

9/00

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

*Ministère de l'enseignement supérieur  
et de la recherche scientifique*

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

**Département de Génie Mécanique**

**PROJET DE FIN D'ETUDE**

Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en  
Génie Mécanique

المركز الوطني للتكنولوجيا  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

**THEME**

***CALCUL THERMIQUE DANS LA CHAMBRE  
DE COMBUSTION ET DIMENSIONNEMENT  
MECANIQUE DE LA SOUFFLANTE***

**Présenté par :**

***A. EL-HOUARI***

**Proposé et dirigé par :**

***Mrs S. LARBI  
B. BENKOUSSAS***

**Promotion  
Septembre 2000**

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

*Ministère de l'enseignement supérieur  
et de la recherche scientifique*

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة —  
BIBLIOTHEQUE —  
Ecole Nationale Polytechnique

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

**Département de Génie Mécanique**

**PROJET DE FIN D'ETUDE**

Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en  
Génie Mécanique

**THEME**

***CALCUL THERMIQUE DANS LA CHAMBRE  
DE COMBUSTION ET DIMENSIONNEMENT  
MECANIQUE DE LA SOUFFLANTE***

**Présenté par :**

*A. EL-HOUARI*

**Proposé et dirigé par :**

*Mrs S. LARBI*

*B. BENKOUSSAS*

**Promotion  
Septembre 2000**

## **DEDICACE**

*A ma mère et mon père :*

*Pour tous les sacrifices qu'ils ont consenti ;*

*A mes frères ;*

*A mes sœurs ;*

*A mes neveux ;*

*A mes nièces ;*

*A toute ma famille ;*

*A mes deux promoteurs ; M. LARBI et M. BENKOUSSAS*

*A tous les enseignants qui ont contribué à ma formation*

*Je dédie ce travail*

*Akacha*

## **REMERCIEMENT**

*Je Remercie dieu de m'avoir donné la volonté et le courage afin d'arriver à la finalité de ce modeste travail.*

*Je remercie aussi ma famille, a qui revient la gloire de m'avoir éduqué, encouragé et soutenu.*

*Je tiens tout particulièrement a remercié mes promoteurs M. LARBI et M. BENKOUSSAS, d'avoir accepté de diriger cette étude.*

*Je remercie également M. HALLI et M. BOUAZIZ, qui ont acceptés de discuter et d'examiner ce modeste travail.*

*Mes remerciements vont aussi a tous les enseignants qui ont participés à ma formation.*

*Enfin, je remercie toute personne ayant contribuer de près ou de loin a l'aboutissement de ce modeste travail.*

تهدف هذه الدراسة إلى حساب أبعاد مروحة منظومة تجريب الاحتراق لمخبر تحويل الطاقة مع حساب أهم العناصر المكونة لها إضافة إلى حساب كمية التدفق الحراري المتبادل داخل غرفة الاحتراق.

كلمات مفتاحية: ضياع السمات, تبديد, الاحتراق, التدفق الحراري

### **RESUME :**

*Le présent travail consiste en une étude de dimensionnement de la soufflante du banc d'essai de combustion du laboratoire de conversion d'énergie et la détermination de ces caractéristiques, ainsi qu'un calcul du flux de chaleur échangé dans la chambre de combustion.*

*Mots clefs: pertes de charge, dimensionnement, combustion, flux de chaleur*

### **ABSTRACT:**

*The objective of this study is the dimensioning of the blower of experimental system for bench combustion of the laboratory of energy conversion, and the determination of its characteristics, and computation of heat flow in the combustion chamber.*

*Key words : pressure drop, dimensioning, combustion, heat flow*

# Nomenclature



- $A$  : Surface ( $m^2$ ).
- $b$  : Largeur de l'aube (m).
- $C$  : Vitesse absolue (m/s).
- $C_{m1}$  : Vitesse méridienne à de l'aube (m/s).
- $C_{m2}$  : Vitesse méridienne à la sortie de l'aube (m/s).
- $C_p$  : Chaleur spécifique à pression constante (J/kg).
- $D_0$  : Diamètre de l'ouïe (m).
- $D_1$  : Diamètre de l'aube à l'entrée de la roue (m).
- $D_2$  : Diamètre de l'aube à la sortie de la roue (m).
- $e$  : Epaisseur de l'aube (mm).
- $f$  : Quotient des masses  $m_a$  et  $m_f$  respectivement (sans dimension).
- $f_{st}$  : Rapport stoechiométrique du combustible (sans dimension).
- GN : Gaz naturel.
- $g$  : Accélération de la pesanteur (m/s).
- $H_{thz}$  : Hauteur théorique pour un nombre d'aube infini (m).
- $H_{th}$  : Hauteur théorique pour un nombre d'aube fini (m).
- $H_m$  : Hauteur d'élévation manométrique (m).
- $H_g$  : Hauteur géométrique du ventilateur (m).
- $H_t$  : Enthalpie totale (kJ/kg).
- $\Delta H$  : Pertes de charge (m d'air).
- $\Delta H_h$  : Pertes hydrauliques (m d'air).
- $\Delta H_{ch}$  : Pertes par chocs (m d'air).
- $h_{PR}$  : Pertes hydrauliques dans la roue (m d'air).
- $h_{PV}$  : Pertes hydrauliques dans la volute (m d'air).
- $h_{PD}$  : Pertes hydrauliques dans le diffuseur (m d'air).
- $K$  : Rugosité de la paroi (m).
- $m_a$  : Débit massique de l'air (kg).
- $m_f$  : Débit massique du gaz naturel (kg).

- $M_{GN}$  : Masse molaire du gaz naturel (g/mole).
- $N_{sf}$  : Vitesse spécifique (tr/min).
- $N$  : Vitesse de rotation (tr/min).
- $P$  : Pression (bar).
- $P$  : Coefficient de défaut de puissance (sans dimension).
- $P_e$  : Puissance utile (w).
- $P_d$  : Puissance dissipée dans les paliers (w).
- $P_{fr}$  : Puissance dissipée par frottement dans le ventilateur (w).
- $P_{ab}$  : Puissance absorbée par le ventilateur (w).
- $P_m$  : Puissance du moteur de commande (w).
- $Q$  : Débit volumique ( $m^3/s$ ).
- $Q_n$  : Débit nominal du ventilateur ( $m^3/s$ ).
- $Q_f$  : Débit des fuites dans la roue ( $m^3/s$ ).
- $Q_t$  : Débit total dans la roue ( $m^3/s$ ).
- $Q_R$  : Pouvoir calorifique du gaz naturel (j/kg).
- $R$  : Constante des gaz de combustion (j/kg.K).
- $Re$  : Nombre de Reynolds (sans dimension).
- $r$  : Taux de compression (sans dimension).
- $r$  : Constante de l'air (j/kg.K).
- $T_t$  : Température totale (K).
- $t$  : Pas de l'aube (mm).
- $U$  : Vitesse circonférentielle (m/s).
- $U_1$  : Vitesse circonférentielle à l'entrée de l'aube (m/s).
- $U_2$  : Vitesse circonférentielle à la sortie de l'aube (m/s).
- $W$  : Vitesse relative (m/s).
- $W_1$  : Vitesse relative à l'entrée de l'aube (m/s).
- $W_2$  : Vitesse relative à la sortie de l'aube (m/s).
- $Z$  : Nombre des aubes.
- $\alpha$  : Angle de la vitesse absolue avec la vitesse circonférentielle ( $^\circ$ ).
- $\alpha_1$  : Angle de la vitesse absolue avec la vitesse circonférentielle à l'entrée de l'aube ( $^\circ$ ).

- $\alpha_2$  : Angle de la vitesse absolue avec la vitesse circonférentielle à la sortie de l'aube (°).
- $\beta$  : Angle de la vitesse relative avec la vitesse circonférentielle (°).
- $\beta_1$  : Angle de la vitesse relative avec la vitesse circonférentielle à l'entrée de l'aube (°).
- $\beta_2$  : Angle de la vitesse relative avec la vitesse circonférentielle à la sortie de l'aube (°).
- $\gamma$  : Rapport des chaleurs spécifique.
- $\lambda$  : Coefficient des pertes de charge linéaire (sans dimension).
- $\xi$  : Coefficient des pertes charge singulière (sans dimension).
- $\eta_h$  : Rendement hydraulique du ventilateur.
- $\eta_v$  : Rendement volumétrique du ventilateur.
- $\nu$  : Viscosité cinématique de l'air ( $m^2/s$ ).
- $\eta_b$  : Rendement de la chambre de combustion.





# Sommaire



## Introduction

### Chapitre I : Généralités et notions de base

1-Introduction .....	3
2-Les différents types de ventilateurs .....	4
3-Equation fondamentale des turbomachines .....	6
4-Influence du nombre d'aubes sur la forme champs du courant dans la roue...9	
5-Relations approximatives entre les théorèmes d'élévation théorique pour un nombre d'aubes fini et infini .....	11
6-Choix du nombre d'aubes.....	11
7-choix de l'angle de sortie $\beta_2$ .....	12
8-Vitesse périphérique .....	12
9-Perte de charge .....	13
10-Ecoulement laminaire.....	14
11-Ecoulement turbulent hydrauliquement lisse.....	14
12- Ecoulement turbulent complètement rugueux .....	14
13-ensemble des écoulement turbulent .....	14

### Chapitre II : Calcul des pertes de charge dans l'installation

2-1.Elementes constitutifs de l'installation.....	16
2.2.-calcul des pertes de charge dans différents éléments du banc d'essai.....	18
2-2.1-pertes de charge dans la conduite d'aspiration .....	18
2-2.2. pertes de charge dans la conduite de refoulement .....	23

### Chapitre III : Dimensionnement du ventilateur

3-1.Vitesse spécifique .....	27
3-2.Choix du ventilateur.....	27
3-3. dimensionnement du ventilateur.....	31
3.3.1Données de base.....	31
3-3.2.Détermination de la vitesse spécifique .....	31
3-3.3.Dimensionnement de la roue .....	31



3-4. Vérification du diamètre $D_2$ .....	36
3-5. Vérification du nombre d'aube .....	36
3-6. Dimensionnement de la volute .....	37
3-7. Tracé des aubes .....	41
3-8. Calcul des pertes hydrauliques .....	46
3-9. Calcul des pertes par chocs .....	49
3-10. Courbe caractéristique du ventilateur de la hauteur .....	50
3-11. Courbe caractéristique de l'installation .....	51
3-12. Rendement du ventilateur .....	52
3-13. Courbes caractéristiques de puissance et du rendement .....	53
3-14. puissance du moteur de commande .....	54
3-15. interprétation des résultats .....	59

#### **Chapitre IV : Généralités sur la combustion et les chambres de combustion**

4-1. Définition .....	61
4-2. Notion de thermochimie .....	61
4-3. Facteurs régissant la combustion .....	63
4-4. Paramètre limitatif de la combustion .....	63
4-5. Chambre de préchauffage .....	65
4-6. Chambre de combustion .....	67

#### **Chapitre V : Calcul thermique dans la chambre de combustion**

5-. Calcul du flux de chaleur dans la chambre de combustion .....	70
5-1. Répartition de la température dans chambre de combustion .....	70
5-2. Interprétation des résultats .....	73
5-3. Expression du débit massique .....	73
5-4. calcul de la masse molaire du gaz naturel .....	74
5-6. détermination de la formule fictive du gaz naturel .....	74
5-7. Expression de la chaleur spécifique .....	74

**Conclusion** .....

**Bibliographie**

**Annexe**

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# Table des figures

Figure 1-1 : Roue mobile de machine centrifuge, hélicoidale, axiale.....	3
Figure 1-2 : Différentes formes des aubes d'une roue mobile du ventilateur.....	4
Figure 1-3 : Triangle des vitesses.....	7
Figure 1-4 : Triangle des vitesses, à l'entrée et à la sortie dans roue.....	10
Figure 2-1 : Schéma général du banc d'essai de combustion.....	17
Figure 3-1 : Courbe des coefficient des vitesses $K_{cm1}$ et $K_{cm2}$ en fonction de $N_{SF}$ .....	32
Figure 3-2 : Courbe de la relation $K_{csp}=f(N_{SF})$ .....	37
Figure 3-3 : Pertes de charge dans les diffuseurs.....	39
Figure 3-4 : Tracés de volute.....	40
Figure 3-5 : Tracé ponctuel de la forme des aubes .....	42
Figure 3-6 : Variation des grandeur $W$ , $C_m$ , et $\beta$ en fonction de $r$ .....	43
Figure 3-7 : Tracé de la roue.....	45
Graphe 3-1 : Courbes caractéristiques des hauteurs.....	55
Graphe 3-2 : Courbe caractéristique de l'installation .....	56
Graphe 3-3 : Courbe caractéristique de puissance.....	57
Graphe 3-4 : Courbe caractéristique du rendement.....	58
Figure 5-1 : Répartition de la température dans la chambre de combustion.....	71
Graphe 5-2 : Variation de la température en fonction de la longueur .....	72
Graphe 5-3 : Variation de la chaleur spécifique $C_p$ en fonction de la température .....	76
Graphe 5-4 : Variation de la chaleur spécifique en fonction de la longueur .....	78

## *Table des tableaux*

Tableau 2-1 : Pertes de charge dans l'installation.....	25
Tableau 3-1 : Caractéristiques du ventilateur à l'entrée.....	34
Tableau 3-2 : Caractéristiques du ventilateur à la sortie.....	36
Tableau 3-3 : Sections de la volute.....	38
Tableau 3-3' : Tracé de l'aube par la méthode ponctuelle.....	44
Tableau 3-4 : Pertes hydrauliques dans le ventilateur.....	49
Tableau 3-5 : Pertes par chocs dans le ventilateur.....	50
Tableau 3-6 : Différentes hauteurs d'élévation du ventilateur.....	51
Tableau 3-7 : Pertes de charge dans l'installation.....	51
Tableau 3-8 : Caractéristiques du ventilateur.....	54
Tableau 5-1 : Variation de la température moyenne dans le tube à flamme.....	70
Tableau 5-2 : Variation du $C_p$ en fonction de la température.....	75
Tableau 5-3 : Variation du $C_p$ en fonction de la longueur.....	77

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

# *Introduction*

# Introduction



Le gaz naturel, carburant du premier choix, on trouve actuellement son application dans les foyers domestiques, la production de l'énergie thermique. Actuellement le GN est liquéfié uniquement pour le transport à grande distance.

Le développement extraordinaire de l'aviation avait été fondé jusqu'ici sur la disponibilité des carburants exagérément bon marché. En raison des augmentations de coût, de la difficulté de satisfaire une demande toujours plus grande, la situation deviendra très différente à l'avenir et la politique énergétique devra être modifier radicalement. La crise actuelle est purement artificielle, le véritable danger réside dans le tarissement des réserves naturelles d'énergie, en l'occurrence le pétrole.

Dans l'hypothèse d'une raréfaction ou d'un renchérissement prohibitif des produits pétroliers, la recherche d'un nouveau carburant destiné à l'aviation a donné naissance à des discussions importantes, et l'attention porte sur le GNL.

L'inconvénient réside au niveau du stockage qui exige des réservoirs soigneusement isolés. Il était donc intéressant de prévoir un axe de recherche sur l'étude et l'utilisation de ce carburant cryogénique.

Dans une perspective d'utilisation du GNL comme carburant de remplacement, le département de génie mécanique a équipé son laboratoire d'énergétique d'un banc d'essai de combustion en vu de mener des études sur ce carburant. Le banc est composé essentiellement de liquéfacteurs, de réservoir de stockage, d'une soufflante, d'une chambre de combustion et d'une console de commande.

L'objectif visé à travers ce travail et aux travaux qui l'ont précédé, est de remettre en marche ce banc d'essai en révisant le dimensionnement et en faisant des contrôles de ses organes.

Cette étude est divisée en deux parties :

1. Un dimensionnement mécanique du ventilateur, cette partie est composée de trois chapitres, au premier chapitre on a donné quelques définitions, et quelques notions de base, au deuxième chapitre, on a calculé les pertes les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement, et au troisième chapitre on a dimensionné le ventilateur et étudié ces performances.
2. Calcul thermique dans la chambre de combustion, cette partie est divisée en deux chapitres, au premier on a donné quelques généralités sur la combustion et les chambres de combustion, au deuxième on a calculé le flux de chaleur total dans la chambre de combustion.
3. Enfin une conclusion générale pour situer notre contribution et les perspectives futures pour la continuité de ce travail.



# *Chapitre I*

## *Généralités et Notions de Base*

## 1-Introduction :

Les ventilateurs, et compresseurs, destinés à véhiculer des fluides compressibles, ont pour but de transformer de l'énergie mécanique aux fluides qui les traversent, en vue d'en accroître la pression.

Dans le domaine de turbomachines de compression, on peut trouver les deux modes de classements suivants :

Suivant l'utilisation on a :

1. Les ventilateurs : faible taux de compression (inférieur à 1,30 en air).
2. Les compresseurs : taux de compression élevé (supérieur à 2).

Suivant la forme géométrique :

**1.1. Les machines centrifuges :** dans lesquelles le fluide entre axialement dans la roue puis se répartit tout autour de cet axe dans une direction sensiblement perpendiculaire à celui-ci avant de partir circonférentiellement en périphérie (fig I-1-a).

**1-2. Les machines axiales :** dans lesquelles l'écoulement reste sensiblement équidistant de l'axe dans toute la traversée de la roue mobile (fig I-1-b).

Il y a une évolution constante de forme entre ces deux familles, le stade intermédiaire étant hélico-centrifuge (fig I-1-c).

Les machines centrifuges se prêtent mieux à des taux de compression élevés; les machines axiales sont capables de débit plus grand.

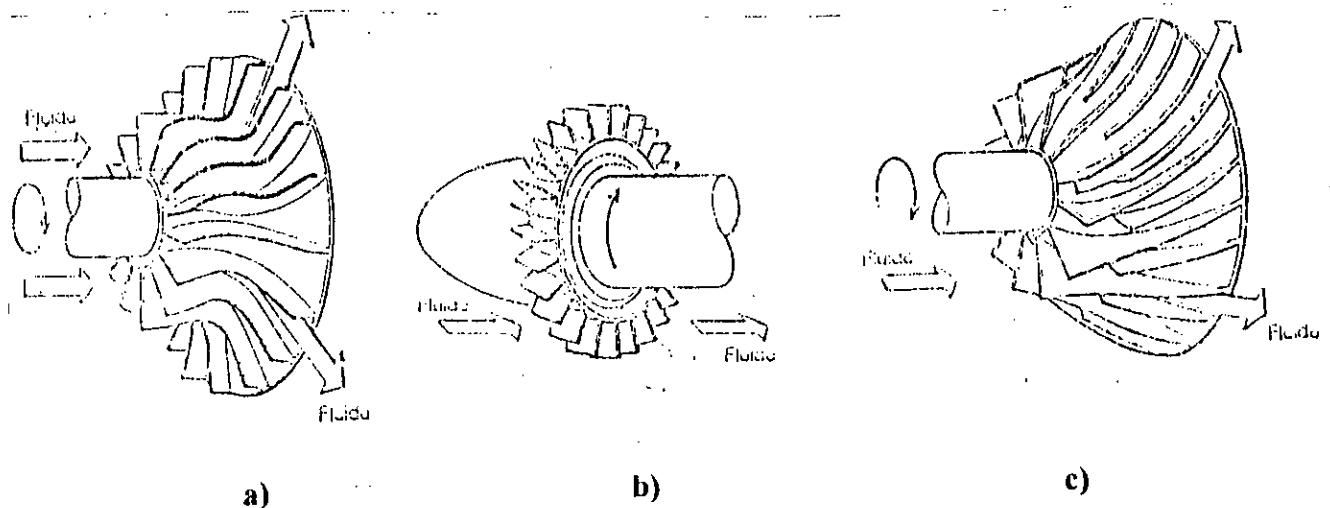


Fig 1-1 Roue mobile de machine centrifuge, hélicocentrifuge, et axiale.

## 2-Les différents types de ventilateurs :

Le ventilateur est une pompe à air susceptible de créer une différence de pression et, partant un mouvement d'air. En d'autres termes c'est une "machine tournante" ou "rotative", à action généralement continue qui propulse de l'air par un effet aérodynamique. Sa roue qui travaille dans l'air, communique à ce dernier sous forme d'énergie aéraulique utile (énergie statique et aéraulique), une partie de l'énergie mécanique qu'elle reçoit du moteur d'entraînement, ainsi on classe les ventilateurs généralement en deux groupes très distincts, de base :

Ventilateurs centrifuges, et ventilateurs axiaux (hélicoïdes).

En examinant de plus près les différents types de ventilateurs que l'on trouve actuellement, on arrive à les classer finalement en trois groupes suivant le montage des roues et le mode d'écoulement de l'air comme suit :

### 1-1.Ventilateurs Centrifuges :

On distingue généralement dans ce type de ventilateurs, qui sont caractérisé par une entrée d'air (ou du vecteur de vitesse ) sensiblement parallèle à l'axe de rotation, et une sortie(à travers la roue dans une direction perpendiculaire à l'axe de rotation), trois variantes particulières suivant la forme et l'orientation des aubages :

A/ Aubes incurvées vers l'arrière (figI-2-a).

B/ Aubes rectilignes, radiales (figI-2-b).

C/ Aubes incurvées vers l'avant (figI-2-c).

