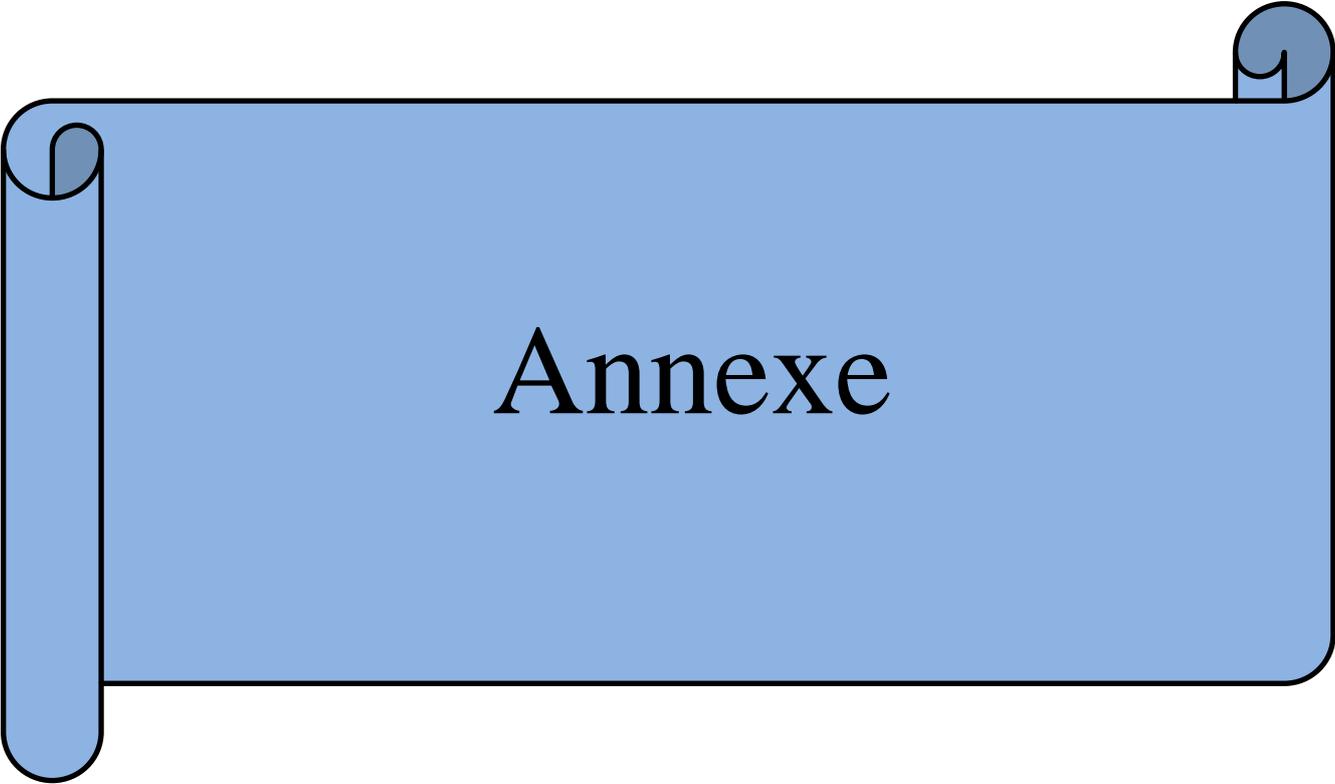
Conclusion

Cette étude n'est que préliminaire. L'étude approfondie d'un turbomoteur nécessite des moyens ; à la fois humains et matériels. Par exemple l'étude détaillée des aubes à elle seules nécessite l'intervention de nombreuses équipes de travail (disciplines). Quand on sait que dans ce domaine se sont les essais qui déterminent réellement les régimes de fonctionnement, on mesure bien la complexité du problème.

Dans notre cas on se limite, donc, au dimensionnement des organes constituant le turbomoteur. On a même retenu une hypothèse paraissant un peu grossière, il s'agit des chaleurs massiques à des pressions constantes de l'air et des gaz de fumée le long du cycle. Mais en réalité ces paramètres varient en fonction de la température; aborder ce problème par cet aspect compliquerait d'avantage cette étude. Notre objectif est atteint à l'aide d'un programme de calcul MATLAB qui nous a permis de déterminer tous les paramètres du fluide à l'entrée et à la sortie de la chambre de combustion.