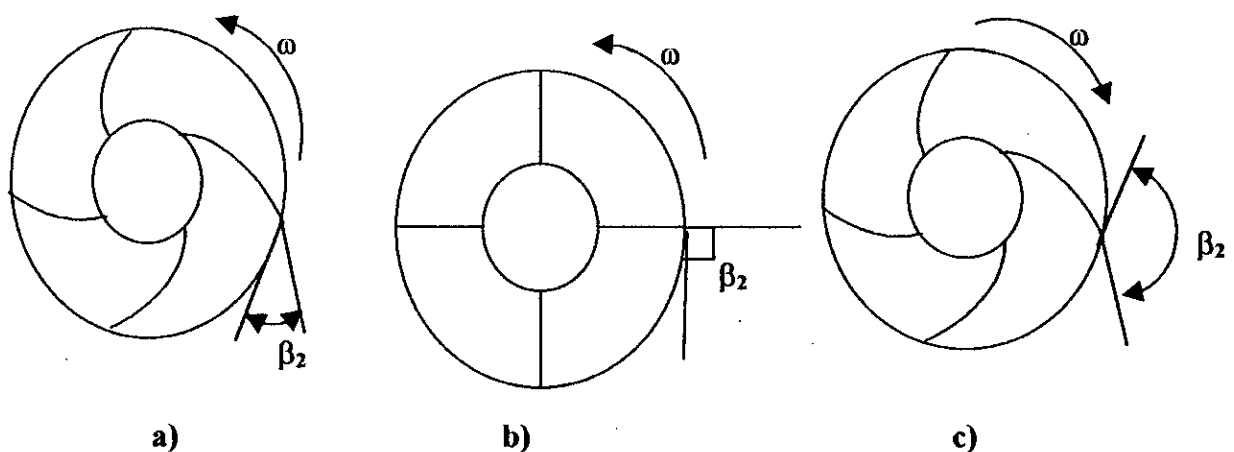


Fig 1-2 Différentes formes des aubes d'une roue mobile de ventilateur.

**1-2. Ventilateurs Axiaux:**

Dans ce type, le trajet de l'air (où de la vitesse absolue de ce dernier), dans la roue s'effectue parallèlement à l'axe de rotation de l'hélice. Ces ventilateurs n'ont généralement pas de volute mais peuvent comporter une virole cylindrique, cette dernière munie quelque fois d'un aubage fixe (désigné par le terme "inclineur" s'il est monté en avant de la roue et par le terme "redresseur" s'il se trouve en aval.

**1-3. Ventilateurs hélico-centrifuges:**

Ces ventilateurs peuvent être du type à montage en volute (avec ou sans caisson), où le vecteur vitesse devient perpendiculaire à l'axe de rotation de la roue (partie dite "radiale centrifuge") et à montage en virole munie d'un redresseur, dans lequel le vecteur vitesse de l'air devient parallèle à l'axe de rotation.

Il y a lieu de noter que la classification ci-dessus des ventilateurs peut être différente suivant les critères considérés c'est ainsi qu'on peut également classer les ventilateurs suivant la position dans le conduit d'air (aspirant, refoulant, aspirant-refoulant ... etc.).

Suivant l'importance du travail mécanique utile à assurer (ventilateur à basse pression, à moyenne pression, à haute pression)

Suivant le mode d'entraînement.

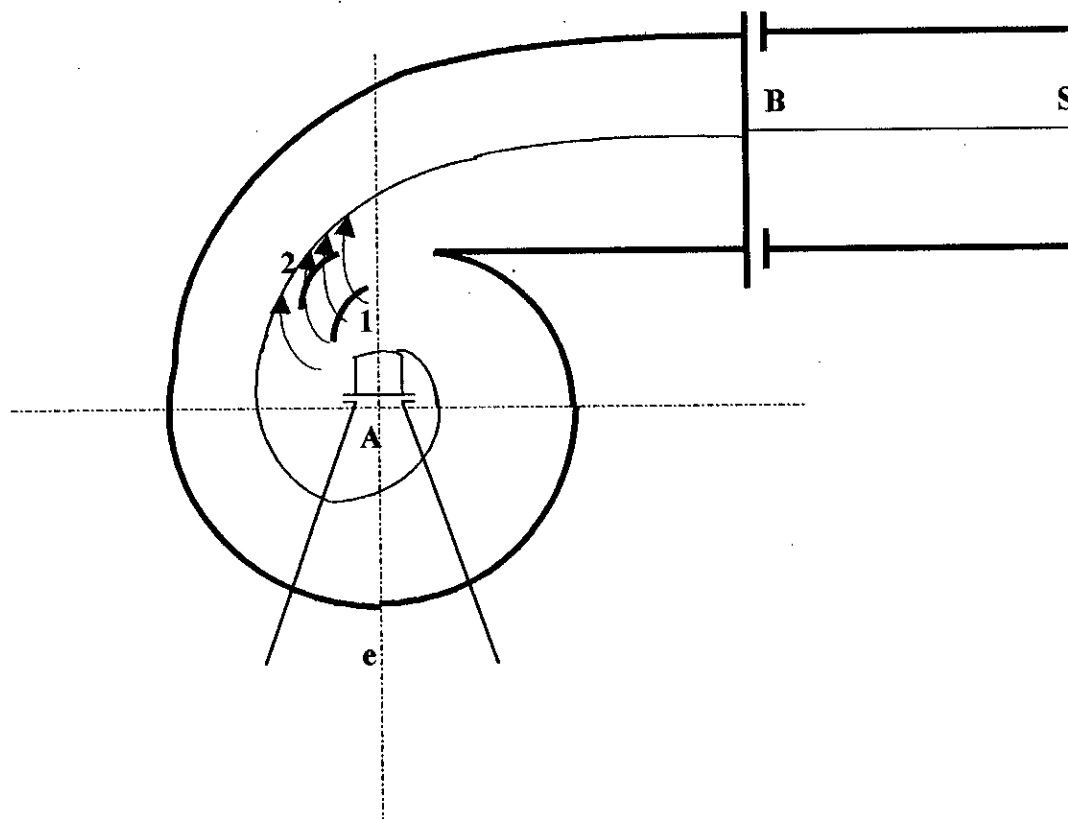
***Remarque :***

Si l'on classe les ventilateurs d'après les pressions statiques il nous semble rappeler que les pressions dites "basses" sont celles qui ont une élévation relative de pression ne dépassent pas 0,07m CE ou 690 Pa.

Les pressions moyennes sont elles ou l'élévation relative de pression se situant entre 0,07 et 0,35 CE soit 690 Pa et 3500 Pa.

Enfin les hautes pressions sont les pressions qui peuvent atteindre la limite de 3mCE soit 29430 Pa.

**3-Equation fondamentale des turbomachines :**



**Fig 1-3**

Considérons une turbomachine (figI-3) à injection totale, le théorème de Bernoulli nous permet d'écrire entre le point A et e :

$$Z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{C_A^2}{2g} = Z_e + \frac{P_e}{\rho g} + \frac{C_e^2}{2g} - \Delta H_{asp} \dots\dots\dots (I-1)$$

avec

$\Delta H_{asp}$  : représente la perte de charge à l'aspiration

Posant :

$$E_A = Z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{C_A^2}{2g} \dots\dots\dots (I-2)$$

$$E_e = Z_e + \frac{P_e}{\rho g} + \frac{C_e^2}{2g} \dots\dots\dots (I-3)$$

Donc

$$E_e = \Delta H_{asp} + E_A \dots\dots\dots (I-4)$$

De la même manière on obtient le théorème de Bernoulli entre B et S.

$$Z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{C_B^2}{2g} = Z_s + \frac{P_s}{\rho g} + \frac{C_s^2}{2g} + \Delta H_{ref} \dots \dots \dots (I-5)$$

Avec :

$\Delta H_{ref}$  : représente la perte de charge dans la conduite de refoulement.

posant :

$$E_B = Z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{C_B^2}{2g} \dots \dots \dots (I-6)$$

$$E_s = Z_s + \frac{P_s}{\rho g} + \frac{C_s^2}{2g} \dots \dots \dots (I-7)$$

Donc :

$$E_B - E_s = \Delta H_{ref} \dots \dots \dots (I-8)$$

La manipulation de l'équation (I-4) et (I-8) nous donne :

$$E_B - E_A = E_s - E_e + \Delta H_{asp} + \Delta H_{ref} \dots \dots \dots (I-9)$$

$$E_B - E_A = (Z_s - Z_e) + \frac{P_s - P_e}{\rho g} + \frac{C_s^2 - C_e^2}{2g} + \Delta H_{asp} + \Delta H_{ref} \dots \dots \dots (I-10)$$

$$E_B - E_A = H \dots \dots \dots (I-11)$$

Où H représente la hauteur d'élévation (la hauteur hydraulique).

$Z_s - Z_e = H_g$  : représente la hauteur géométrique.

Donc l'équation (I-10) devient :

$$H = H_g + \frac{P_s - P_e}{\rho g} + \frac{C_s^2 - C_e^2}{2g} + \Delta H_{asp} + \Delta H_{ref} \quad (I-12)$$

Considérons maintenant le théorème de Bernoulli mouvement relatif établi avec perte entre 1 et 2.

$$\frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 - \Delta H_{ref} \quad (I-13)$$

D'après le triangle des vitesses, nous avons :

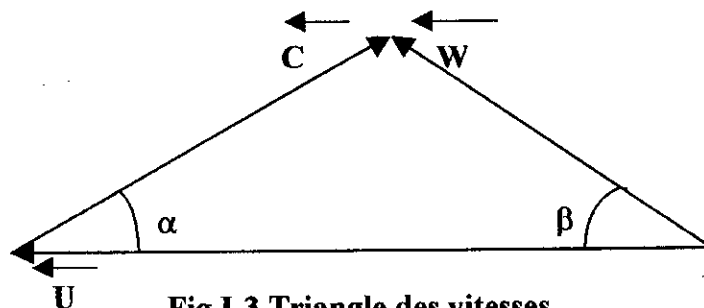


Fig I-3 Triangle des vitesses

$$W^2 = U^2 + C^2 - 2UC \cos \alpha$$

Donc :

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1$$

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2 \cos \alpha_2$$

En remplaçant les valeurs de  $W_1^2$  et  $W_2^2$  dans l'équation (I-13) nous trouvons :

$$\frac{C_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{C_2^2 - 2U_2C_2 \cos \alpha_2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 - \Delta H_{12}$$

$$\left( \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 \right) - \left( \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 \right) - \Delta H_{12} = \frac{1}{g} (U_2C_2 \cos \alpha_2 - U_1C_1 \cos \alpha_1)$$

Posons :

$$E_2 = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2$$

$$E_1 = \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{2u}$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u}$$

Donc :

$$(E_2 - E_1) - \Delta H_{12} = \frac{1}{g} (U_2C_{2u} - U_1C_{1u})$$

Considérons le schéma précédent et en appliquant le théorème de Bernoulli entre 1 et

A et entre 2 et B

$$E_A = E_1 + \Delta H_{A1}$$

$$E_B = E_2 + \Delta H_{B2}$$

Après soustraction nous trouvons

$$E_B - E_A = E_2 - E_1 - (\Delta H_{B2} + \Delta H_{A1}) \quad (\text{I-14})$$

Nous avons

$$(E_2 - E_1) - \Delta H_{12} = \frac{1}{g} (U_2C_{2u} - U_1C_{1u})$$

$$(E_2 - E_1) = \frac{1}{g}(U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}) + \Delta H_{12}$$

Remplaçons la valeur de  $E_2 - E_1$  dans l'équation (I-14)

$$(E_B - E_A) + (\Delta H_{B2} + \Delta H_{A1} + \Delta H_{12}) = \frac{1}{g}(U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U})$$

Le premier terme représente la hauteur théorique

Donc :

$$H_{th} = \frac{1}{g}(U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}) \quad (I-15)$$

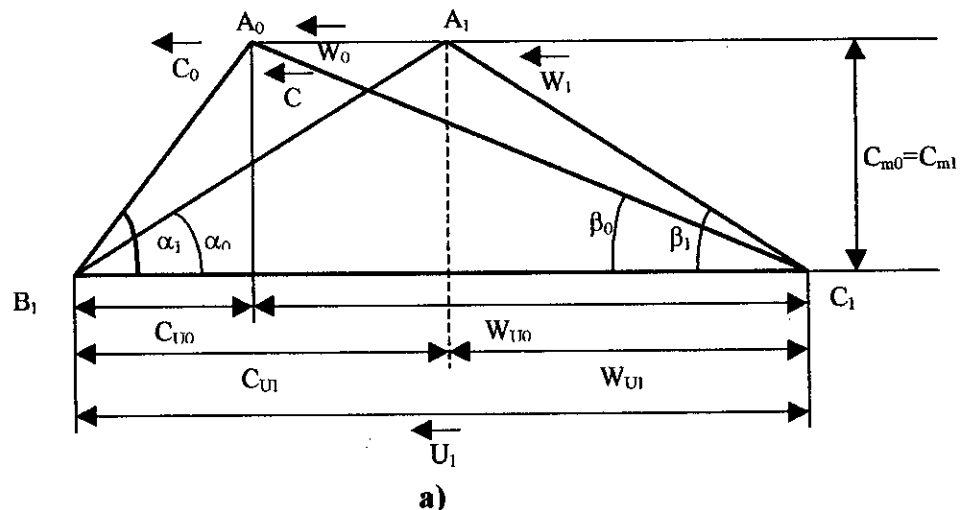
Et c'est donc le théorème d'Euler appliqué aux turbomachines.

Cette équation, nous donne la hauteur théorique d'élévation d'une turbomachine avec roue à nombre d'aubes infiniment grand.

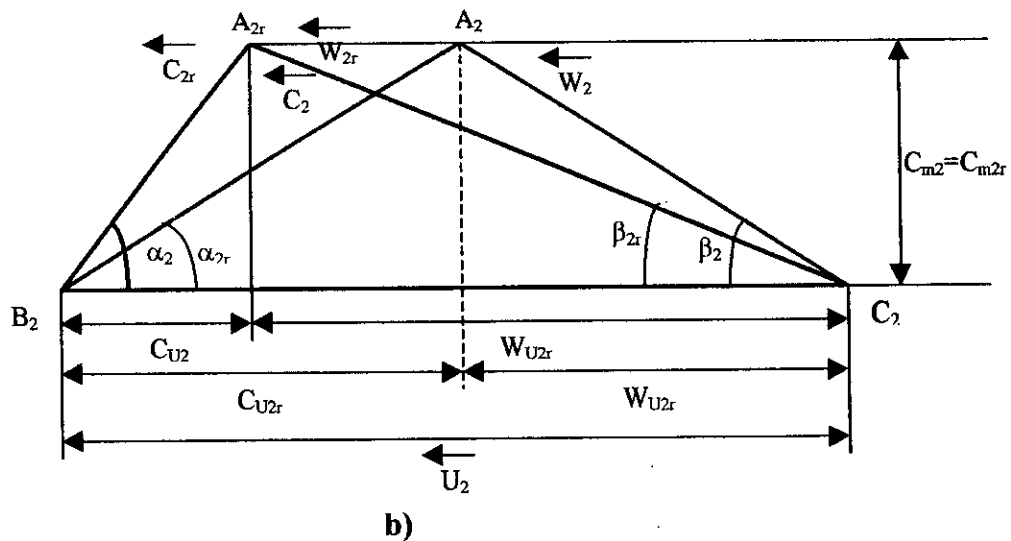
#### 4-Influence du nombre d'aubes sur la forme du champ du courant dans la roue :

L'équation d'Euler est fondée sur l'hypothèse que l'écoulement du fluide dans la roue est un mouvement à symétrie de révolution et que le champ de courant est formé par un nombre infini de lignes de courant cohérentes.

Dans la réalité, la roue est divisée en un nombre fini de canaux entre les aubes consécutives, dans lesquels se produisent des circulations relatives qui modifient le sens et la valeur de la vitesse absolue  $\vec{C}$ , ainsi que les angles  $\alpha$  et  $\beta$  à l'entrée et à la sortie de l'aube.







**fig 1-4 Triangle des vitesses : a) d'entrée, b) de sortie dans une roue à un nombre fini**

La figure ci-dessus représente les triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie de l'aube d'une roue à nombre infiniment grand et à nombre fini d'aubes, étant admis que

$$C_{m0} = C_{m1} \text{ et } C_{m2} = C_{m2r}$$

Les triangles  $A_0B_1C_1$  et  $A_{2r}B_2C_2$  figurent la répartition des vitesses directement avant l'entrée et directement après la sortie de la roue, tandis que les triangles  $A_1B_1C_1$  et  $A_{2r}B_2C_2$  figurant la répartition des vitesses au centre respectivement de l'entrée et de la sortie de la roue.

La figure a montre qu'en augmentant l'angle de la vitesse relative de  $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_0$ , on augmente de  $C_{U0}$  et  $C_{U1}$  la composante périphérique de la vitesse absolue.

La figure b indique à son tour que l'augmentation de l'angle de la vitesse absolue à la sortie de  $\Delta\alpha = \alpha_{2r} - \alpha_2$  entraîne la réduction de  $C_{U2}$  et  $C_{U2r}$  de la composante périphérique de la vitesse absolue.

### 5-Relations Approximatives entre les théorèmes d'élévation théorique pour un nombre d'aubes infini et fini :

En partant des valeurs admises pour les principaux paramètres, soit Q, H et N, nous pouvons calculer la hauteur d'élévation théorique pour un nombre d'aubes fini  $H_{th}$ . Pour calculer la vitesse périphérique à la sortie, il faut connaître la hauteur d'élévation théorique pour un nombre d'aubes infiniment grand  $H_{th\infty}$ .

La hauteur d'élévation  $H_{th}$  pour un nombre d'aube fini est donnée par l'expression suivante [6,11] :

$$H_{th\infty} = (1+P)H_{th} \quad (I-16)$$

Où P est le coefficient de défaut de puissance introduit par C. Pfleiderer.

Il en découle, que le passage d'une roue à un nombre d'aubes infiniment grand à une roue à un nombre d'aubes fini entraîne, une diminution de l'aptitude de transfert de puissance par la roue au fluide en écoulement.

En ce qui concerne les turbomachines centrifuges, les coefficients de défaut de puissance P peuvent être exprimés au moyen de la formule approximative [6,11] :

$$P = 2 \frac{\chi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \quad (I-17)$$

Pour les ventilateurs à simple courbure [6,11] :

$$\chi = 0.6 * (1 + \frac{\beta_2}{60}) \quad (I-18)$$

### 6-Choix du nombre d'aubes :

Le calcul du nombre des aubes optimal demande une grande expérience, dans la pratique pour les calculs des roues à vitesses spécifiques faibles ou moyenne on emploie la formule [11] :

$$Z = K \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad (I-19)$$

Avec  $\beta_m$  : étant l'angle moyenne

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

K : étant un coefficient expérimental.

En général le nombre des aubes dépend de la vitesse de rotation de la roue, et de la hauteur d'élévation.

### 7-Choix de l'angle de sortie $\beta_2$ :

La valeur de l'angle de l'entrée  $\beta_1$  est subordonnée à la condition d'arrivée sans choc de fluide sur l'aube de la roue.

La valeur de l'angle de sortie  $\beta_2$ , peut être quelconque, étant donné que seules trois grandeurs sont nécessaires à la détermination du triangle des vitesses, et qu'il n'y a qu'une seule condition définie par l'équation d'Euler. Généralement, pour les ventilateurs, l'angle de sortie  $\beta_2$  peut atteindre  $45^\circ$  pour des roues centrifuges avec des aubes incurvées en arrière.

### 8-Vitesse périphérique :

La vitesse périphérique  $U_2$  sera calculée au moyen de la formule d'Euler sous la forme :

$$H_{thco} = \frac{1}{g} * (U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1}) \quad (I-20)$$

Le triangle des vitesses (fig1.3 ) nous permet de déduire le rapport

$$C_{U2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{tg\beta_2} \quad (I-21)$$

En introduisant cette valeur dans l'équation d'Euler on obtient

$$g \cdot H_{thco} = U_2 \left( U_2 - \frac{C_{m2}}{tg\beta_2} \right) - U_1 \cdot C_{m1}$$

ou

$$U_2^2 - U_2 \cdot \frac{C_{m2}}{tg\beta_2} = gH_{thco} + U_1 \cdot C_{U1}$$

d'où l'on tire

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left( \frac{C_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + gH_{thco} + U_1 \cdot C_{U1}} \quad (I-22)$$

si l'entrée est sans prérotation ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ) on a  $U_1 \cdot C_{U1} = 0$  :

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2tg\beta_2}\right)^2 + g.H_{th\infty}}$$

compte tenu de la rotation  $H_{th\infty} = (1+P)H_{th}$  on a

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2tg\beta_2}\right)^2 + g.H_{th} \cdot (1+P)} \quad (I-23)$$

### 9-Les pertes de Charge :

La perte de charge s'opposant au travail d'un ventilateur est une quantité essentielle variable dépendant d'un grand nombre de facteurs, intervenant dans tout système de pulsion mécanique d'air.

La perte de charge répartie  $\Delta H$  où la résistance linéaire à l'écoulement (due aux forces de frottement) dans la conduite rectiligne se calcule d'après l'équation suivante :

$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{C^2}{2g} \quad (I-24)$$

en mètre d'air

C'est une formule empirique dans laquelle :

C : vitesse de l'air (m /s)

l : longueur de la conduite (m)

d : diamètre de la conduite (m)

g : accélération de la pesanteur

$\lambda$  : coefficient de perte de charge linéaire (sans dimension) qui ne dépend que de deux facteurs adimensionnels

$$\lambda \cong f(\text{Re}, K/d)$$

Re : représente le nombre de Reynolds

K/d étant la rugosité relative de la paroi.

### 10-Ecoulement laminaire :

Pour les écoulements laminaires ( $Re < 2000$  à  $2500$ ), le coefficient de pertes de charge  $\lambda$  dépend du seul nombre de Reynolds  $Re$  (formule de Hagen – Poiseuille ) [3]

$$\lambda = 64/Re \quad (I-26)$$

### 11-Ecoulement turbulent hydrauliquement lisse :

a) Pour des nombres de Reynolds supérieurs au seuil précédant mais inférieurs à une valeur de  $10^5$ , les contraintes de frottements à la paroi ne dépendant pratiquement pas de la rugosité, l'écoulement est dit hydrauliquement lisse, et le coefficient  $\lambda$  est donné par la formule de Blasius [3]:

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100.Re}} \quad (I-27)$$

b) Pour les nombres de Reynolds supérieurs  $\lambda$  est donné par la formule de Karman- Nukuradze [3]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(Re\sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (I-28)$$

### 12-Ecoulement turbulent complètement rugueux :

Dans les conduites rugueuses, pour des nombres de Reynolds suffisamment élevés (les limites dépendantes de la rugosité ) le coefficient  $\lambda$  ne dépend plus que de la rugosité (karman Prandtl ) [3]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log\left(\frac{k}{d}\right) + 1.14 \quad (I-29)$$

### 13-Ensembles des écoulements turbulents :

La formule empirique de Calbrook couvre pour les conduites, les deux domaines précédents est la transition qui les sépare [1]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log\left(0.270 \frac{k}{d} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}}\right) \quad (I-30)$$

L'ensemble des variations de  $\lambda$  en fonction de nombre de Reynolds  $Re$ , et de la rugosité relative  $K/d$  est présenté sur le diagramme I-4 [3].

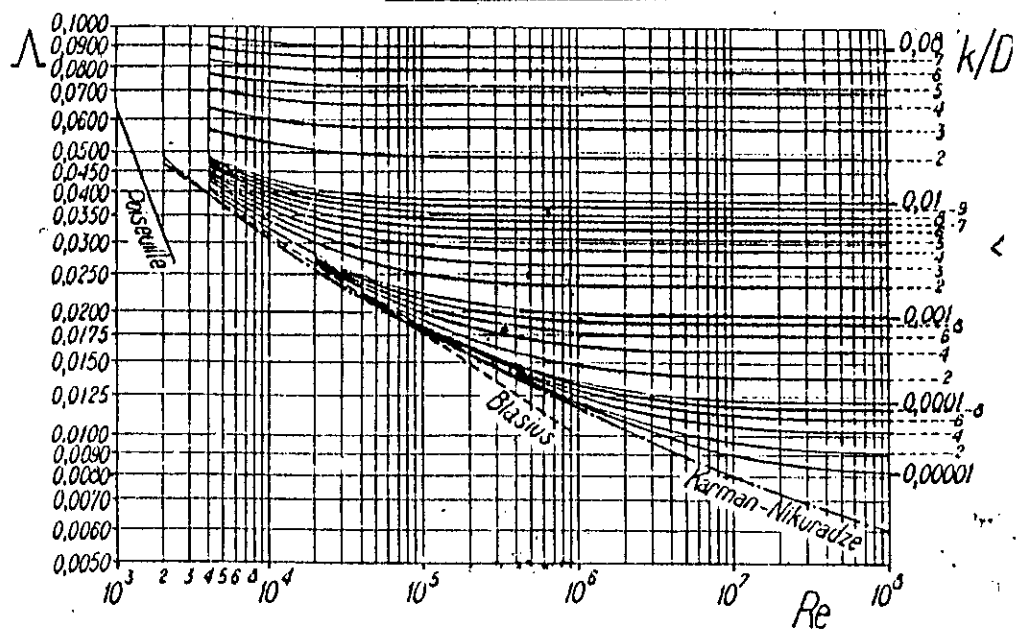


Fig I-5. Coefficient de pertes de charge  $\lambda$  en fonction de la rugosité relative  $K/d$  et du nombre de Reynolds [3]

#### 14-Pertes de charge singulière :

les divers "accidents" ou obstacles tels que, coude, élargissements, rétrécissements ...etc. provoquent une chute de pression résultant de tourbillons, frottements accrus, décollements, changement brusque de direction ...etc.

Ces contraintes se traduisent également par des variations plus aux moins importantes de la vitesse d'écoulement du fluide en circulation.

La perte de charge singulière s'exprime, par rapport à la hauteur du fluide, par l'expression ci-après [3] :

$$\Delta H = \xi V^2 / 2g \quad (I-31)$$

en mètre d'air.

Où :

$\xi$  : étant facteur sans dimension de perte de charge locale. Il ne dépend que de la nature ou de la forme de l'obstacle considéré, et sa valeur est déterminée généralement par l'expérience.

# *Chapitre II*

## *Calcul des pertes de charge dans l'installation*

**2-1. Elements constitutifs de l'installation :**

L'installation se compose essentiellement de : ( voir la figure II-1)

- Une conduite d'aspiration, qui est constituée de :

1. Conduite cylindrique de longueur  $l_1=500$  mm et de diamètre  $d_1=500$  mm munie d'un papillon pour le réglage de débit.

2. Conduite convergente de longueur  $l_2=500$  mm et de diamètre de sortie de  $d_2=320$  mm.

3. Conduite cylindrique de longueur  $l_3=1700$  mm et de diamètre de sortie  $d_3=320$  mm.

4. Conduite convergente de longueur de  $l_4=500$  mm et de diamètre de sortie  $d_4=160$  mm.

5. Conduite cylindrique de longueur de  $l_5=320$  mm.

6. Une conduite divergente de longueur de  $l_6=880$  mm et de diamètre de sortie  $d_6=320$  mm.

**7. Coude**

- Une conduite de refoulement, qui se compose d'un raccord reliant le ventilateur à la chambre de préchauffage.
- Un Ventilateur.
- Une chambre de préchauffage
- Une chambre de combustion.
- Un moteur électrique.

Les conduites qu'on vient d'énumérer sont celles dont les pertes de charge vont être calculées.



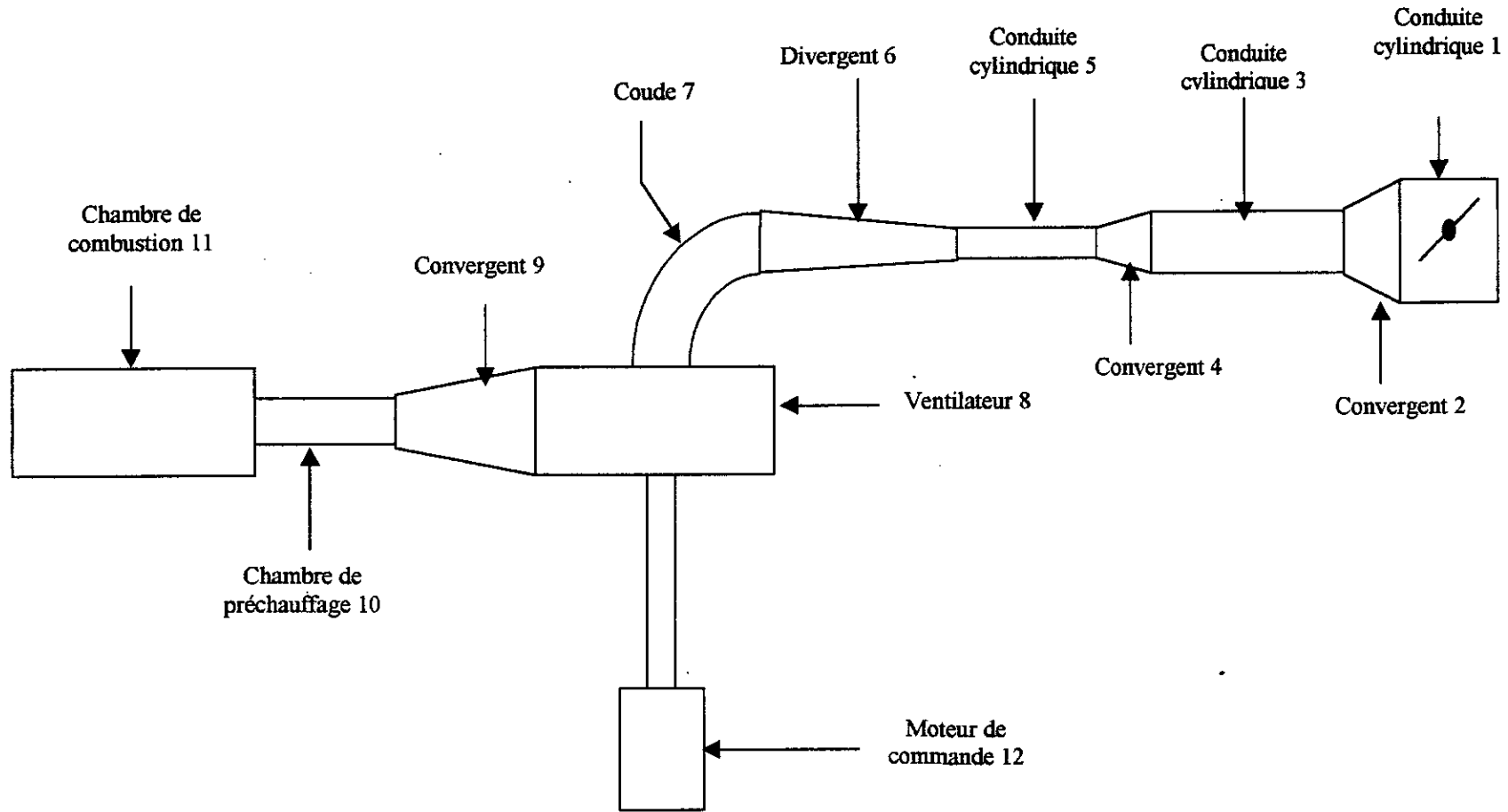


Fig II-1 : schéma général du banc d'essai de la chambre de combustion

## 2.2 Calcul des pertes de charge dans les différents éléments du banc d'essai :

### 2-2.1. Conduite d'aspiration :

#### 2-2.1.1 Conduite cylindrique 1:

##### 2-2.1.1.a) Pertes de charge linéaire :

La vitesse d'écoulement dans la conduite est donnée par :

$$C_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}$$

Où  $d_1$  est le diamètre intérieur de la conduite  $d_1 = 0.5$  m.

donc :

$$C_1 = 7.64 \text{ m/s}$$

Le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{C d_1}{\nu}$$

avec :

$\nu$  : étant la viscosité cinématique de l'air

à  $T = 20^\circ\text{C}$  on a  $\nu = 15.1 \cdot 10^{-6}$ .

Donc :

$$Re = 2.53 \cdot 10^6$$

La conduite est en fonte moulée donc la rugosité de la paroi est  $K = 1.5$  mm (voir annexe A-I).

La rugosité relative est :  $K/d_1 = 0.0030$ .

$\lambda$  nous est donnée par le diagramme I-5

$$\lambda = 0.027$$

##### 2-2.1.1.b) Pertes de charge singulière :

Les pertes de charge dans la première conduite sont dues au papillon qui sert à régler le débit d'air.

La référence [5] nous donne les valeurs du coefficient de pertes de charge singulière  $\xi$  pour différents angles de fermeture  $\delta$ .

On suppose que pour un débit  $Q_n = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$  l'angle de fermeture  $\delta = 45^\circ$

Alors  $\xi = 21.7$  ( par interpolation ) ( voir annexe A-2).

La perte de charge sera :

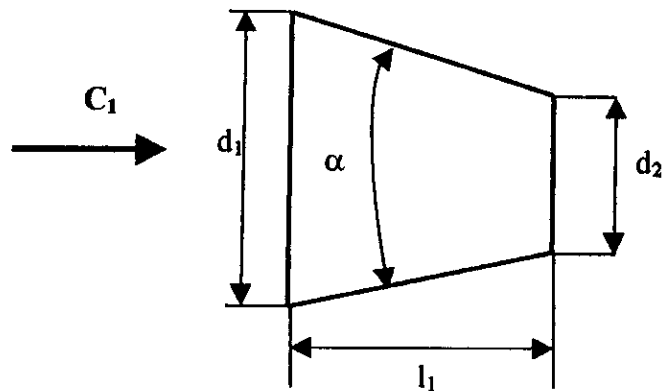
$$\Delta H = \xi \frac{C_1^2}{2g}$$

### 2-2.1.1-2. Convergent 2 :

Les pertes de charge pour les convergent sont données par

$$\Delta H = \xi \frac{C_1^2}{2g}$$

La référence[10] nous donne la valeur de  $\xi$  en fonction de l'angle de convergence  $\alpha$  et en fonction du rapport des sections d'entrée et de sortie  $A_1/A_2$  donc il faut d'abord calculer l'angle de convergence  $\alpha$  (voir annexe A-4)



$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2l_1}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0.18$$

$$\alpha = 20.41^\circ$$

Le rapport des sections :

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4 \cdot \pi \cdot d_2^2}$$

$$\frac{A_1}{A_2} = 2.44$$

donc

$$\xi = 0.05$$

La vitesse de l'écoulement à la sortie du convergent est :

$$C_2 = \frac{4.Q}{\pi.d_2^2}$$

$$C_2 = 18.65 \text{ m/s}$$

$$C_1 = 7.64 \text{ m/s}$$

Alors

$$\Delta H = \xi \frac{C_1^2}{2g}$$

### 2-2.1.3. Conduite cylindrique 3 :

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{C_3.d_2}{\nu}$$

Avec  $C_3 = C_2$

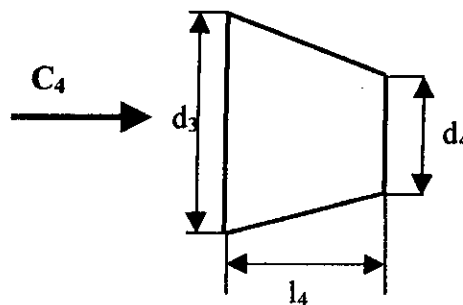
$$Re = 3.95 \cdot 10^5$$

La rugosité relative :

$$\frac{K}{d_2} = 0.0047$$

Donc  $\lambda = 0.030$

### 2-2.1.4. Conduite convergente 4 :



Le calcul des pertes de charge est analogue au calcul du convergent précédent.

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{d_3 - d_4}{2l_4}$$

$$\alpha = 18.18^\circ$$

Le rapport des sections :

$$\frac{A_3}{A_4} = \frac{d_3^2}{d_4^2} = 4$$

Donc d'après la référence [10] (voir annexe A-4).

$$\xi = 0.04.$$

la vitesse de l'écoulement à la sortie du convergent

$$C_4 = \frac{4Q}{\pi.d_4^2}$$

$$C_4 = 74.60 \text{ m/s. et } C_3 = 18.65 \text{ m/s}$$

Alors

$$\Delta H = \xi \frac{C_3^2}{2g}$$

### 2-2.1.5. Conduite cylindrique 5 :

Le nombre de Reynolds

$$Re = C_4 d_4 / \nu$$

$$Re = 7.90 \cdot 10^5.$$

La rugosité relative :

$$K/d_4 = 0.0090$$

Donc

$$\lambda = 0.037$$

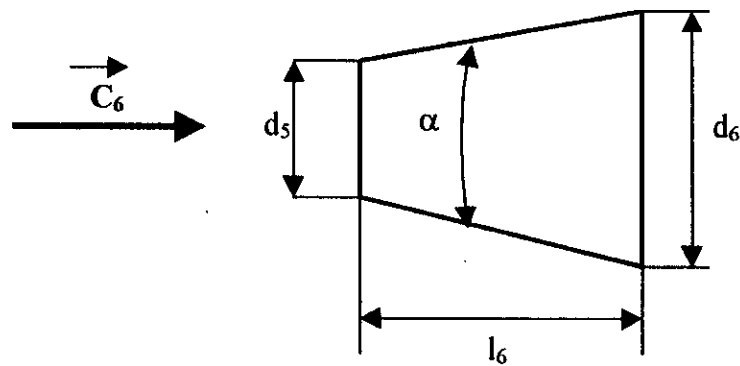
### 2-2.1.6. Divergent 6 :

Les pertes de charge dans les divergents sont calculées par l'expression :

$$\Delta H = \xi C_6^2 / 2g$$

La référence [10] nous donne la valeur de  $\xi$  en fonction de l'angle de divergence  $\alpha$  et en fonction du rapport des sections d'entrée et de sortie  $A_1/A_2$ . (voir annexe A-5)

$$C_6 = 74.60 \text{ m/s}$$



L'angle de divergence  $\alpha$  est

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{d_6 - d_5}{2l_6}$$

$$\alpha = 10.00^\circ$$

rapport des sections :

$$\frac{A_6}{A_5} = \frac{d_6^2}{d_5^2} = 3.85$$

donc  $\xi = 0.17$  ( par double interpolation )

alors :

$$\Delta H = \xi \frac{C_6^2}{2g}$$

### 2-2.1.7. Coude 7 :

Le coude sert à raccorder la conduite d'aspiration au ventilateur dont l'entrée est axiale.

Il est constitué de cinq éléments soudés, les pertes de charge dans les coudes de cette nature se calculent à l'aide de la formule.

$$\Delta H = \xi C_7^2 / 2g$$

La référence [10] nous donne les valeurs de  $\xi$  en fonction de  $r/d$ , où  $r$  représente le rayon de courbure du coude et  $d$  son diamètre intérieur (voir annexe A-3).

$$r = 460 \text{ mm}$$

$$\text{donc } r/d = 1.47$$

d'après (Annexe A-5).

$$\xi = 0.246 \text{ (par interpolation)}$$

la vitesse dans le coude est

$$C_7 = 4Q/\pi d_6^2$$

$$C_7 = 19.37 \text{ m/s}$$

Alors :

$$\Delta H = \xi C_7^2 / 2g$$

### 2-2.2. Conduite de refoulement :

#### 2-2.2.1. Convergent 9 :

C'est la conduite de refoulement, qui est une conduite convergente dont la grande section est rectangulaire et la petite section circulaire.

Comme les convergents étudiés précédemment.

$$\Delta H = \xi C_9^2 / 2g$$

Les caractéristiques de ce convergent sont :

Pour la section rectangulaire on a :

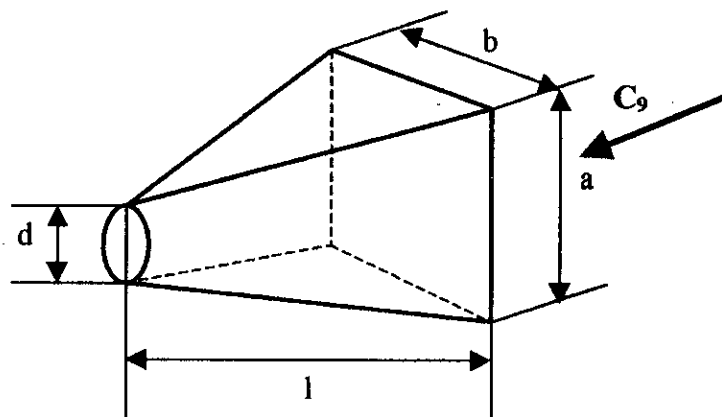
$$a = 220 \text{ mm} \quad b = 180 \text{ mm} .$$

pour la circulaire :

$$d = 160 \text{ mm}$$

La longueur du convergent :

$$l = 300 \text{ mm}$$



L'angle de convergence est donné par la formule [5]

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2\sqrt{\frac{ab}{\pi}} - d}{2l}$$

$$\alpha = 12.28^\circ .$$

La vitesse d'écoulement à la sortie du convergent :

$$C_9 = \frac{Q}{A_9}$$

$$C_9 = 37.88 \text{ m/s}$$

Donc d'après la référence [10] (voir annexe A4)

$$A_9/A_{10} = 1.97$$

$$\text{Donc } \xi = 0.05.$$

Alors :

$$\Delta H = \xi C_9^2 / 2g$$

### 2-2.2.2. Pertes dans les chambres de préchauffage 10 :

C'est un cylindre en acier de 1000 mm de longueur et de 170 mm de diamètre.

La vitesse de l'écoulement dans cette chambre est :

$$C_{10} = 4Q / \pi d_{10}^2$$

$$C_{10} = 66.09 \text{ m/s}$$

Le nombre de Reynolds

$$Re = C_{10} d_{10} / \nu$$

$$Re = 7.44 * 10^5$$

La rugosité relative est

$$K/d_{10} = 0.009 \text{ avec } K = 1.5 \text{ mm}$$

Donc

$$\lambda = 0.037$$

la perte de charge sera :

$$\Delta H = \lambda * (l_{10} / d_{10}) * (C_{10}^2 / 2g)$$

### 2-2.2.3. Perte de charge dans la chambre de combustion 11 :

La perte de charge dans les chambres de combustion est généralement comprise entre 2% et 5% de la pression d'entrée

$$\text{Soit } \Delta P = 0.025 P_e$$

Où  $P_e$  représente la pression d'entrée de la chambre de combustion.

$$P_e = P_s / 0.975$$

$P_s$  étant la pression à la sortie de la chambre cette pression est légèrement supérieure à la pression atmosphérique.

$$\text{Soit } P_s = 1.15 \text{ bar.}$$



Donc :  $\Delta P = 2948.72 \text{ Pa}$

Donc :

$$H = \Delta P / \rho g$$

La masse volumique de l'air est donnée par :

$$\rho = P / RT$$

Pour une température  $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  et une pression atmosphérique :

$$\rho = 1.205 \text{ Kg/m}^3$$

$$H = 249.44 \text{ m d'air}$$

Tout les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

Conduite	1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	Pertes totales
Pertes de charge(m)	64.64	0.15	2.83	0.71	20.99	48.22	4.70	3.66	48.45	249.4	443.79

**Tableau 2-1 : Pertes de charge dans l'installation**

# ***Chapitre III***

## ***Dimensionnement du Ventilateur***

### 3-1. Vitesse spécifique :

On a cherché à classer les divers types de turbomachines suivant leurs caractéristiques de fonctionnement. L'un des modes de classification le plus ancien est la vitesse spécifique  $N_{SQ}$ . Cette vitesse est exprimée par la relation suivante [15] :

$$N_{sf} = 3N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3-1)$$

Les turbomachines ayant une vitesse spécifique :

1.  $30 \leq N_{sf} \leq 90$  : sont des turbomachines centrifuges avec aubes à simple courbure, et caractérisées par faible débit et grande hauteur d'élévation.
2.  $90 \leq N_{sf} \leq 150$  : sont des turbomachines centrifuges, avec aubes à double courbure, débit moyen et hauteur d'élévation moyenne.
3.  $150 \leq N_{sf} \leq 240$  : sont des turbomachines hélicoïdales, avec aubes à double courbure, et caractérisées par un débit supérieur à la moyenne, hauteur d'élévation inférieure à la moyenne.
4.  $240 \leq N_{sf} \leq 405$  : sont des turbomachines diagonales, avec aubes à double courbure, grand débit, hauteur d'élévation faible.
5.  $405 \leq N_{sf} \leq 990$  : sont des turbomachines hélice à écoulement axial, avec des aubes en forme d'aile portante et elles sont caractérisées par un débit maximal et faible hauteur d'élévation.