Ce travail confirme l'utilité et l'importance que joue la récupération dans les turbomoteurs, en absence du récupérateur l'air entre dans la chambre de combustion à 506,34k. En présence de celui-ci cette température est de l'ordre de 608,5125 k, ce gain appréciable d'enthalpie permet de diminuer considérablement la consommation spécifique du combustible et améliorer nettement le rendement du turbomoteur qui passe de 21% à 26%.

Le dimensionnement du récupérateur ainsi que le refroidissement de la turbine font l'objet de deux mémoires de fin d'étude, en cours d'étude ce qui complétera notre travail, en fin nous espérons que cette étude trouvera une application en Algérie.

A blue scroll graphic with a black outline, featuring a vertical strip on the left side and a small circular detail at the top right corner. The word "Annexe" is written in a black serif font in the center of the scroll.

Annexe

---

% molaire	Constituant	Symbole	Masse molaire (g/mole)	Mi (g) pour 1 mole
0.5921	Nitrogène	$N_2$	28	0.165788
0.1942	Gaz carbonique	$CO_2$	46	0.089332
97.2145	Méthane	$CH_4$	16	15.55432
1.5302	Ethane	$C_2H_6$	30	0.45906
0.3168	Propane	$C_3H_8$	44	0.139392
0.0299	i-Butane	$C_4H_{10}$	58	0.017342
0.0617	n-Butane	$C_4H_{10}$	58	0.035786
0.0162	i-Pentane	$C_5H_{12}$	72	0.011664
0.0144	n-Pentane	$C_5H_{12}$	72	0.010368
0.0019	Néo-Pentane	$C_5H_{12}$	72	0.001368
0.0166	Hexane	$C_6H_{14}$	86	0.014276
0.0066	Heptane	$C_7H_{16}$	100	0.0066
0.0017	Octane	$C_8H_{18}$	114	0.001938
0.0017	Nonane	$C_9H_{20}$	128	0.002176
0.0017	Décane	$C_{10}H_{22}$	144	0.002448