### 3-2. Choix du ventilateur :

Le choix du ventilateur doit satisfaire à la condition qu'il importe au préalable de déterminer. Cette condition est la fixation de la hauteur d'élévation, du débit, et de la vitesse de rotation.

#### 3-2.1. Débit :

Pour calculer le débit, il faut d'abord admettre la condition d'entrée de la chambre de combustion qui est :

Le nombre de Mach étant compris entre 0.12 et 0.15.

Le banc d'essai du laboratoire à une chambre de combustion tubulaire de diamètre 240 mm.

Alors le débit traversant la chambre est :

$$Q_v = S \cdot C$$

Où

S : représente la section de la chambre

C: représente la vitesse de l'écoulement

Cette vitesse est donnée par :

$$C = a \cdot M$$

Où :

a : celeration locale du son

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

$$\gamma = 1.4$$

$$r = 287 \text{ J/KgK}$$

T : représente la température à l'entrée de la chambre de combustion ( sortie du compresseur )

La température à la sortie du compresseur est donnée par :

$$T_3 = T_2 + \frac{T_2}{\eta_c} \left( (r)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Avec  $T_2$  : température à l'entrée du compresseur soit  $T_2 = 20^\circ \text{c}$

$\eta_c$  : rendement du compresseur soit  $\eta_c = 0.90$

r : taux de compression soit  $r = 10$

donc :

$$T_3 = 596^\circ \text{K}$$

$$\text{Soit } T_3 = 600\text{K}$$

$$\text{Donc } a = 491 \text{ m/s}$$

Alors la vitesse de l'écoulement pour  $M = 0.12$  sera :

$$C = 58.92 \text{ m/s}$$

Le débit volumique à l'entrée de la chambre

$$Q_v = 2.67 \text{ m}^3/\text{s}$$

Le débit massique  $Q_m = \rho \cdot Q_v$

$$\text{Avec } \rho = P/rT$$

Pour  $P = 1.200 \text{ bar}$  et  $T_3 = 600\text{K}$

$$\rho = 0.70 \text{ Kg/s}$$

Alors

$$Q_m = 1.86 \text{ kg/s}$$

le débit volumique à l'entrée du ventilateur

$$Q_v = Q_m / \rho, \quad \rho = P/RT$$

Avec  $P = 1.013 \text{ bar}$ , et  $T = 20^\circ \text{ C}$

$$\rho = 1.205 \text{ Kg/m}^3$$

$$Q_v = 1.86/1.205 = 1.54 \text{ m}^3/\text{s}$$

Donc le débit que doit fournir le ventilateur sera :

$$Q_v = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

### 3-2.2. Vitesse de rotation :

Le ventilateur est directement accouplé à un moteur à courant alternatif et nous choisissons les vitesses correspondantes au nombre de paire de pôles des moteurs disponibles, il est toujours avantageux d'utiliser la vitesse la plus élevée :

La vitesse de synchronisme est donnée par :

$$N = (\text{frequence en Hz} * 60) / (\text{nombre de paire de pôle}) \quad \text{en tr/min}$$

Le moteur qui existe à une vitesse de 2950 tr/min ce qui correspond à une paire de pôle avec un rendement  $\eta_m$

$$N = 50 * 60 / 1 = 3000 \text{ tr/min}$$

Le rendement du moteur électrique :

$$\eta_m = 2950/3000 = 0.983$$

### III-2.3. Hauteur :

La hauteur d'élévation pour le ventilateur est donnée par l'expression suivante :

$$H = \frac{P_s - P_0}{\rho g} + \frac{C_s^2 - C_0^2}{2g} + \Delta H + H_g$$

Où :

$P_0, P_s$  : étant les pressions à l'entrée et à la sortie respectivement .

$C_s, C_0$  : étant les vitesses de l'écoulement à l'entrée et à la sortie respectivement .

$\Delta H$  : représente la perte de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement.

$H_g$  : représente la hauteur géométrique pour notre cas :  $H_g = 1 \text{ m}$ .

La pression de sortie (sortie de la chambre de combustion) est également supérieure à la pression atmosphérique soit :  $P_s = 1.15 \text{ bars}$ .

La vitesse de sortie est :

$$C_{11} = 4Q/\pi(d_{11})^2$$

$$C_{11} = 33.16 \text{ m/s}$$

Les pertes de charge sont :

$$\Delta H = 443.79 \text{ m d'air}$$

$$\text{donc } H = 1660 \text{ m d'air}$$

Le ventilateur qu'on va le dimensionner a les caractéristiques suivantes :

$$H=1660 \text{ m d'air}$$

$$Q=1.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N=2950 \text{ tr/min}$$

### 3.3. Dimensionnement du ventilateur :

#### 3-3.1 Données de base :

Les caractéristiques du ventilateur qu'on va le dimensionner sont :

Débit volumique nominal :  $Q_n = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$

Hauteur d'élévation manométrique :  $H_m = 1660 \text{ m d'air}$ .

Vitesse de rotation :  $N = 2950 \text{ tr/min}$ .

#### III-3.2. Détermination de la vitesse spécifique :

La vitesse spécifique est donnée par la formule :

$$N_{sf} = 3 \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} N$$

$$N_{sf} = 42 \text{ tr/min}$$

#### 3-3.3. Dimensionnement de la roue :

##### 3-3.3.1. Entrée de la roue :

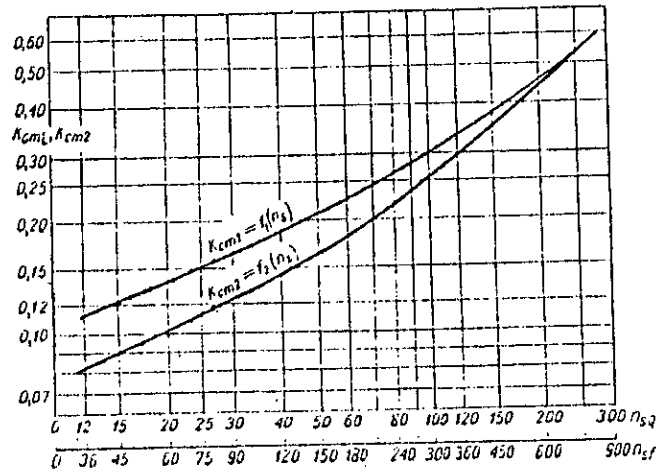
###### a) Diamètre d'entrée $d_1$ :

La valeur de la composante méridienne de la vitesse absolue  $C_1$  est calculée à partir de la formule de Steponoff [15] :

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} \quad (3-2)$$

Où la valeur du coefficient  $K_{cm1}$  nous est fournie par le diagramme  $K_{cm1} = f(N_{sf})$  de la fig (3-1) d'après ce diagramme nous avons :

$$K_{cm1} = 0.12$$



**Fig 3-1 : Courbe des coefficients des vitesses  $K_{cm1}$  et  $K_{cm2}$  en fonction de la vitesse spécifique [15].**

La vitesse absolue à l'ouïe est généralement :

$$C_0 = (0.9 - 1.0) C_{m1} \text{ [15]}$$

$$C_0 = 0.95 C_{m1}$$

Le rendement volumique des ventilateurs est compris entre 0.92 et 0.96 d'après la référence [6].

$$\text{Soit } \eta_v = 0.95$$

Donc le débit total dans la roue est :

$$Q_t = Q_n / \eta_v$$

Alors la section de l'ouïe sera :

$$A_0 = Q_t / C_0$$

Diamètre de l'ouïe de la roue :

$$D_0 = \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}}$$

$$D_1 = 1.05 \text{ à } 1.1 D_0 \text{ [6].}$$

$$\text{On prend } D_1 = 1.05 D_0$$



**b) Angle d'entrée de l'aube  $\beta_1$** 

La vitesse périphérique  $U_1$  de l'entrée est :

$$U_1 = \frac{\pi D_1}{60} N$$

L'air affluera sans prérotation sur l'arête d'entrée de l'aube, donc  $\alpha_1 = 90^\circ$  on aura ainsi :

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1}$$

**c) Largeur d'entrée  $b_1$  :**

Nous admettrons à priori un nombre d'aube  $Z = 6$  après avoir calculer le diamètre  $d_2$  nous vérifions la justesse de cette hypothèse :

Le pas sera alors :

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z}$$

On prend l'épaisseur de l'aube  $e = 4$  mm, alors la valeur périphérique qui décide le rétrécissement sera :

$$S_{u1} = \frac{e}{\sin \beta_1}$$

Le coefficient rétrécissement :

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_{u1}}$$

Donc la section d'entrée de la roue est :

$$A_1 = (\varphi_1 * Q_1) / C_{m1}$$

La largeur de l'aube sera donc :

$$b_1 = A_1 / \pi D_1$$

La vitesse relative à l'entrée des aubes sera calculée à partir de l'expression suivante :

$$W_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + U_1^2}$$

Tous les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

$C_{m1}$ (m/s)	$C_{u1}$ (m/s)	$C_1$ (m/s)	$C_0$ (m/s)	$Q_t$ (m <sup>3</sup> /s)	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	$D_0$ (mm)	$D_1$ (mm)
21.66	0	20.58	21.66	1.58	0.07678	313.0	330.0

$U_1$ (m/s)	$\beta_1$ (°)	$T_1$ (mm)	$S_{u1}$	$\phi_1$	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	$B_1$ (mm)	$W_1$ (m/s)
50.97	23.00	172.8	10.24	1.063	0.07754	74.8	55.38

**Tableau 3-1 : Caractéristiques du ventilateur à l'entrée**

### 3-3.3.2. Sortie de la roue :

#### a) Diamètre de la roue $D_2$

Pour calculer le diamètre de la roue  $D_2$ , il faut admettre un rendement hydraulique  $\eta_h$ , puis en vérifier cette hypothèse.

Pour les ventilateurs centrifuges le rendement hydraulique  $\eta_h$  est compris entre 0.84 et 0.94 [6].

Soit  $\eta_h = 0.90$

Nous avons supposé que l'entrée est sans prérotation donc  $C_{u1} * U_1 = 0$  alors la vitesse périphérique peut aussi être calculée à partir de la formule :

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2tg\beta_2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_h}(1+P)}$$

La valeur de  $C_{m2}$  est donnée par l'expression de Stepanoff [15] :

$$C_{m1} = K_{cm2} \sqrt{2gH}$$

Où  $K_{cm2}$  est fourni par le diagramme  $K_{cm2} = f(N_{St})$  de la figure (3-1).

D'après ce diagramme on a :

$$K_{cm2} = 0.09$$

On prend  $\beta_2 = 30^\circ$ .

Le coefficient de défaut de puissance ( correction de Pfeleiderer ) pour un nombre fini d'aubes nous sera donné par l'expression :

$$P = \frac{2\chi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$$

Avec :

$$\chi = 0.6 \left( 1 + \frac{\beta_2}{60} \right)$$

La valeur de  $D_1/D_2$  est comprise entre 0.25 et 0.4 d'après les références [6,15] :

On prend  $D_1/D_2 = 0.300$ .

Donc on calcule  $U_2$ .

La valeur de la composante  $C_{U2}$  est calculée à partir du triangle de vitesse.

$$C_{U2\infty} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg}\beta_2}$$

La valeur réelle de  $C_{U2}$  (pour un nombre fini d'aubes) est alors :

$$C_{U2} = \frac{C_{U2\infty}}{1+P}$$

Donc les vitesses absolues à la sortie sont :

$$C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{U2}^2}$$

et

$$C_{2\infty} = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{U2\infty}^2}$$

les vitesses relatives à la sortie sont :

$$W_2 = \sqrt{C_2^2 + U_2^2}$$

et

$$W_{2\infty} = \sqrt{C_{2\infty}^2 + U_2^2}$$

**b) Largeur de sortie  $b_2$  :**

Le pas est :

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z}$$

Nous avons supposé l'épaisseur de l'aube  $e = 4$  mm alors :

$$S_{U2} = \frac{e}{\sin \beta_2}$$

Le coefficient de rétrécissement

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{u2}}$$

Alors la section de sortie de la roue sera

$$A_2 = \frac{\varphi_2 Q_2}{C_{m2}}$$

La largeur de l'aube sera :

$$b_2 = A_2 / \pi D_2.$$

Tous les résultats obtenus sont résumés dans le tableau suivant :

$C_{m2}$ (m/s)	$\chi$	P	$D_2$ (mm)	$U_2$ (m/s)	$C_{u2\infty}$ (m/s)	$C_{2u}$ (m/s)	$C_2$ (m/s)	$C_{2\infty}$ (m/s)
16.24	0.90	0.3297	1100.0	169.81	141.68	106.55	109.41	142.61

$W_2$ (m/s)	$W_{2\infty}$ (m/s)	$t_2$ (mm)	$S_{U2}$	$\varphi_2$	$A_2$ (m <sup>2</sup> )	$b_2$ (mm)	$\beta_2$ (°)
65.31	32.48	576.0	8	1.014	0.09866	28.5	30

**Tableau 3-2 : Caractéristiques du ventilateur à la sortie de la roue.**

### 3-4. Vérification du diamètre $D_2$ :

Nous avons supposés  $D_1/D_2=0.300$  pour calculer la vitesse d'entraînement  $U_2$ , on peut maintenant vérifier la justesse de cette supposition en utilisant la relation :

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi N}$$

$$D_2=1099.3 \text{ mm.}$$

$$\text{Le rapport } D_1/D_2=0.3002 \approx 0.300$$

Donc notre choix est bon.

### 3-5. Vérification du nombre d'aube :

On peut faire la vérification du choix de nombre d'aubes par l'expression :

$$Z = K \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

Ou K est un coefficient dont la valeur dépend expérimentalement de l'épaisseur de l'aube à l'entrée et de la rugosité de la surface des aubes.

Pfleiderer donne pour K des valeurs comprises entre 5 et 8.

$$\text{Soit } K=7.2$$

Donc

$$Z=5.97 \approx 6$$

Donc notre choix est bon.

### 3-6. Dimensionnement de la volute :

Pour le calcul des sections de la volute spirale, nous suivons le principe de la vitesse moyenne d'écoulement constante.

Initialement il faut choisir la forme de la volute, pour cela nous choisissons des sections circulaires.

La vitesse constante d'écoulement dans la volute est donnée par l'expression expérimentale suivante [15] :

$$C_3 = K_{csp} \sqrt{2gH} \quad (3-3)$$

ou

$K_{csp}$  : étant coefficient expérimental tient compte de la répartition non uniforme des vitesses et des pertes dues aux frottements.

La relation entre le coefficient  $K_{CSP}$  et la vitesse spécifique  $N_{Sf}$  est représentée sur la figure (3-2).

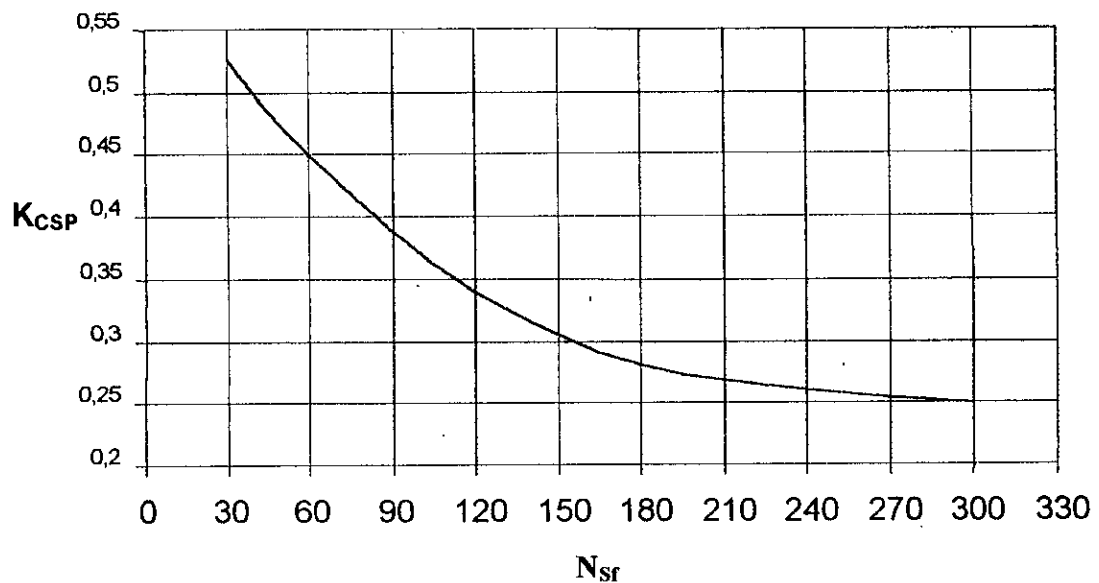


Fig 3-2 : courbe de la relation  $K_{CSP}=f(N_{Sf})$  [15].

D'après ce diagramme on a pour  $N_{Sf}=42$  tr/min  $K_{CSP}=0,48$

Donc :

$$C_3 = 86,63 \text{ m/s}$$

On calcule le diamètre  $d_i$  de la section  $i$  par la relation

$$Q_i = C_3 A_i = C_3 \pi \frac{d_i^2}{4}$$

D'où

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi C_3}}$$

La section du diamètre  $d_i$  est traversée par un débit  $Q_i$  qui est une fraction du débit nominale  $Q_n$ .

Pour cela nous divisons la volute en huit (8) parties, donc nous avons à déterminer huit (8) diamètres  $d_1, \dots, d_8$ .

$Q_i(\text{m}^3/\text{s})$	$Q/8$	$2Q/8$	$3Q/8$	$4Q/8$	$5Q/8$	$6Q/8$	$7Q/8$	$8Q/8$
$d_i(\text{mm})$	52.5	74.2	90.9	105.0	117.4	128.6	138.9	148.5

**Tableau 3-3 : Sections de la volute**

### 3-6.1. Largeur de la volute à l'entrée $b_3$ :

La largeur de la volute est constante et sa valeur doit être supérieure à la largeur de la roue à la sortie  $b_2$ .

La valeur  $b_3/b_2$  est comprise entre 1,2 et 1,8 [11] les valeurs supérieures de ce rapport se rapportent aux ventilateurs à vitesses spécifiques faibles.

$$\text{Soit } b_3 = 1.7b_2$$

$$b_3 = 48.5 \text{ mm.}$$

### 3-6.2. Rayon de cercle de base :

La plus petite valeur de diamètre de base ne doit jamais être égale au diamètre de sortie de la roue  $d_i$ , on doit prévoir un jeu de fonctionnement de la partie mobile (rotor).

Dans le cas pratique, on peut employer le rapport approximatif

$$r_3 - r_2 = r_2/30 \quad [11]$$

donc

$$r_3 - r_2 = r_2/30 = D_2/60$$

$$r_3 - r_2 = 18.30 \text{ mm.}$$

$$r_3 = 568.3 \text{ mm.}$$

La volute spirale doit être terminée par un diffuseur conique pour lequel nous choisissons un diamètre de sortie  $D_s=230$  mm dans ce cas la section de sortie sera :

$$A_s = \pi D_s^2 / 4$$

$$A_s = 0.041548 \text{ m}^2$$

Donc la vitesse de sortie sera :

$$C_s = Q_n / A_s$$

$$C_s = 36.10 \text{ m/s}$$

L'angle moyen de divergence des parois du diffuseur  $\delta$  est donnée par le diagramme (figure 3-3) d'après [6].

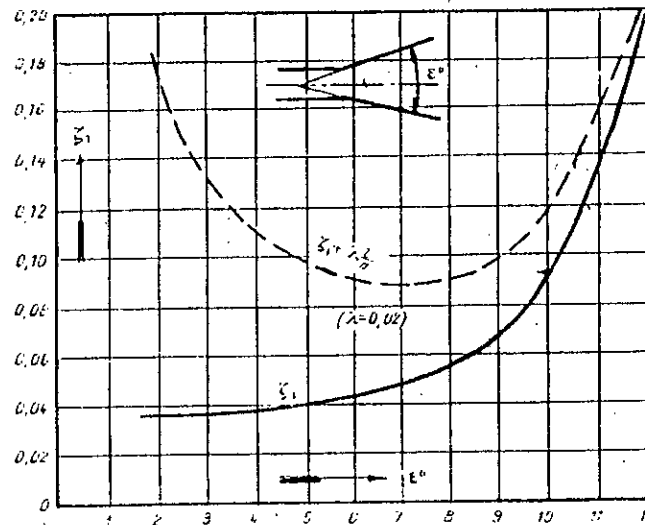


Fig 3-3 : Pertes de charge dans les diffuseurs [6].

Nous choisissons  $\delta=7^\circ$  (ce qui correspond aux pertes de charge minimales).

Donc la longueur du diffuseur sera :

$$L = \frac{d_s - d_e}{2 \operatorname{tg}(\delta / 2)}$$

$$L = 666.3 \text{ mm}$$

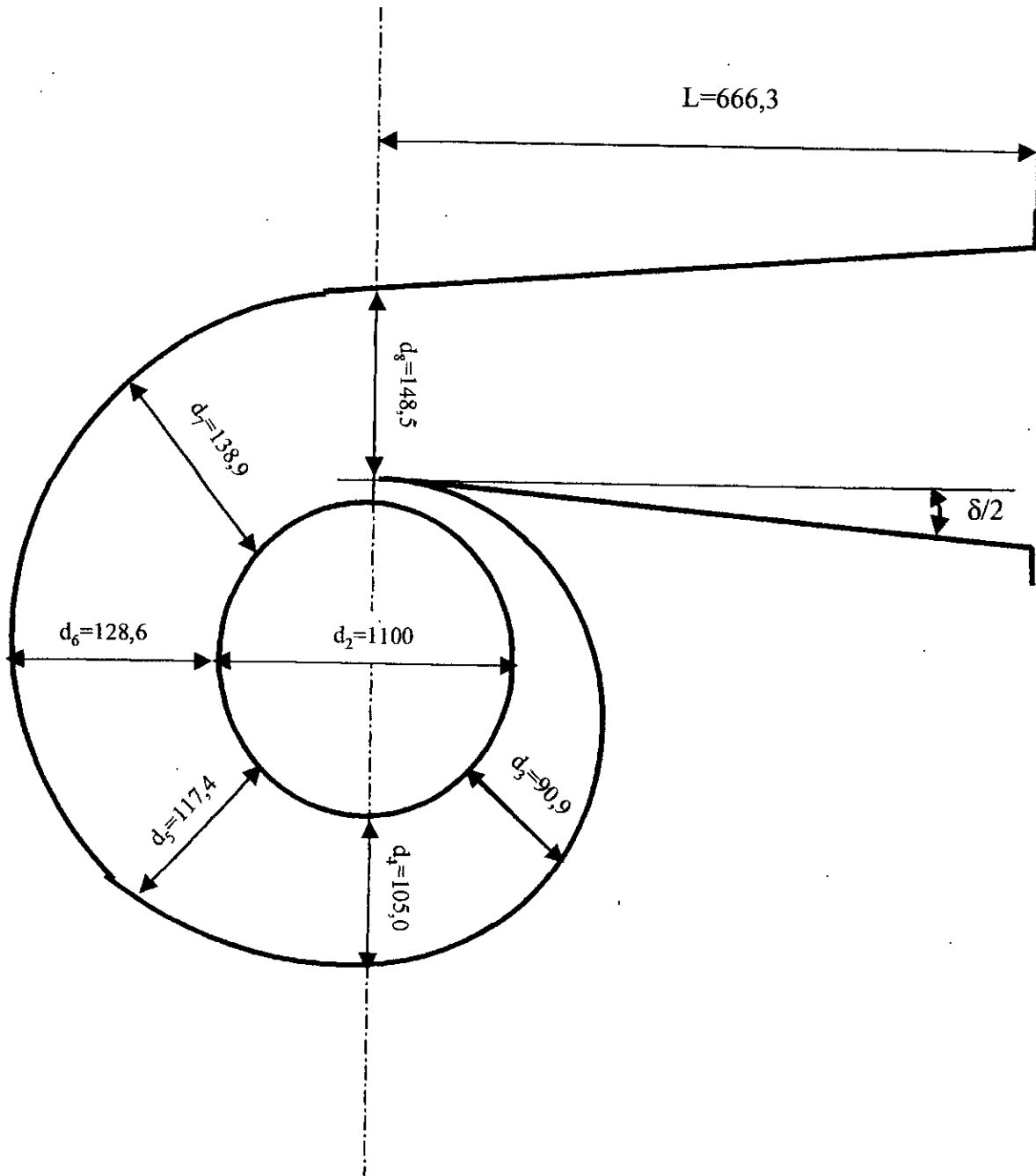


Fig 3-4 : Schéma de la volute



### 3-7. Tracé des aubes à simple courbure :

La méthode qu'on a utilisé permet de calculer les principales dimensions de la roue ( $d_1, b_1, D_2, b_2$ ), ainsi que les angles de sortie, et d'entrée,  $\beta_2$  et  $\beta_1$ , par contre, elle ne permet pas de déterminer la forme de l'aube. En particulier, la longueur de l'aube peut avoir des valeurs différentes, alors que les diamètres  $D_1$ , et  $D_2$ , les angles  $\beta_2$  et  $\beta_1$  et le nombre des aubes  $Z$  resteront inchangeable.

La détermination de la forme des aubes se fait au moyen de trois méthodes principales :

a°/Tracé par un arc de cercle (ou bien par deux arcs de cercle ).

b°/Tracé ponctuel (de PFLEIDERER ).

c°/Tracé par transformation conforme.

Nous choisissons pour tracer les aubes du ventilateur, la méthode de PFLEIDERER.

#### 3-7.1 Méthode de PFLEIDERER :

Cette méthode consiste à admettre la variation de l'angle  $\beta$ , en fonction du rayon entre les limites  $r_1$  et  $r_2$ , et dans la détermination de l'angle au centre  $\theta$  pour des valeurs données de  $r$  et  $\beta$ . Considérons le triangle rectangle élémentaire  $PP'T$  (figure III-5) dans le côté  $PT$  et compris entre les rayons de l'angle au centre infiniment petit  $d\theta$ , et de sorte que :

$$PT = rd\theta$$

$$PT = \frac{P'T}{\operatorname{tg}\beta}$$

De plus on a :

$$P'T \approx dr$$

D'où

$$d\theta = \frac{dr}{r \operatorname{tg}\beta}$$

En intégrant entre  $r_1$  et  $r_2$  et multiplication par  $180/\pi$  on obtient :

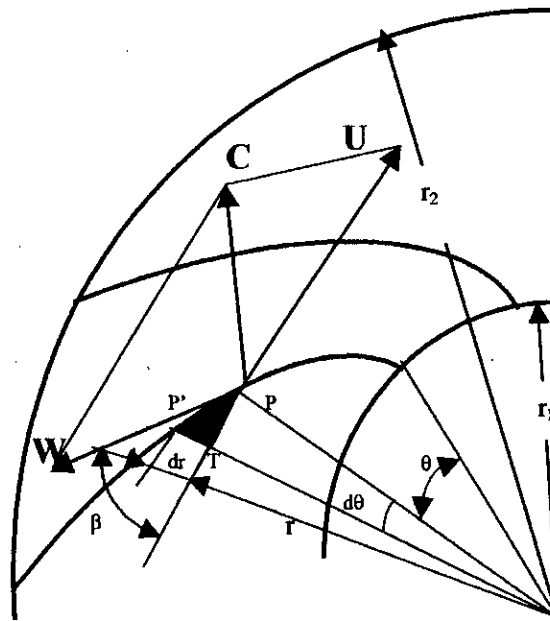


fig3-5. Tracé ponctuel de la forme des aubes (méthode de Pfleiderer)

$$\theta = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \tan \beta}$$

Nous effectuons l'intégration tubulaire de  $r_1$  à  $r_2$  en admettant des accroissements finis  $\Delta r$ .

La longueur du canal de la roue doit être choisie de manière à ce que l'angle de divergence ne soit pas trop grand.

Ceci demande que la longueur de l'aube soit modifiée de façon à conserver les valeurs des  $C_{m1}$ ,  $C_{m2}$ ,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ , et les angles  $\beta_1, \beta_2$ .

L'aube s'allonge quand la courbe  $\omega=f(r)$  est concave vers le haut, et raccourcit quand elle est concave vers le bas, en admettant que  $C_m$  varie suivant une droite (figure 3-5).

La méthode de PFLEIDERER suppose que la vitesse relative varie suivant une droite, ainsi que la vitesse méridienne  $C_m$ .

L'angle  $\beta$  se calcule à partir de la relation :

$$\sin \beta = \frac{C_m}{\omega}$$

La largeur de l'aube est calculée au moyen de la formule :

$$b = \frac{\varphi \cdot Q_t}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot C_m}$$

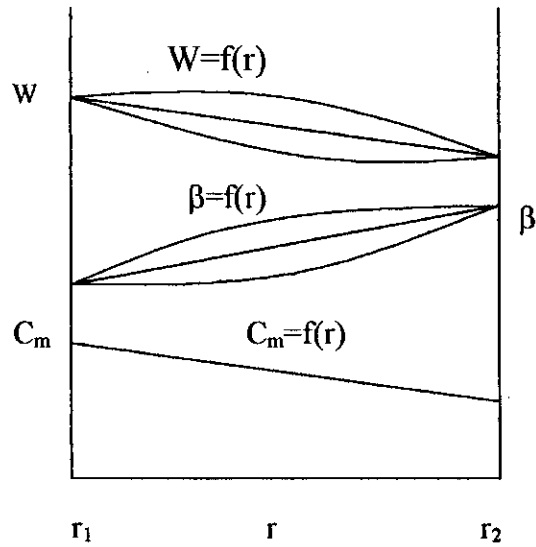


Figure 3-6 : variation des grandeurs  $W, C_m$ , et  $\beta$  en fonction de  $r$  [15].

Tous les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

$$B_n = \frac{1}{r \tan \beta}$$

$$B_m = \frac{B_n + B_{n+1}}{2}$$

$$\Delta \alpha = B_m \Delta r$$

$$\theta = \frac{180}{\pi} \sum \Delta \alpha$$

$$S_U = \frac{S}{\sin \beta'}$$

$$\varphi = \frac{t}{t - S_U}$$

Point	r(m)	$\Delta r$ (m)	$C_m$ (m/s)	$\omega$ (m/s)	$\beta$ (°)	$B_n$	$B_m$	$\Delta a$	$\Sigma \Delta a$	$\theta$ (°)	t(mm)	$S_u$	$\varphi$	b(mm)
1	0.165	0.055	21.66	55.38	23.00	14.28	-----	-----	-----	0.00	172.8	10.24	1.063	74.8
2	0.220	0.040	20.88	52.10	23.63	10.39	12.34	0.6787	0.6787	38.89	230.4	9.98	1.045	57.2
3	0.260	0.040	20.32	49.73	24.12	8.59	9.49	0.3796	1.0583	60.64	272.3	9.89	1.038	49.4
4	0.300	0.040	19.76	47.35	24.67	7.26	7.93	0.3172	1.3754	78.80	314.2	9.79	1.032	43.8
5	0.340	0.040	19.19	44.97	25.26	6.23	6.75	0.2700	1.6454	94.27	356.0	9.37	1.027	39.6
6	0.380	0.040	18.63	42.59	25.94	5.41	5.82	0.2328	1.8782	107.61	397.9	9.14	1.024	36.4
7	0.420	0.040	18.07	40.21	26.71	4.73	5.07	0.2028	2.0811	119.24	439.8	8.90	1.021	33.8
8	0.460	0.040	17.50	37.83	27.55	4.17	4.45	0.1780	2.2591	129.44	481.7	8.64	1.018	31.8
9	0.500	0.050	16.94	35.45	28.45	3.68	3.93	0.1572	2.4163	138.45	523.6	8.36	1.016	30.2
10	0.550	-----	16.24	32.48	30.00	3.15	3.42	0.1710	2.5873	148.24	576.0	8.00	1.014	28.5

Fig 3-3' :tracé de l'aube par la méthode ponctuelle

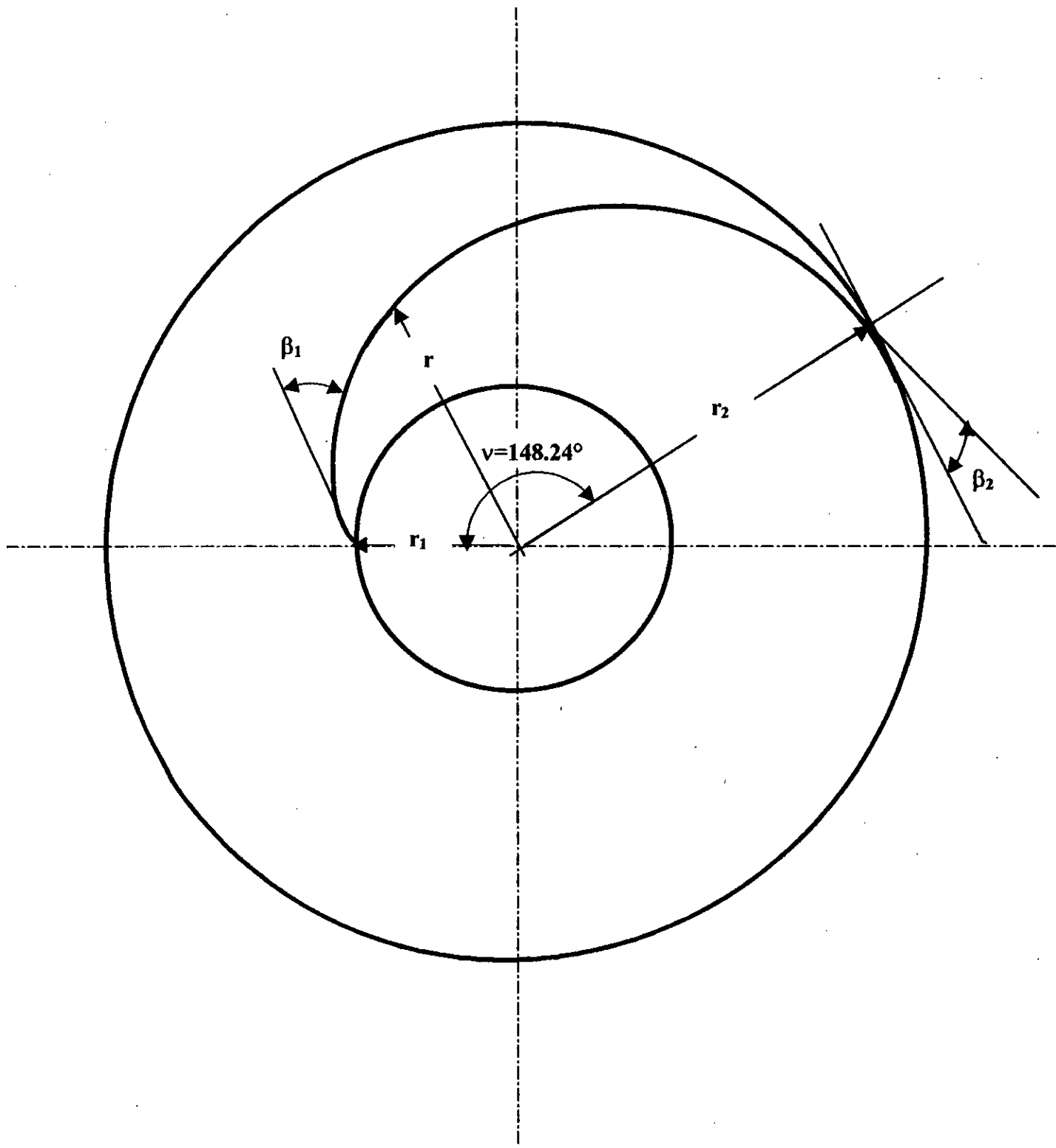


Fig 3-7 : Tracé de la roue

### 3-8. Calcul des pertes hydrauliques :

Les pertes hydrauliques comprennent les pertes par frottement dans les canaux et les pertes de transformation d'énergie.

Pour la roue nous avons l'expression empirique qui est donnée par la référence [6] :

$$\frac{h_{PR}}{H} = \left(1 - \frac{\psi}{4}\right) * 0.05 + \lambda \left[ 0.125 \frac{X}{\psi} \left( \frac{0.64Z}{(1+A)\sin\beta_m} + \frac{B}{1.3} \right) \left( \frac{1+A-0.75*\psi}{\cos\beta_m} \right)^2 \right] \quad (3-4)$$

avec

$\psi$  : coefficient sans dimension de la hauteur, et il est exprimé par :

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2}$$

donc :

$$\psi = 1.13$$

$\beta_m$  : étant l'angle moyenne de la vitesse relative

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$\beta_m = 26.5^\circ$$

X : étant le rapport de la largeur de l'aube et le diamètre extérieur  $D_2$

$$X = l/D_2$$

La longueur de l'aube est calculée à partir de la formule approximative :

$$l = \frac{D_2 - D_1}{2 \sin \beta_m}$$

donc

$$l = 862.8 \text{ mm}$$

alors

$$X = 0.784$$

A : étant le rapport des diamètres  $D_1$ ,  $D_2$

$$A = D_1/D_2$$

$$A = 0.300$$

B : étant le rapport du diamètre  $D_2$  et la longueur  $b_2$

$$B = D_2 / b_2$$

$$B = 38.60$$

$\lambda$  : représente le coefficient de frottement

pour calculer  $\lambda$  il faut d'abord calculer la valeur du nombre de Reynolds, on a :

$$Re = b_2 \omega_2 / \nu$$

Pour une température ambiante  $T = 20^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 15.1 * 10^{-6}$

Donc

$$Re = 6.13 * 10^4$$

Donc  $\lambda$  est exprimée par :

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 * Re}}$$

$$\lambda = 0.0201$$

alors

$$\frac{h_{PR}}{H} = 0.0521$$

$$h_{PR} = 86.49 \text{ m d'air.}$$

pour la volute, on calcule les pertes hydrauliques en utilisant la formule empirique suivante [6] :

$$\frac{h_{PV}}{H} = \frac{\psi}{4} 0.05 + \lambda * 0.075 \psi \left[ \left( 0.5 * Y + \frac{1}{1.5 * Y} \right) \left( 1 + \frac{1}{1+Y} \right)^2 \right] \quad (3-5)$$

avec

$$Y = \frac{d_s}{D_2}$$

Où

$d_s$  : représente le diamètre de la section finale de la volute.

$$Y = 0.135$$

Alors

$$\frac{h_{PV}}{H} = 0.0443$$

donc

$$h_{PV} = 73.53 \text{ m d'air}$$

Les pertes hydrauliques dans le diffuseur sont données par la relation suivante [6] :

$$\frac{h_{PD}}{H} = 0.012 * \psi + \lambda_D \frac{l_s}{d_m} \frac{V_m^2}{2gH} \quad (3-5)$$

Où

$\lambda_D$  : coefficient de frottement.

$$\lambda_D = 0.85 * \lambda$$

$l_s$  : longueur du diffuseur

$d_m$  : diamètre moyen du cône diffuseur

$V_m$  : vitesse dans la section moyenne du cône diffuseur

Donc

$$d_m = (d_e + d_s) / 2$$

donc

$$d_m = 189.25 \text{ mm}$$

La vitesse dans la section moyenne du diffuseur est :

$$V_m = \frac{4Q}{\pi \cdot d_m}$$

donc

$$V_m = 53.32 \text{ m/s}$$

Alors les pertes dans le diffuseur sont estimées à :

$$\frac{h_{PD}}{H} = 0.0197$$

$$h_{PD} = 32.76 \text{ m d'air}$$

Les pertes hydrauliques totales :

$$\Delta H_h = h_{PR} + h_{PD} + h_{PV}$$

$$\Delta H_h = 189.78 \text{ m d'air}$$

Le rendement hydraulique est calculé à partir de la formule suivante :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \Delta H_h}{H_{th}}$$

Où

$H_{th}$  représente la hauteur théorique pour un nombre fini d'aubes

$$H_{th} = \frac{H_{th\infty}}{1 + P}$$

$H_{th\infty}$  est donnée par l'expression :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 Q}{\pi \cdot D_2 b_2 g \tan \beta_2}$$



donc

$$H_{th\infty}=2482.77 \text{ m}$$

Alors la hauteur théorique sera :

$$H_{th}=1867.16 \text{ m}$$

Le rendement hydraulique sera :

$$\eta_h=0.897$$

Cette valeur est légèrement inférieure à celle que nous avons supposée ( $\eta_h=0.90$ ).

Les pertes hydrauliques sont proportionnelles au carré du débit.

$$\Delta H_h = K_1 Q_n^2 \quad (3-6) \quad [6,15]$$

ou

$K_1$  : étant constante

Pour le débit nominal  $Q_n=1.5 \text{ m}^3/\text{s}$  les pertes hydrauliques sont égales  $\Delta H_h=192.76 \text{ m}$

donc

$$K_1 = \frac{\Delta H_h}{Q_n^2}$$

$$K_1=85.67$$

Pour calculer les pertes hydrauliques pour différents débits on trace le tableau suivant :

Q(m <sup>3</sup> /s)	0.00	0.50	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00
$\Delta H_h$ (m)	0.00	21.42	85.67	192.76	342.68	535.44	771.03	1049.46	1370.72

**Tableau 3-4 : Pertes hydrauliques dans le ventilateur**

La courbe  $\Delta H_h=f(Q)$  est représentée sur le graphe 3-1

### **III-9. Calcul des pertes par chocs :**

Ces pertes sont causées par la discordances des angles d'inclinaison des veines fluides et des angles des aubes de la roue, pour calculer ces pertes les références [6,15] nous donne l'expression suivante :

$$\Delta H_{ch}=K_2\left(1-\frac{Q}{Q_n}\right)^2 \quad (3-6)$$

avec

$K_2$  : coefficient qui dépend des vitesses  $U_1, U_2$

$$K_2 = \frac{0.3 + 0.6 * \frac{\beta_2}{60}}{2g} * (U_1^2 + \frac{U_2^2}{1+P}) \quad (3-7) \quad [12]$$

$$K_2 = 742.62$$

Les pertes pour différents débits se résument dans le tableau suivant :

Q(m <sup>3</sup> /s)	0.00	0.50	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00
$\Delta H_{ch}$ (m)	742.62	330.05	82.51	0.00	82.51	330.05	742.62	1320.21	2062.83

**Tableau 3-5 : Pertes par chocs dans le ventilateur**

La courbe des pertes de chocs est représentée sur le graphe 3-1

### 3-10. Courbe caractéristique du ventilateur $H=f(Q)$ :

C'est la hauteur en mètre d'air que fournit le ventilateur pour un débit donné.