Tableau (1) : Chromatographe pour une mole du combustible

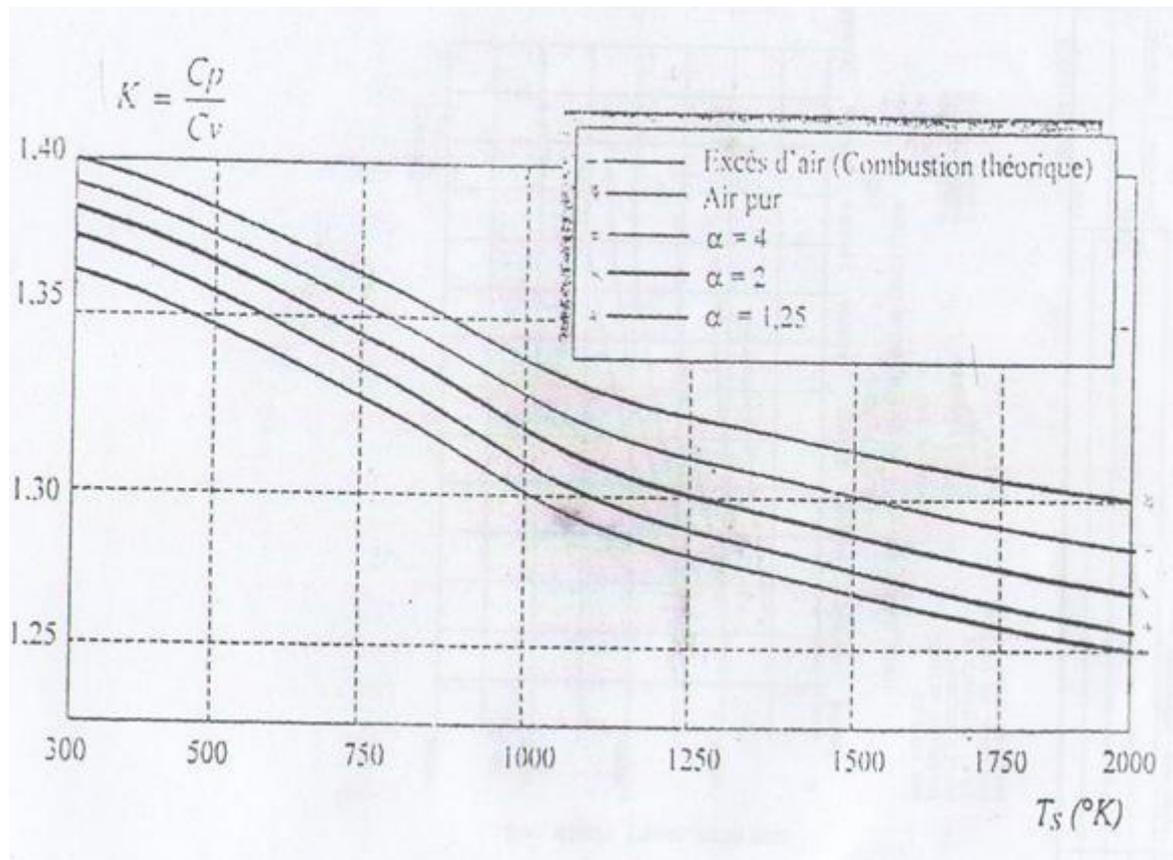


Figure 1 : coefficients isentropique en fonction de la température avec différents coefficients d'excès d'air

<b>12% JOUKOWSKI - Re = 110000</b>				
<b>Alfa</b>	<b>Cl</b>	<b>Cd</b>	<b>Cl/Cd</b>	<b>Cm</b>
0.0	0.0000	0.0139	0.0000	0.0000
0.5	0.0418	0.0139	3.0072	0.0052
1.0	0.0882	0.0139	6.3453	0.0095
1.5	0.1503	0.0139	10.8129	0.0102
2.0	0.2399	0.0139	17.2590	0.0050
2.5	0.3465	0.0139	24.9281	-0.0045
3.0	0.3886	0.0140	27.7571	-0.0032
3.5	0.4240	0.0143	29.6503	-0.0001
4.0	0.4666	0.0148	31.5270	0.0021
4.5	0.5138	0.0154	33.3636	0.0037
5.0	0.5629	0.0161	34.9627	0.0049
5.5	0.6121	0.0170	36.0059	0.0060
6.0	0.6612	0.0182	36.3297	0.0070
6.5	0.7095	0.0195	36.3846	0.0080
7.0	0.7570	0.0212	35.7075	0.0090
7.5	0.8039	0.0230	34.9522	0.0101
8.0	0.8504	0.0254	33.4803	0.0111

<b>8.5</b>	<b>0.8966</b>	<b>0.0280</b>	<b>32.0214</b>	<b>0.0121</b>
<b>9.0</b>	<b>0.9422</b>	<b>0.0305</b>	<b>30.8918</b>	<b>0.0131</b>
<b>9.5</b>	<b>0.9842</b>	<b>0.0341</b>	<b>28.8622</b>	<b>0.0143</b>
<b>10.0</b>	<b>1.0272</b>	<b>0.0382</b>	<b>26.8901</b>	<b>0.0150</b>
<b>10.5</b>	<b>1.0606</b>	<b>0.0425</b>	<b>24.9553</b>	<b>0.0165</b>
<b>11.0</b>	<b>1.1043</b>	<b>0.0480</b>	<b>23.0063</b>	<b>0.0166</b>
<b>11.5</b>	<b>1.1121</b>	<b>0.0541</b>	<b>20.5564</b>	<b>0.0187</b>
<b>12.0</b>	<b>1.1092</b>	<b>0.0625</b>	<b>17.7472</b>	<b>0.0198</b>
<b>12.5</b>	<b>1.0811</b>	<b>0.0725</b>	<b>14.9117</b>	<b>0.0202</b>
<b>13.0</b>	<b>1.0234</b>	<b>0.0846</b>	<b>12.0969</b>	<b>0.0171</b>