D'abord, il faut calculer la hauteur théorique pour un nombre infini d'aubes  $H_{th\infty}$  en utilisant la formule :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot g \cdot \tan \beta_2} \quad (3.8)$$

La hauteur théorique pour un nombre fini d'aubes est :

$$H_{th} = \frac{H_{th\infty}}{1+P}$$

La hauteur manométrique du ventilateur sera donc :

$$H = H_{th} - \Delta H_{ch} - \Delta H_h$$

Tous les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

Q(m <sup>3</sup> /s)	0.00	0.50	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00
H <sub>th∞</sub> (m)00	2939.39	2787.18	2634.98	2482.77	2330.56	2178.35	2026.14
H <sub>th</sub> (m)	2210.57	2096.10	1981.63	1867.17	1752.70	1638.23	1523.76
H(m)	1467.95	1744.63	1813.45	1674.41	1327.51	772.74	10.11

**Tableau 3-6 : Différentes hauteurs d'élévation du ventilateur**

La courbe de la hauteur théorique la hauteur réelle est représentée sur le graphe 3-1

### 3-11. Courbe caractéristique de l'installation :

Tracer la courbe caractéristique de l'installation c'est déterminer la hauteur manométrique de l'installation en fonction du débit.

$$H_I(Q) = H_g + \Delta H_i(Q).$$

$$H_g = 1 \text{ m.}$$

$\Delta H_i$  : représente les pertes de charge à l'aspiration et au refoulement pour le débit considéré, elle est proportionnelle au carré du débit.

$$\Delta H_i = K_3 Q^2$$

$K_3$  : étant constant.

Pour le débit nominal  $Q_n = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$  on a

$$\Delta H_i = 443,79 \text{ m d'air.}$$

D'où

$$K_3 = 197,24$$

Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

Q(m <sup>3</sup> /s)	0.00	0.50	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50
$\Delta H_i$ (m)	0.00	49.31	197.24	443.79	788.96	1232.75	1775.16	2416.19
H <sub>i</sub> (m)	1.00	50.31	198.24	444.79	789.96	1233.75	1776.16	2417.19
H(m)	1467.95	1744.63	1813.45	1674.41	1327.51	772.74	10.11	-----

**Tableau 3-7 : pertes de charge dans l'installation**

La courbe caractéristique de l'installation est représentée sur le graphe 3-2

### 3-12. Rendement du ventilateur :

#### 3-12.1 Rendement volumétrique :

Le rendement volumétrique et le rapport entre le débit effectif et le débit interne de la roue :

Le débit interne de la roue :

$$\eta_h = \frac{Q}{Q + Q_f}$$

Où  $Q_f$  représente le débit des fuites.

Le débit des fuites est donné par l'expression suivante [6] :

$$Q_f = \frac{Q}{1000} * \frac{A}{K_d} * \sqrt{0.75 + 0.25 * A^2 - \left(1 - \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (3-8)$$

avec

$$K_d = \frac{Q}{U_2 * D_2^2}$$

$$K_d = 0.0073$$

Donc

$$Q_f = 0.093 \text{ m}^3/\text{s}$$

Alors le rendement sera :

$$\eta_v = 0.942$$

Ce rendement est légèrement inférieur à celui que nous avons supposé ( $\eta_v = 0.95$ ).

#### 3-12.2. Rendement mécanique :

Puissance utile :

$$P_u = \rho g H Q$$

$$P_u = 29.72 \text{ kw}$$

Puissance dissipée dans les paliers est donnée par [11] :

$$P_d = 0.01 P_e$$

$$P_d = 0.30 \text{ kw}$$

Puissance dissipée par frottement air-parois [11] :

$$P_{fr} = 1.236 \cdot 10^{-9} \frac{\rho}{g} N^3 D_2^2 \quad (3-9)$$

$$P_{fr} = 6.28 \text{ kw}$$

Puissance absorbée par le ventilateur :

$$P_{ab} = \frac{P_e}{\eta_v \cdot \eta_m} + P_d + P_{fr}$$

$$P_{ab} = 41.71 \text{ kw}$$

Donc le rendement mécanique est :

$$\eta_m = \frac{P_e}{\eta_v \cdot \eta_m \cdot P_{ab}}$$

$$\eta_m = 0.843$$

le rendement global du ventilateur :

$$\eta_g = 0.712$$

### 3-13. Courbes caractéristiques de la puissance et du rendement :

Le rendement hydraulique

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}}$$

Rendement volumétrique

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_f}$$

puissance utile

$$P_u = \rho \cdot g H Q$$

puissance interne

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_h \cdot \eta_v}$$

Puissance absorbée :

$$P_{ab} = P_i + P_{fr} + P_d$$

$$P_d = 0.01 P_e$$

$$P_{fr} = 6.28 \text{ kw}$$

Le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_i + P_d + P_{fr}}$$

Le rendement global :

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

tous les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

Q(m <sup>3</sup> /s)	0.00	0.50	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00
H <sub>th</sub> (m)	2210.57	2096.10	1981.63	1867.17	1752.70	1638.23	1523.76
H(m)	1467.95	1744.63	1813.45	1674.41	1327.51	772.74	10.11
$\eta_h$ (%)	66.41	83.23	91.51	89.68	75.74	47.20	0.66
$\eta_v$ (%)	0.00	84.32	91.49	94.16	95.56	96.41	96.99
P <sub>e</sub> (kW)	0.00	10.31	21.44	29.69	31.39	22.84	0.36
P <sub>i</sub> (Kw)	0.00	14.69	25.60	35.16	43.36	50.18	56.01
P <sub>d</sub> (kW)	0.00	0.1	0.21	0.30	0.31	0.23	0.00
P <sub>fr</sub> (kW)	6.28	6.28	6.28	6.28	6.28	6.28	6.28
P <sub>ab</sub> (kW)	6.28	21.07	32.09	41.74	49.95	56.69	62.29
$\eta_m$ (%)	0.00	69.72	79.78	84.24	86.81	88.52	89.92
$\eta_g$ (%)	0.00	48.93	66.79	71.13	62.83	40.28	0.58

**Tableau 3-8 : caractéristiques du ventilateur**

### 3-14. Puissance du moteur de commande :

La puissance maximale absorbée par le ventilateur est :

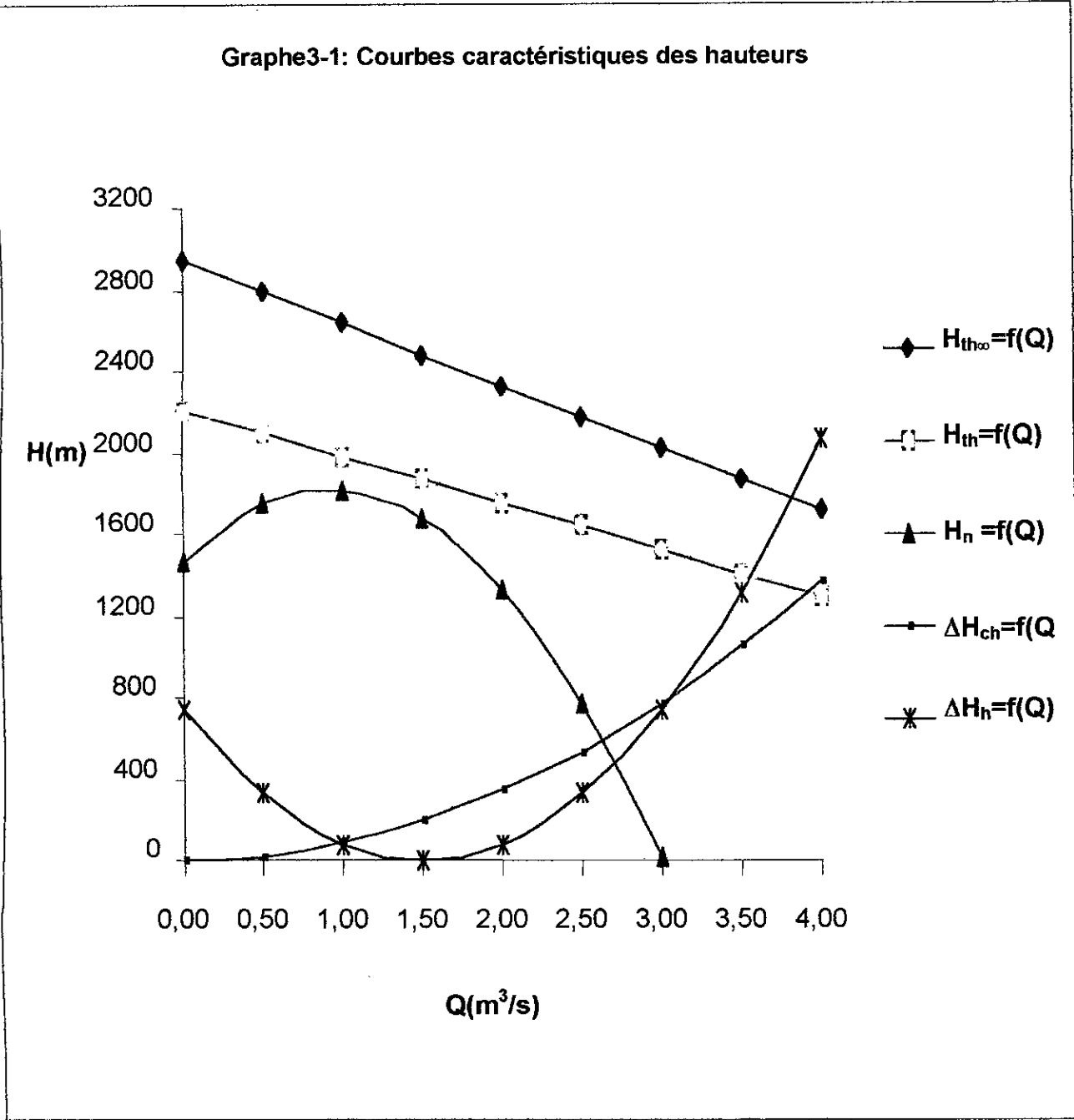
$$P_{abmax} = 62.29 \text{ KW}$$

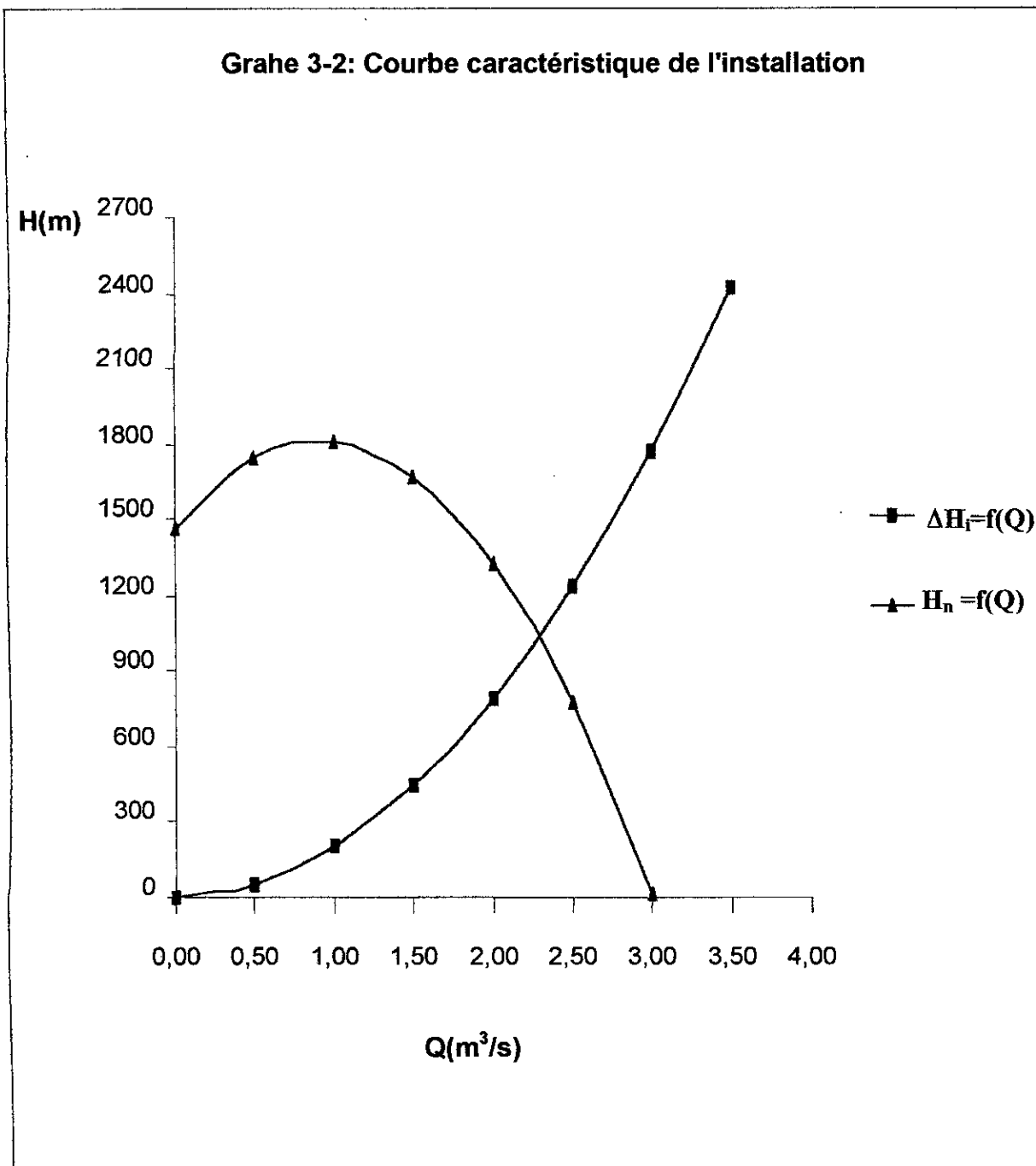
Avec une réserve de 20%, la puissance du moteur de commande sera  $P_m = 1.2 P_{abmax}$

$$P_m = 74.75 \text{ KW.}$$

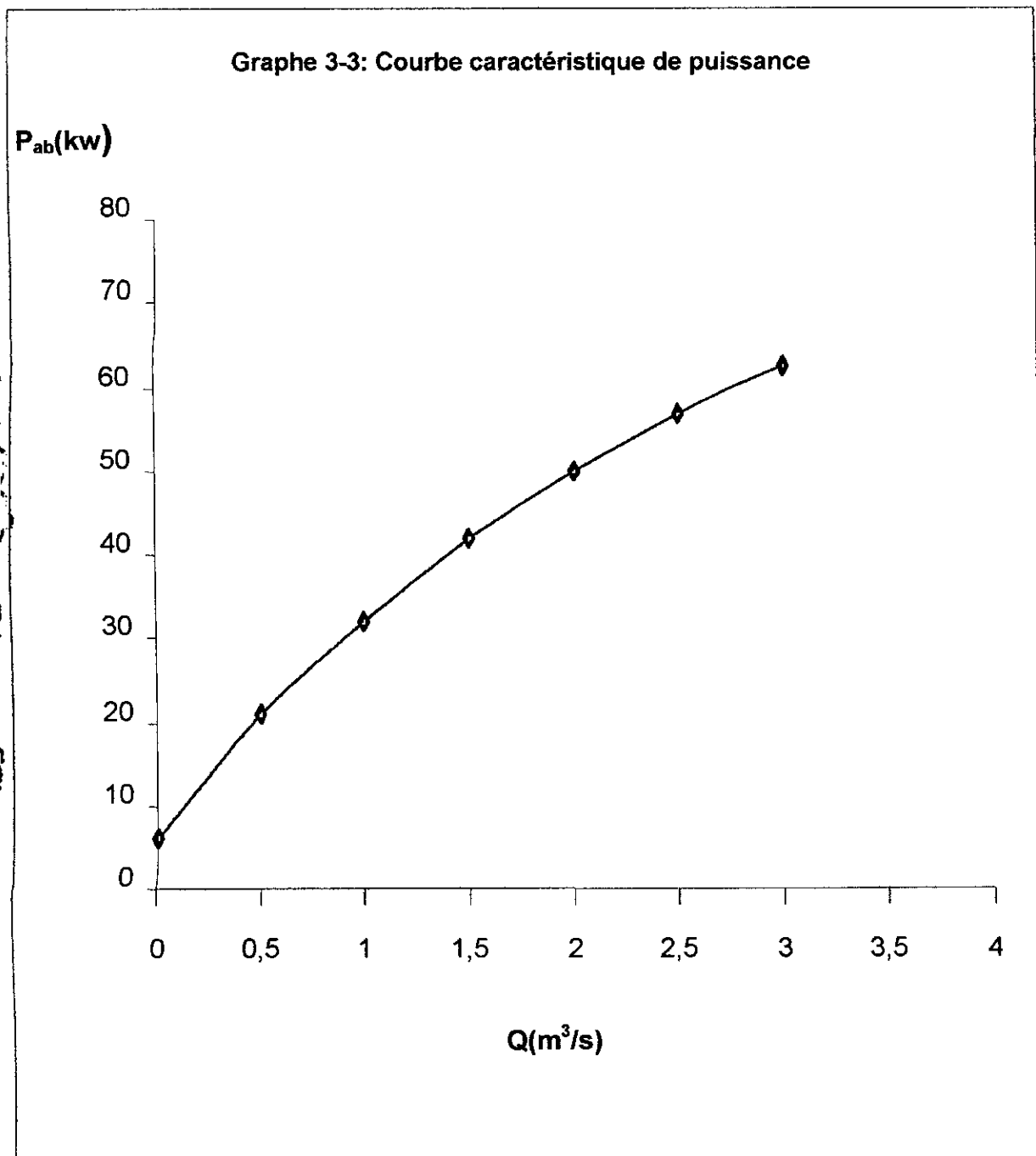
$$P_m \approx 75 \text{ KW.}$$

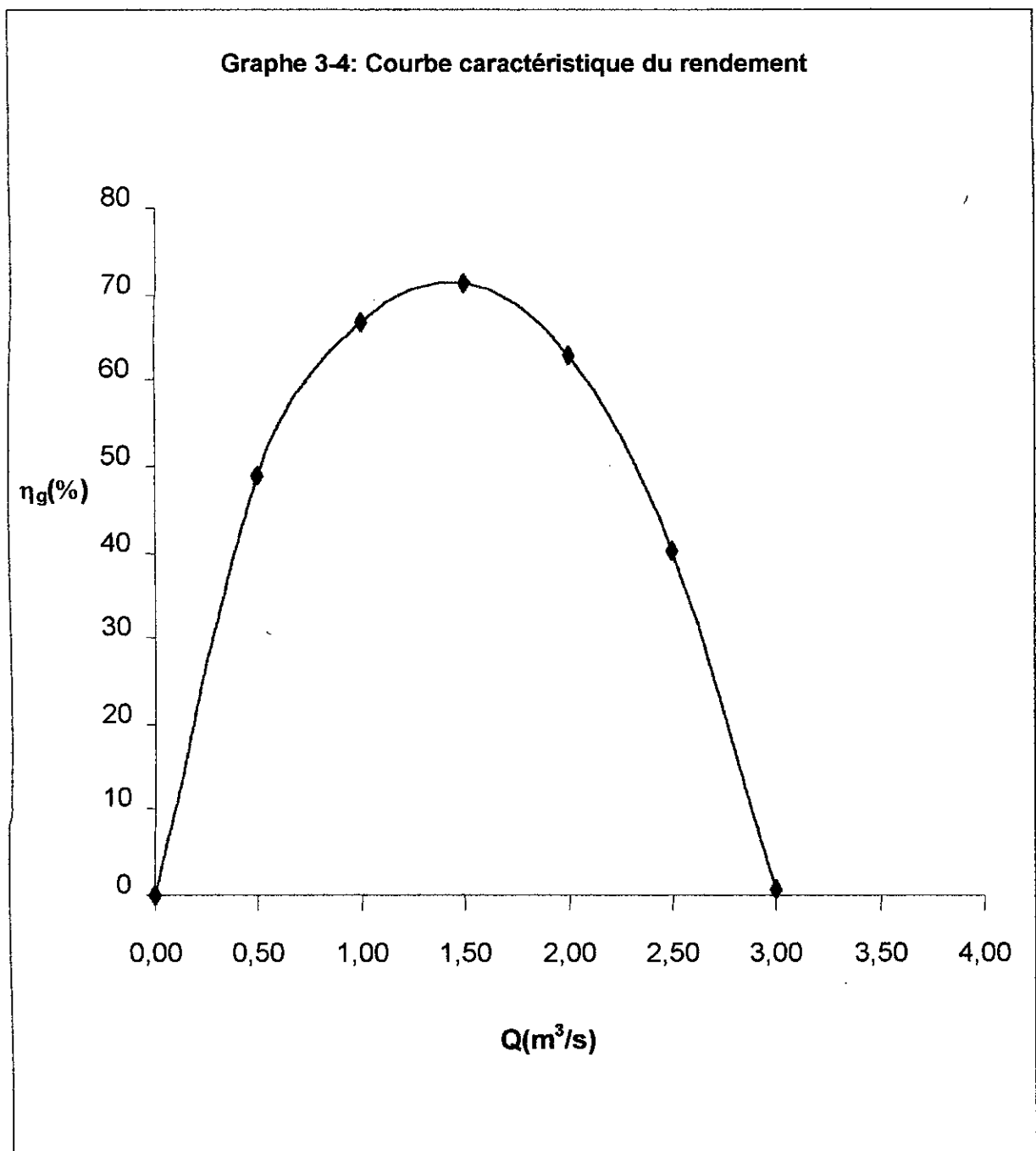
Graphe3-1: Courbes caractéristiques des hauteurs











### 3-14. Interprétation des résultats :

#### 3-14.1. Courbe caractéristique des hauteurs (Graphe 3-1) :

La courbe de la hauteur théorique pour un nombre d'aubes infiniment grand  $H_{th\infty}=f(Q)$  et la courbe de la hauteur théorique pour un nombre fini  $H_{th}$  sont des droites et prennent une allure descendante en fonction de l'accroissement du débit et la différence entre  $H_{th\infty}$  et  $H_{th}$  la mesure de l'influence du nombre d'aubes fini sur la hauteur d'élévation.