Tableau 2 : caractéristiques aérodynamique

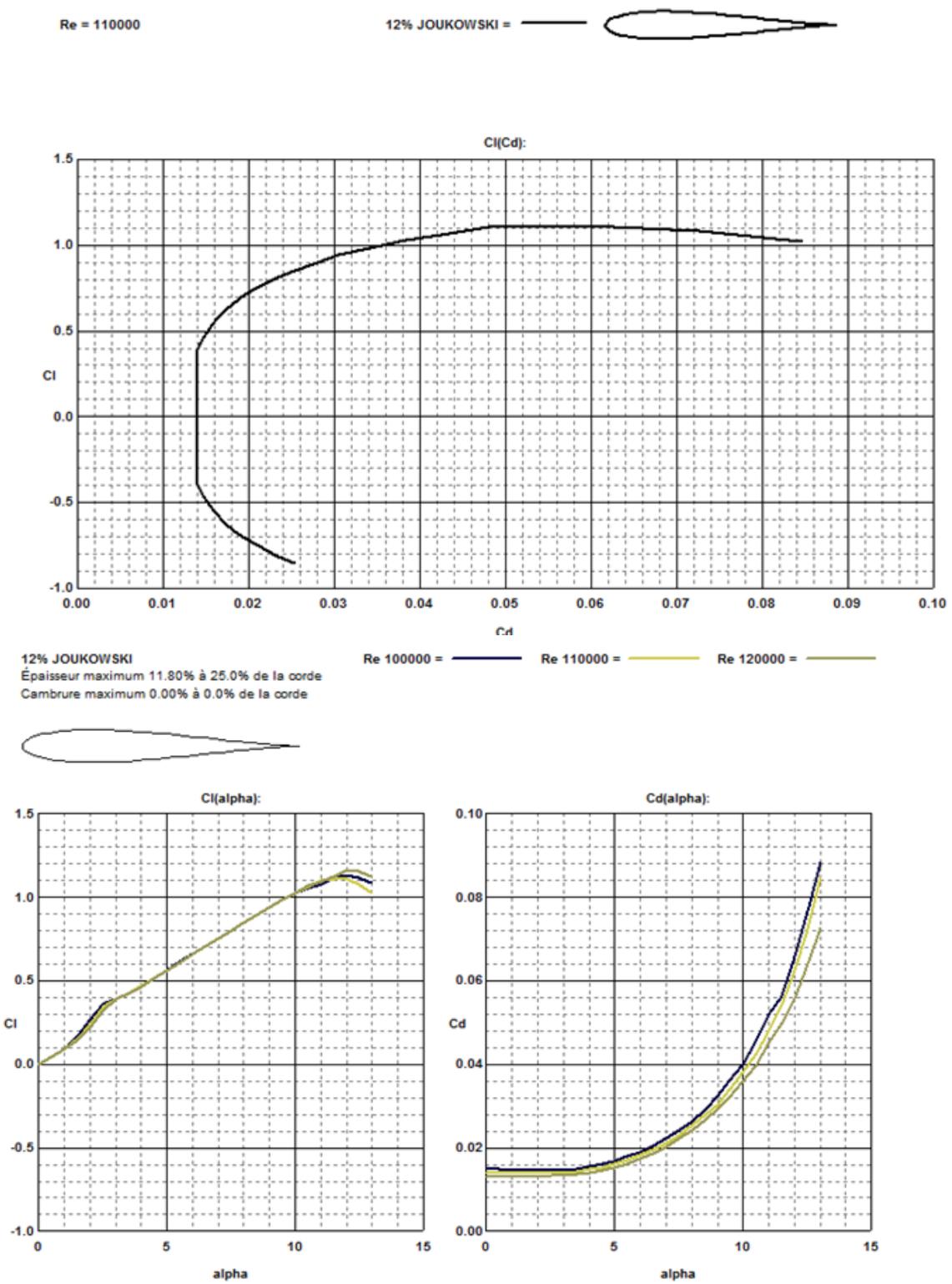
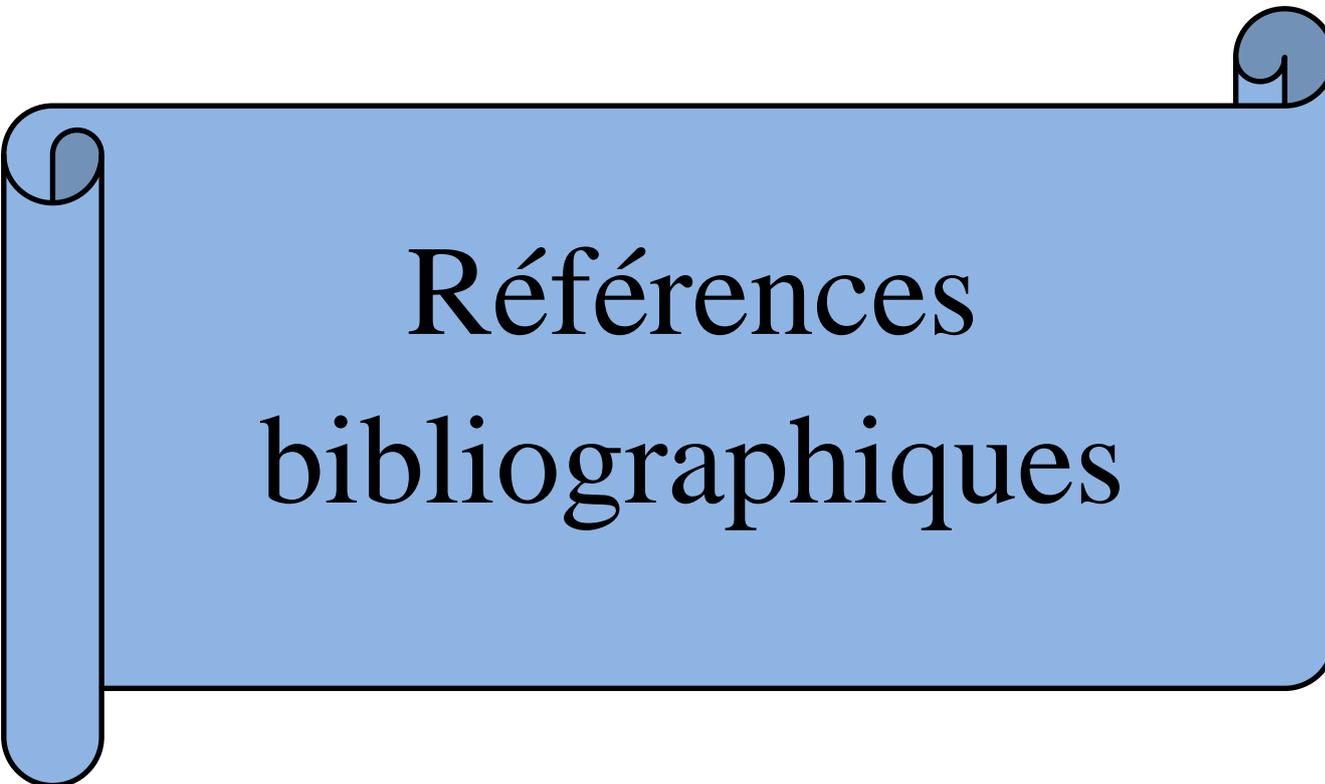