La courbe de la hauteur  $H=f(Q)$  est une parabole coupant l'axe des ordonnées en  $H_{vf}$  qui correspond à la fermeture du papillon d'entrée, et coupant l'axe des abscisses en  $Q_{max}$  ( $Q_{max}=3\text{ m}^3/\text{s}$ ) qui correspond au débit maximal.

#### 3-14.2. Courbe caractéristique de l'installation (Graphe 3-2) :

Cette courbe a une allure parabolique, on constate que la courbe de la hauteur coupe la courbe de l'installation en  $Q=2.3\text{ m}^3/\text{s}$ , ce point d'intersection est appelé point de fonctionnement.

#### 3-14.3. Courbe caractéristique de puissance absorbée (Graphe 3-3) :

La courbe de puissance absorbée  $P_{abs}=f(Q)$  est régulièrement, montante, et atteint sa valeur maximale pour le débit maximal  $Q=3\text{ m}^3/\text{s}$ .

#### 3-14.4. Courbe caractéristique du rendement (Graphe 3-4) :

C'est une courbe parabolique, et on voit que le rendement est nul quand le débit est nul. Il est également nul quand le débit atteint son maximum, et la hauteur devient nulle. Le rendement maximal correspond aux conditions optimales du travail.

#### Les résultats obtenus :

- Hauteur manométrique  $H_m=1660\text{ m}$  d'air ou bien  $2\text{ m CE}$ .
- Débit maximal  $Q_{max}=3\text{ m}^3/\text{s}$ .
- Puissance du moteur d'entraînement  $P_m=75\text{ kW}$ .

Ces valeurs sont confirmées par la référence [9].

# ***Chapitre IV***

## ***Généralités sur la combustion et les chambres de combustion***

#### 4-1. Définition :

La combustion est l'ensemble des phénomènes physiques et chimiques qui résultent de la combinaison du combustible et du comburant. Le combustible possède une énergie chimique potentielle susceptible d'être libérée sous forme thermique, par ce mécanisme de réaction chimique exothermique. La chaleur dégagée par le combustible est donc à l'air circulant dans la machine.

Les problèmes posés par la combustion sont complexes et il n'existe pas de théories complètement satisfaisantes pour les expliquer, ainsi l'empirique à une part prépondérante dans la mise au point d'une chambre de combustion.

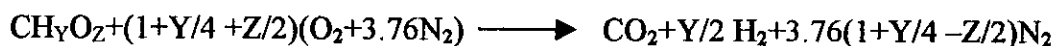
Avant de décrire les processus réactionnels de combustion, il est nécessaire de rappeler quelques éléments de thermodynamiques chimiques et thermochimie.

#### 4-2. Notion de thermochimie :

L'objectif est d'exprimer la composition du mélange réactionnel fuel-air et de calculer les quantités de chaleur dégagées et la composition des gaz d'échappement.

##### 4-2.1. Equation de réaction de combustion :

L'analyse élémentaire quantitative du carburant fournit sa teneur massique en carbone, hydrogène et éventuellement oxygène. Elle permet donc d'écrire la formule globale ( $C_xH_yO_z$ ), où le coefficient « x » lié à la masse molaire et n'a pas d'influence sur le dosage fuel-air.



On admet pour l'air la composition en volume de 21% d'oxygène, 79% de l'azote. La « stoechiométrie » est la composition du mélange fuel-air requise pour obtenir une combustion complète.

##### 4-2.2. Notion d'air théorique :

La quantité minimale d'air qui fournit assez d'oxygène pour la combustion complète de tout élément présent dans le combustible s'appelle « l'air théorique ».

La quantité d'air fournie réellement est exprimée en pourcentage d'air théorique. Lorsque la quantité d'air fournie est inférieure à celle de l'air théorique requis, la combustion est incomplète.

Si le défaut d'air n'est que mineur, il s'ensuit une formation du monoxyde de carbone (CO) au lieu du dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>). Si l'air fourni est beaucoup moindre, il peut aussi subsister des hydrocarbures dans les produits de combustion. Même lorsqu'un excès d'air est fourni, il peut y avoir de faible quantité de monoxyde de carbone, la quantité d'air exacte dépend d'un certain nombre de facteurs, dont le mélange et la turbulence pendant la combustion.

#### **4-2.3. La richesse :**

En pratique, les conditions de combustions sont fréquemment éloignées de celle correspondant à la stœchiométrie et se caractérisent soit par un excès d'air soit par un défaut de carburant par rapport à l'oxygène. La composition du milieu réactionnel s'exprime alors par la richesse « $\Phi$ », définie par la relation:

$$\Phi = f_r / f_{st}$$

Où le rapport « $f_r$ » et « $f_{st}$ » est le quotient des masses respectives du fuel et de l'air mise en présence dans les conditions réelle et stœchiométrique respectivement.

Le fuel utilisé dans la chambre de combustion est le gaz naturel, qui a la composition suivante :

-83% de méthane (CH<sub>4</sub>).

-13% d'éthane (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>).

-4% de propane (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>).

Le rapport stœchiométrique du GN est  $f_{st}=0.0665$

D'après la référence [9].

#### **4-2.4. Pouvoir calorifique :**

Le pouvoir calorifique massique ou volumique, représente la quantité d'énergie dégagée par unité de masse ou de volume respectivement, du fuel lors de la réaction chimique, de combustion complète conduisant à la formation du CO<sub>2</sub>, et de l'eau.

On fait distinction entre le pouvoir calorifique supérieur «PCS», et le pouvoir calorifique inférieur «PCI», selon que l'eau obtenue par la réaction de combustion se trouve à l'état liquide ou gazeux respectivement. La seule grandeur utile «en pratique» est le «PCI», car l'eau est rejetée sous forme de vapeur.

#### ***4-2.5. Chaleur dégagée par la combustion :***

On appelle chaleur de combustion, la fraction d'énergie chimique libérée par mole de combustible aux conditions normale de température et de pression. En se transformant en produit de combustion. La chaleur de combustion est donnée par la différence des chaleurs de formation du système réactif et du système produit.

### **4-3. Facteurs régissant la combustion :**

#### ***4-3.1. Temps :***

Le temps de séjour de l'air dans la chambre de combustion doit être à la fois, court pour assurer un renouvellement d'air, et suffisant pour laisser le temps à la réaction chimique de s'effectuer, afin que celle-ci soit la plus complète que possible.

#### ***4-3.2. Température :***

Il est nécessaire d'avoir une température élevée afin d'activer la propagation de la flamme et obtenir un rayonnement le plus intense possible. Mais cette température ne peut dépasser une certaine valeur, sans compromettre la tenue mécanique, la longévité du tube à flamme, ainsi qu'une importante production d'imbrûlés, du fait que plus le rayonnement est intense plus la richesse du mélange est élevée.

#### ***4-3.3. Turbulence :***

Afin d'homogénéiser au maximum le mélange, les constructeurs ont recours à des aubes de turbulences. Cette turbulence doit être créée avec soin afin de ne pas perturber le fonctionnement de la chambre. Cette turbulence et le fait que l'on utilise l'air de refroidissement pour créer un film fluide, se traduisent par de légères pertes de pression.

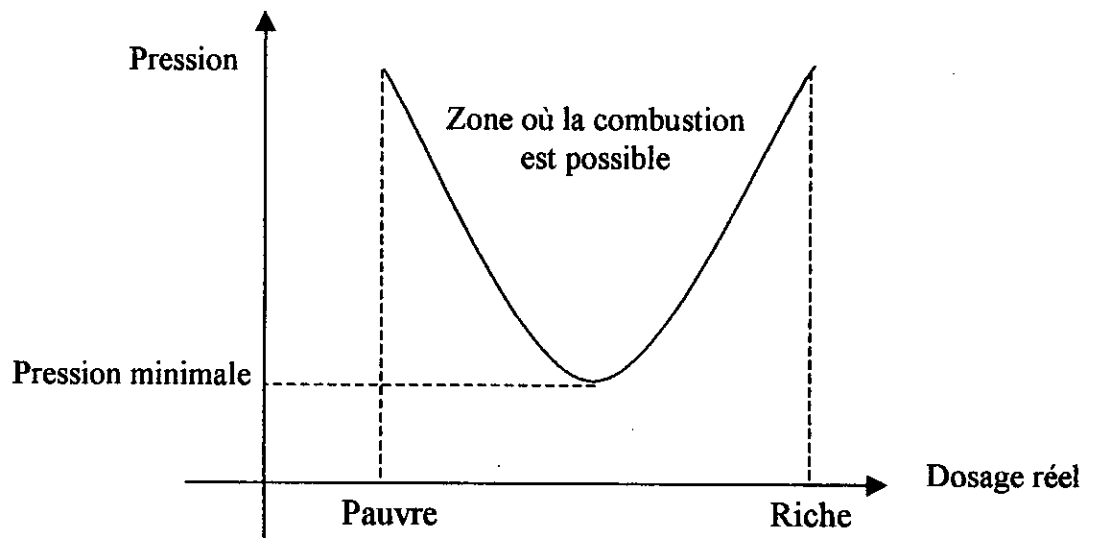
### **4-4. Paramètres limitatifs de la combustion :**

Les paramètres limitatifs de la combustion sont : la température (pression), la vitesse et le dosage combustible, du fait que la combustion n'est possible que dans un dosage réel, et que la stabilité de la flamme dépende de la vitesse et de la pression.

#### 4-4.1. Vitesses de l'écoulement :

Pour pouvoir conserver la flamme et qu'il n'y est pas extinction, il faut que la vitesse de l'écoulement de l'air soit comprise entre deux valeurs critiques si la vitesse de l'écoulement est inférieure à celle de propagation de la flamme, il y a retour de flamme, dans le cas inverse, nous assisterons au décrochage de la flamme, si la vitesse tend à augmenter la flamme est soufflée.

#### 4-4.2. Pression minimale d'inflammation :



Cette courbe montre qu'il n'est possible d'enflammer le mélange qu'au-dessous d'une certaine pression minimale, et à l'intérieur d'une gamme de dosage réel, comprise approximativement entre 1/20 et 1/10.



## 4-5. Chambre de préchauffage :

### 4-5.1. Description :

La chambre de préchauffage est un cylindre de 1000 mm de longueur et de 170 mm de diamètre, elle comporte un bride de fixation à chaque extrémité de fixation.

La technologie est relativement simple et similaire à celle de la chambre de combustion.

La chambre de préchauffage comporte essentiellement :

- Un injecteur.
- Un tronc conique avec orifices d'air primaire et de dilution.
- Une bougie d'allumage.
- Un thermomètre à l'entrée de la chambre.
- Un thermocouple à la sortie de la chambre.

### 4-5.2. Rôle de la chambre de préchauffage :

Cette partie du banc d'essai joue un rôle purement simulateur. Généralement dans un turboréacteur on utilise le kérosène comme combustible injecté de façon continue. Ce kérosène bien que pulvérisé grâce à la technologie de l'injection et la pression d'injection ne déclencherait pas la combustion. Avant de brûler dans les conditions d'une chambre de combustion, le kérosène doit pouvoir se vaporiser. Cette vaporisation exige un apport de chaleur.

Dans un turboréacteur, la vaporisation du kérosène est assurée par la chaleur transmise par l'air venant du compresseur, cette chaleur variant en fonction du compresseur, la chambre de préchauffage permet donc de simuler la température qu'on désire obtenir à l'entrée de la chambre de combustion.

Dans un compresseur qui au un taux de compression de 10 et un rendement de 0.90 nous avons :

$$T_{13} = T_{12} + \frac{T_{12}}{\eta_c} \left( (r)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

Avec

$T_{13}$  : température à la sortie du compresseur.

$T_{12}$  : température à l'entrée du compresseur.

$\eta_c$  : rendement du compresseur.

$r$  : taux de compression.

$\gamma$  : rapport des chaleurs spécifique.

Pour une température d'entrée  $T_{12}=20^\circ\text{C}$

$$T_{13}=596 \text{ K}$$

Soit

$$T_{13}=323^\circ\text{C}$$

Pour un ventilateur avec un rendement de 0.71 et un taux de compression de de 1.2, la température à la sortie du ventilateur sera :

$$T_{13}=315 \text{ K}$$

Soit

$$T_{13}=42^\circ\text{C}$$

On remarque qu'il y a un écart important de température a combler pour être dans les mêmes conditions d'un turboréacteur

Soit

$$\Delta T_t=273^\circ\text{C}$$

Cette température change en fonction du turboréacteur qu'on veut simuler. Grâce à la conservation d'énergie, on peut écrire que :

$$H_{12} + \eta_b \cdot f \cdot Q_R = (1+f) \cdot H_{13}$$

Ou :

$H_{12}$  : représente l'enthalpie totale de l'air à l'entrée de la chambre de préchauffage.

$\eta_b$  : représente le rendement de la combustion dans la chambre de préchauffage.

$f$  : rapport du mélange air -combustible

$$f = \frac{m_f}{m_a}$$

$H_{13}$  : étant l'enthalpie totale de l'air à la sortie de la chambre de préchauffage. (à la température  $T_{13}$  simulée) .

$Q_R$  : pouvoir calorifique inférieur du combustible.

Le rapport du mélange  $f$  à établir au banc pour avoir la température  $T_{13}$  désirée.

D'après les caractéristiques du gaz naturel algérien, le pouvoir calorifique inférieur  $Q_R=10350 \text{ kcal/kg}$  à la température de référence de  $15^\circ\text{C}$  [9].

## **4-6. Chambre de combustion :**

### **4-6.1. Description de la chambre :**

C'est une chambre de turboréacteur qui se compose essentiellement :

- Un injecteur placé au centre de la «rosace», qui crée un tourbillon servant à stabiliser la flamme.
- Un tube à flamme qui est percé d'orifice circulaire dosant la répartition de l'air en «air secondaire » et en «air tertiaire ».

### **4-6.2. Caractéristiques du tube à flamme :**

Longueur totale du tube  $L=660$  mm.

Diamètre du tube  $D= 180$  mm.

Trous circulaires :

- 10 rangées.
- 8 trous par rangée.
- Diamètre du trou  $d=19$  mm.
- Espace entre deux rangées  $=40$  mm.

La première rangée se trouve à 160 mm de la section d'entrée.

La rosace se trouve à 240 mm de la section d'entrée.

### **4-6.3. Description du fonctionnement :**

L'air sortant du ventilateur pénètre dans la chambre de combustion où est injecté du combustible sous pression. L'alimentation en air de la chambre de combustion se fait sous pression constante (pression atmosphérique pour notre cas). Le mélange air /carburant s'effectue au niveau de l'injecteur, ce mélange est enflammé pour le démarrage, la combustion doit ensuite s'auto-entretenir. La combustion est d'une importance primordiale si l'on songe qu'elle doit s'effectuer d'une façon parfaite dans un délai très court et que l'échange de température transmis à la masse d'air doit être le plus uniforme possible. Pour satisfaire ces conditions impératives, la combustion s'effectue en deux phases essentielles.

**4-6.3.a) Première phase :**

Afin d'obtenir une combustion complète, le combustible est mélangé à l'air dans un dosage théorique de 0.0655. L'air alimentant en oxygène la chambre de combustion est appelé « air primaire » et traverse les aubages de turbulence. Avec un tel dosage, la température s'élève aux environs de 1800° 2000° à l'extrémité de la flamme. Les gaz environnant la flamme ne peuvent être utilisés à ces températures par la turbine et les matériaux constituant la chambre de combustion ne résisteraient pas longtemps. On est donc amené à refroidir les gaz de et les matériaux, c'est le but de la seconde phase.

**4-6.3.b) Deuxième phase :**

Cette diminution de température est obtenue en diluant les gaz chauds par n flux d'air frais. Cet air froid appelé «air secondaire » où air de refroidissement, après avoir léché les parois internes et externes du tube à flamme qu'il refroidit, se mélange aux gaz chauds et ramène ainsi leurs températures aux environs de 1300° à 1400°C, donc on est obligé de refroidir encore les gaz chauds par un air froid appelé «air tertiaire ».

Cet air de refroidissement crée une paroi fluide entre le tube à flamme et la flamme empêchant celle-ci de toucher aux tôles. Des perçages correctement orientés et de formes particulières génèrent des turbulences ayant pour but de plaquer la flamme au niveau de l'injecteur évitant ainsi qu'elle décroche.

Pour des raisons cinétiques et de résistance des matériaux, il est nécessaire de partager l'air pénétrant la chambre de combustion en fraction :

- Primaire 13%
- Secondaire 15%
- Tertiaire 62%
- Muft 10%

L'air de muft permet quant à lui d'assurer le refroidissement continu du tube à flamme.

# *Chapitre V*

## *Calcul du flux de chaleur dans la chambre de combustion*

### 5. Calcul du flux de chaleur dans la chambre de combustion :

Le flux de chaleur dans la chambre de combustion est exprimé par l'expression suivante :

$$Q = \int m C_p dT \quad (5-1)$$

Où :

$m$  : représente le débit massique dans la chambre de combustion.

$C_p$  : étant la chaleur spécifique à pression constante des gaz chauds.

$dT$  : représente la variation de la température.

Le débit massique dans le tube à flamme est variable, ce débit est en fonction de longueur de la chambre, car l'air primaire seul qui contribue à la combustion, par contre l'air secondaire est tertiaire sert à refroidir les gaz chauds, ces deux dernières fractions pénètre le tube à flamme par la périphérie.

#### 5.1. Répartition de la température dans la chambre de combustion :

Les essais qui ont été effectués dans le laboratoire d'énergétique dans les années soixante dix sur ce banc d'essai, notamment, le travail du professeur Gahmousse, ce travail a consisté en le balayage du tube à flamme de la section de la rosace jusqu'à la section de la sortie en mesurant la température dans chaque section du tube, nous permet de déduire la répartition de la température dans le tube à flamme. Cette répartition est représentée sur la figure 5-1 pour une richesse  $\phi = 0,14$  et un débit  $m_a = 870$  g/s, et  $m_f = 8,06$  g/s.