Figure 2 : Coefficients aérodynamique



Références  
bibliographiques

- [1] P.CHAMBADAL : Turbine à gaz. Edition Eyrolles. Paris 1976.
- [2] G. LELASSON : Machines transformatrices d'énergie. Edition Masson. Paris 1982.
- [3] MAX GIRAUD & JOEL SILET : Turbine à gaz aéronautique et terrestres. Article (B 44 10). Techniques de l'ingénieur.
- [4] R. OUZIAUX & J. PERRIER : Mécanique des fluides appliquée. Edition Dunod. Paris 1998.
- [5] P. BIGOT : Mécanique des fluides. Edition Dunod 2011.
- [6] MAHRAWAN. P. BOYCE: Gas turbine engineering handbook. 2002 by Butterworth-Heinemann.
- [7] JAN KRYSINSKI: Turbomachine, théorie générale.
- [8] ROBERT REY : Machines à fluides compressibles, turbines et compresseurs. Arts et métiers ParisTech. Novembre 2008.
- [9] R. BIDARD & J. BONNIN : Energétique et turbomachine. Edition Eyrolles. Paris 1979.
- [10] R. VICHENIEVSKY : Thermodynamique appliquée au machines. Edition Masson 1967.
- [11] R. COMOLET : Mécanique expérimentale des fluides. Edition Masson. Paris 1974.
- [12] V. VGHIA : Récupérateurs et régénérateurs de chaleur. Edition Eyrolles. PARIS 1970.
- [13] M.S.BOUTOUDJ, R.NEBBALI, A.BOUHA, B.OUSSADANE : Simulation numérique de l'écoulement autour d'un profil NACA 23012. 10<sup>ème</sup> Congrès de mécanique. OUDJDA 2011.
- [14] P.REBUFFET : Aérodynamique expérimentale. Edition Dunod 1969.
- [15] B. FACCHINI & L. INNOCENTI : Refroidissement des turbines à gaz. Article (BM 4566). Techniques de l'ingénieur.

- [16] CHVETEZ, M. KONDAK & N. KIRAKOUSKI : Thermique générale. Edition Mir Moscow.