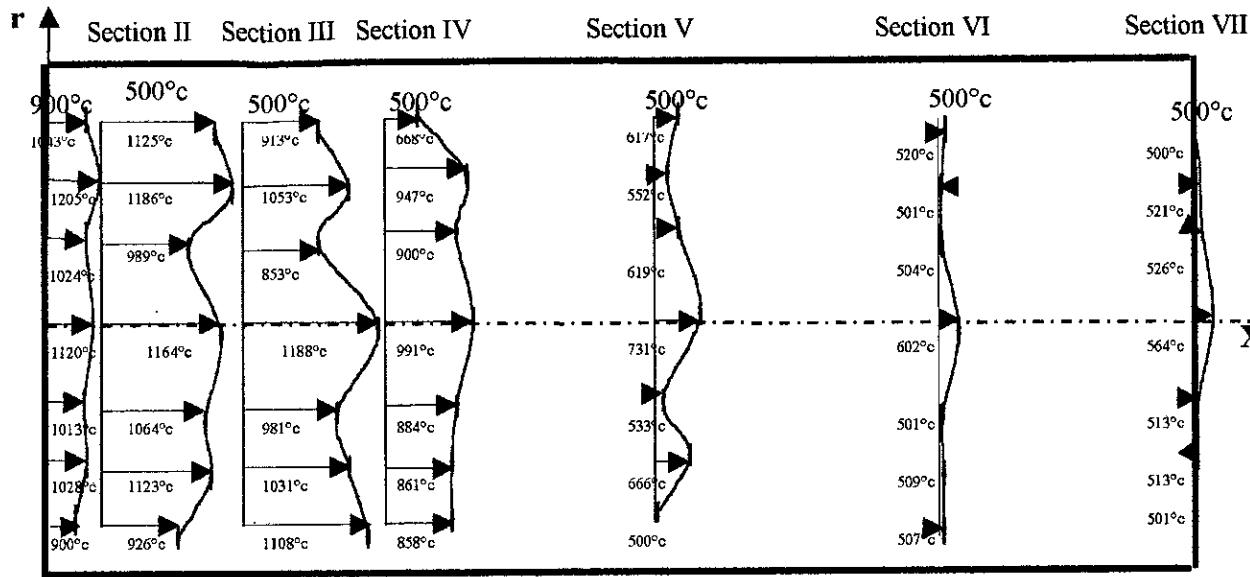
Pour le calcul du flux de chaleur, on prend la température moyenne pour chaque section et on trace le tableau ci-dessous donnant la température moyenne en fonction de la longueur de la chambre :

Longueur(cm)	0	2	7	12	22	32	42
Température (K)	1300	1380	1345	1191	913.2	805.6	803.4

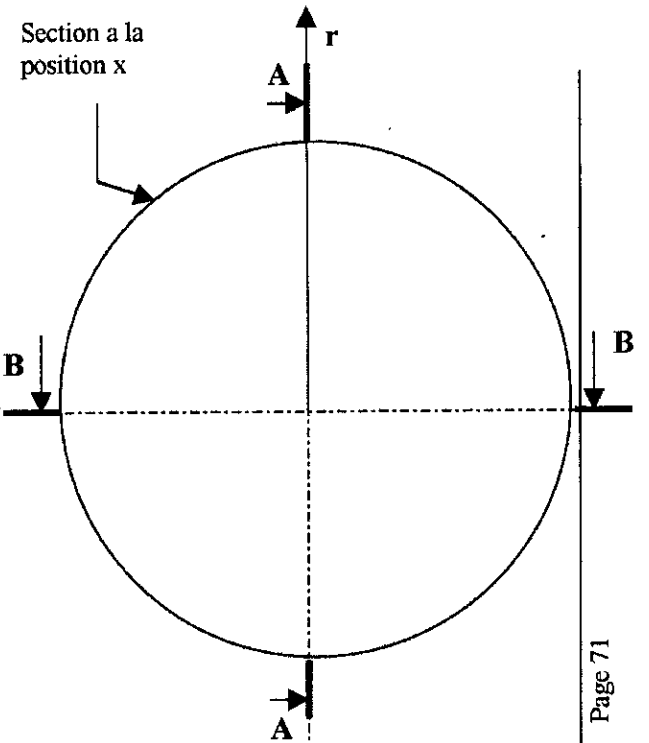
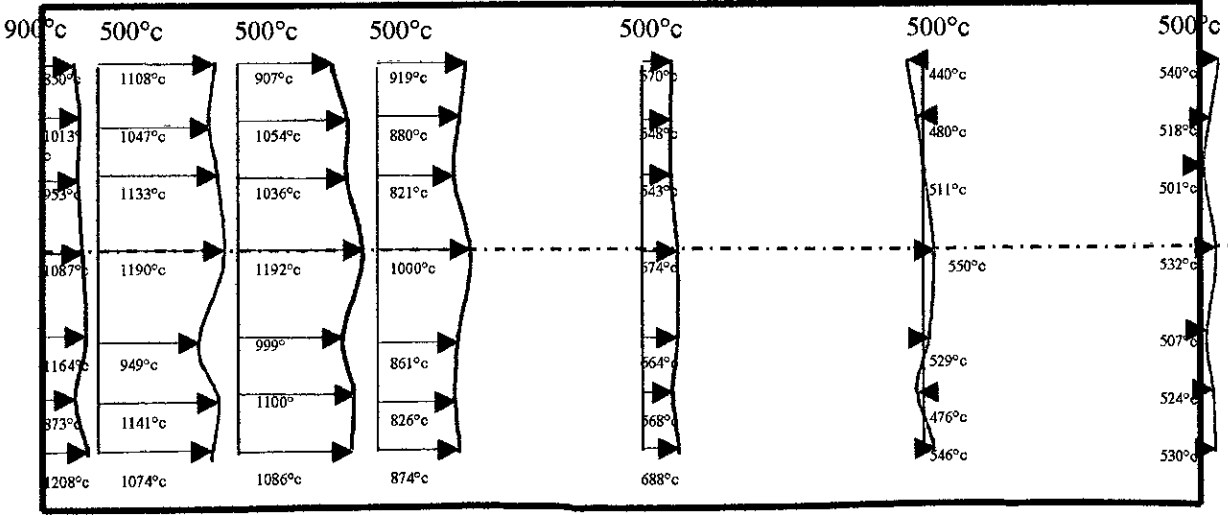
**Tableau 5-1 : Variation de la température moyenne dans le tube à flamme**

Ces valeurs sont représentées sur le graphe 5.2

Coupe A-A

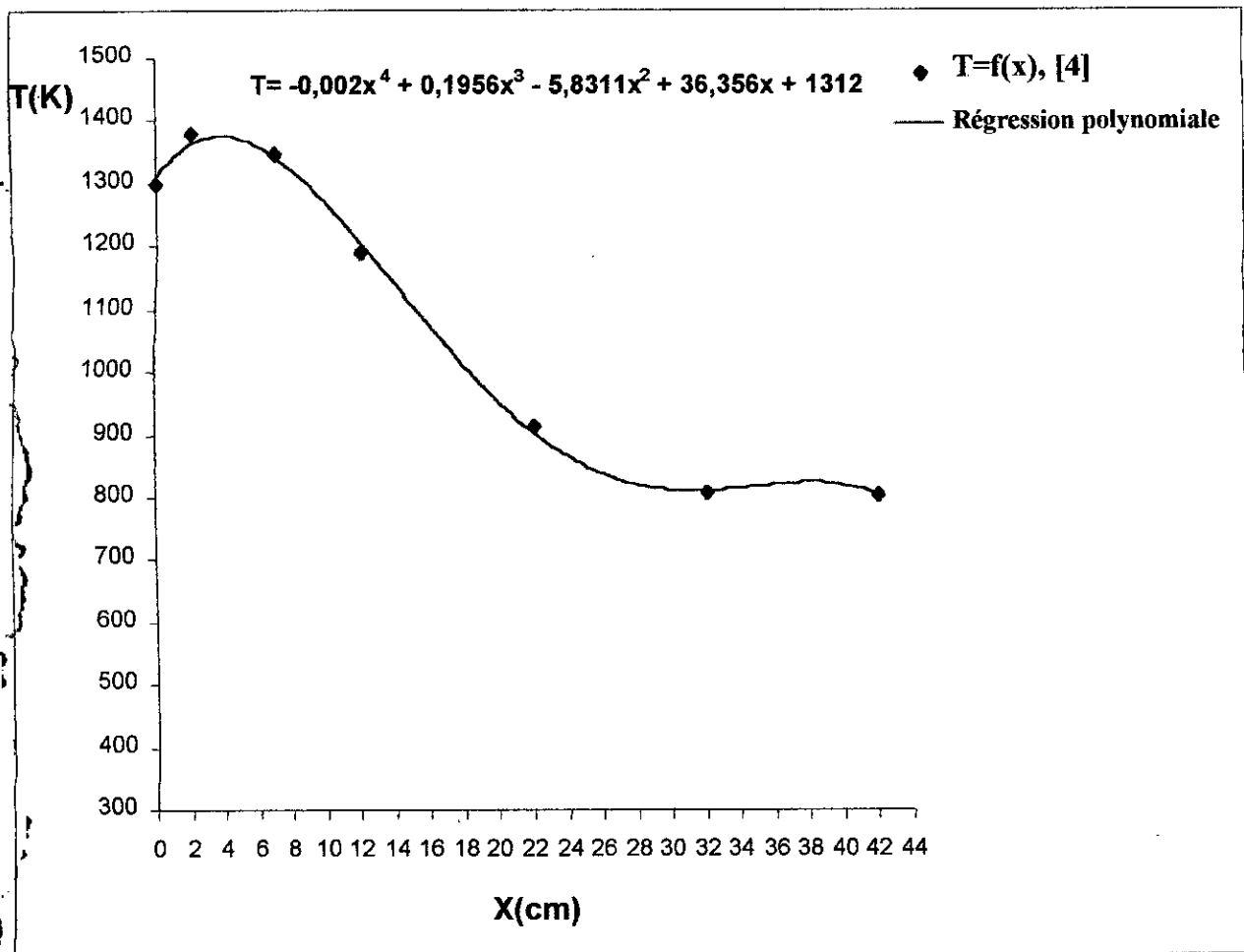


Coupe B-B



→  $400^{\circ}\text{C}$       →  $0.375\text{ cm}$

Fig 5-1: Répartition de la température dans la chambre de combustion [4].



**Grappe 5.2 : Variation de la température en fonction de la longueur de chambre de combustion**



### 5.2. Interprétation des résultats :

Les graphes obtenus représentent la répartition de la température dans la chambre de combustion, on peut constater que :

Sur une même section la température varie, contrairement à la théorie qui considère un foyer idéal avec une température uniforme à la l'entrée comme à la sortie.

La répartition des températures devient plus uniforme à la sortie de la chambre et accuse une moyenne uniforme au milieu de celle-ci.

On constate aussi que la répartition de l'air secondaire et tertiaire à travers les orifices du tube à flamme est correcte puisqu'on obtient la température la plus uniforme possible, juste à la sortie de la chambre.

En conclusion, on constate qu'enfin de combustion l'uniformité des température est acceptable, d'autre la chute de température est de l'ordre de 500°C (écart entre les températures moyennes au niveau de la rosace et la sortie de la chambre).

Donc la variation de la température en fonction de la longueur  $x$  et donnée par l'expression :

$$T(X) = -0.002X^4 + 0.1956X^3 - 5.8311X^2 + 36.356X + 1312 \quad (\text{en K}) \quad (5-3)$$

### 5.3. Expression du débit massique :

On suppose que le débit massique varie linéairement en fonction de la longueur du tube.

Donc

$$m = aX + b$$

la distance entre le premier rangé des trous de refroidissement et la rosace est 8 cm donc le débit d'air dans la section de la rosace est :

$$X = -8, \quad m = 0.13(m_a + m_f)$$

Le dernier rangé des trous se trouve à 28 cm de la rosace :

$$X = 28 \text{ cm}, \quad m = 0.90(m_a + m_f)$$

Donc

$$m = (2.14 \cdot 10^{-2} \cdot X + 0.3)(m_a + m_f) \quad (5-4)$$

Pour les valeurs de  $x$  comprises entre 28 et 42 cm le débit reste constant :

Alors

$$m=0.9(m_a+m_f)$$

#### 5.4. Calcul de la masse molaire du gaz naturel :

Le gaz naturel est composé essentiellement de [9] :

- 84% du méthane  $\text{CH}_4$ .
- 13% d'éthane  $\text{C}_2\text{H}_6$ .
- 4% de propane  $\text{C}_3\text{H}_8$ .

La masse molaire de C=12.01 g/mole.

La masse molaire de H=1.008 g/mole.

Donc

$$M_{\text{CH}_4}=16.042 \text{ g/mole.}$$

$$M_{\text{C}_2\text{H}_6}=30.068 \text{ g/mole.}$$

$$M_{\text{C}_3\text{H}_8}=44.094 \text{ g/mole.}$$

La masse molaire du gaz naturel est alors :

$$M_{\text{GN}}=0.83 M_{\text{CH}_4}+0.13 M_{\text{C}_2\text{H}_6}+0.04 M_{\text{C}_3\text{H}_8}$$

$$M_{\text{GN}}=18.99 \approx 19 \text{ g/mole.}$$

#### 5-6. Détermination de la formule chimique fictive du gaz naturel :

On veut chercher une formule chimique pour le gaz naturel, les constituants du gaz naturel sont des alcanes alors la formule du GN sera sous la forme  $\text{C}_x\text{H}_{2x+2}$ .

Pour déterminer la valeur de  $x$ , on a la masse molaire du GN calculée précédemment donc :

$$M_{\text{GN}}=12.01x+(2x+2).1.008$$

$$14.026x+2.016=19$$

$$x=1.21$$

alors la formule fictive du GN est  $\text{C}_{1.21}\text{H}_{4.42}$

#### 5.7. Expression de la chaleur spécifique $C_p$ :

On peut calculer La chaleur spécifique en utilisant la formule :

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R$$

Où : R est la constante des gaz parfaits.

Cette constante est exprimée selon la référence [2] par :

$$R = \frac{1}{M} \left( 9283,7 + \frac{66543}{1 + \frac{H}{C}} f \right) \frac{1}{1+f} \quad (5.6)$$

où

M étant la masse molaire du mélange air-gaz naturel.

$$M = M_{\text{air}} + f.M_{\text{gaz}}$$

$$\frac{H}{C} = \frac{1.008 m}{12.01 n} \quad (5.7)$$

avec

m : nombre d'atomes d'hydrogène

n : nombre d'atomes de carbone.

$$f = \phi . f_{\text{st}}$$

Alors

$$f = 0.00917$$

$$M = 29.17 \text{ g/mole}$$

donc

$$R = 331.23 \text{ J/KG.K}$$

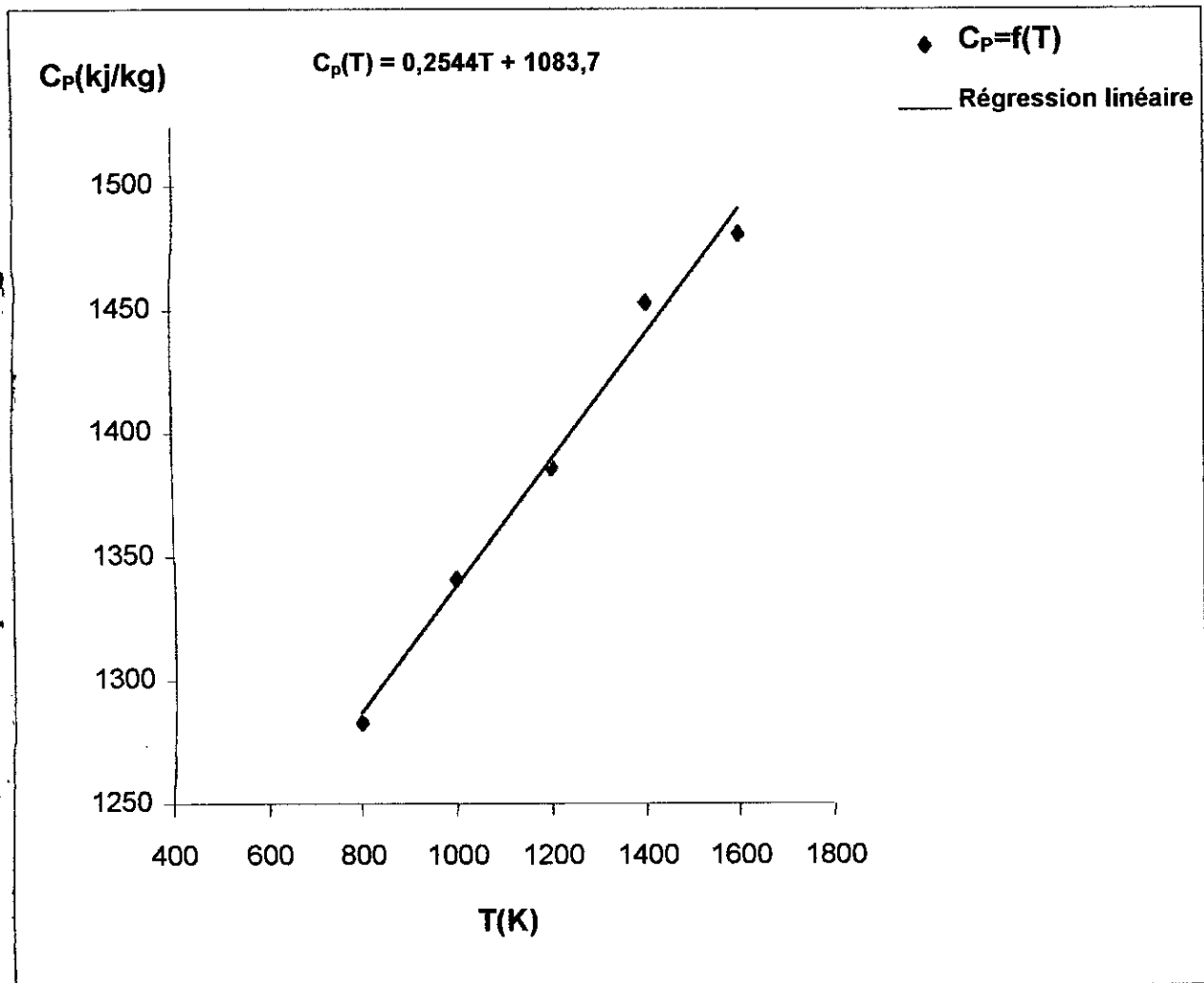
Le rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma$  est, donné à partir du diagramme (A.6)(voir annexe) [4,8]

D'après ce diagramme on a :

Température (K)	Rapport des chaleurs $\gamma$	Chaleur spécifique $C_p$ (J/kg.K)
1600	1.288	1481.33
1400	1.300	1453.33
1200	1.314	1386.10
1000	1.328	1341.07
800	1.348	1283.04

**Tableau 4-2 : Variation du  $C_p$  en fonction de la température**

A partir de ce tableau on trace graphe (4.3)



**Graphe 5.3 : variation de la chaleur spécifique  $C_p$  en fonction de la température**

Donc l'expression de la chaleur spécifique  $C_p$  est :

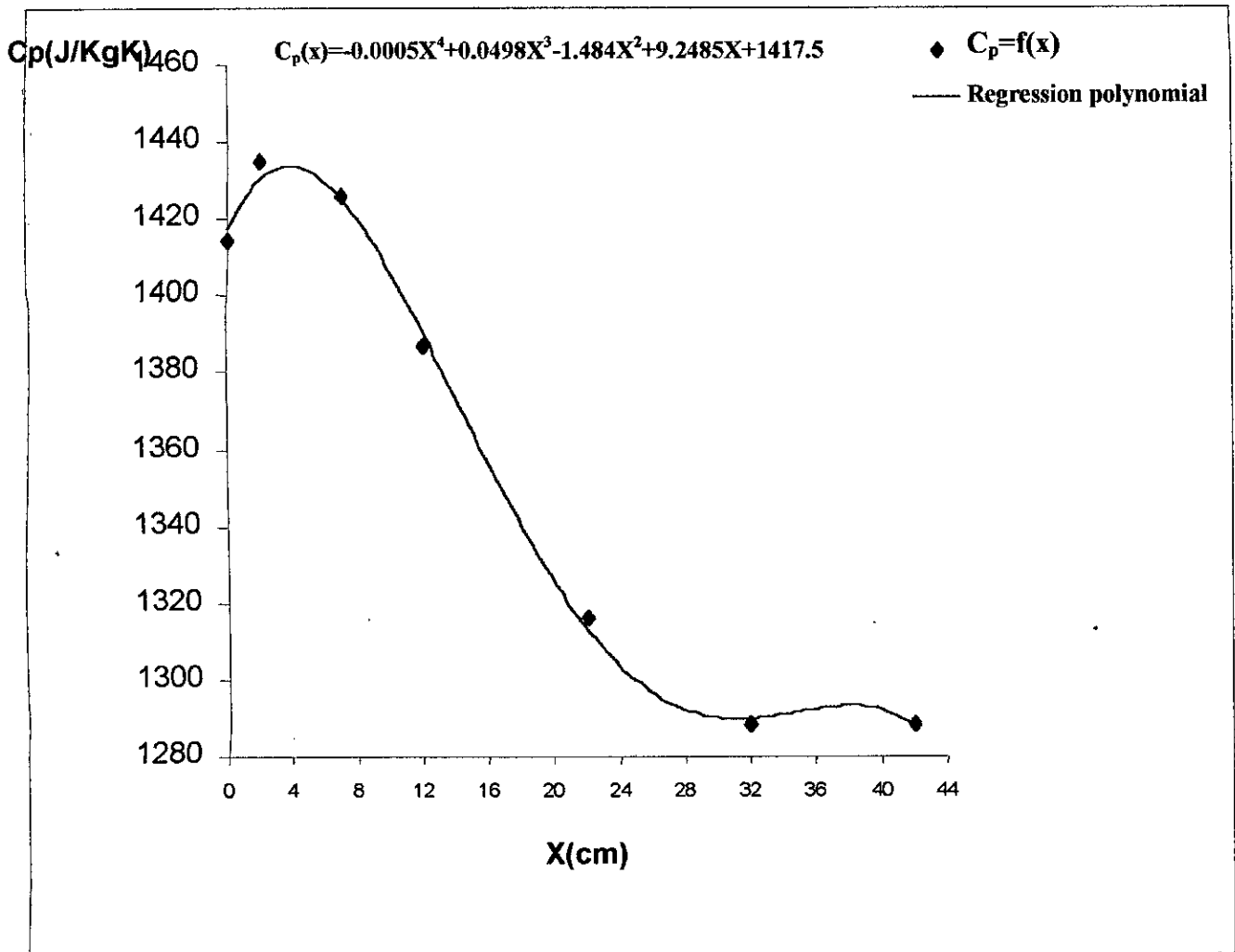
$$C_p(T) = 0.2544 T + 1083.7 \quad (\text{en K}) \quad (5-8)$$

Après avoir établi l'expression de la chaleur spécifique en fonction de la température maintenant il est facile d'établir l'expression de  $C_p$  en fonction de la longueur de la chambre de combustion, en remplaçant la température de chaque section dans la relation (5-8).

Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

Longueur(cm)	0	2	7	12	22	32	42
Température (K)	1300	1380	1345	1191	913.2	805.6	803.4
$C_p$ (J/Kg.K)	1414.42	1434.77	1425.87	1386.69	1316.02	1288.64	1288.08

**Tableau 5-3 : Variation de  $C_p$  en fonction de la longueur**



**Grappe 5.4 : variation de la chaleur spécifique en fonction de la longueur de chambre de combustion**

Donc la chaleur spécifique  $C_p$  varie suivant la relation suivante :

$$C_p(X) = 0.0005X^4 + 0.0498X^3 - 1.484X^2 + 9.2485X + 1417.5 \quad (5-8)$$

Le flux de chaleur total dans la chambre de combustion sera calculé au moyen de la formule (5.1) :

$$Q = \int_0^{42} m C_p dT$$

$$m(x) = (2.14 \cdot 10^{-2} X + 0.3)(m_a + m_f) \text{ pour } 0 \leq X \leq 28 \text{ cm}$$

$$m(x) = 0.9(m_a + m_f) \text{ pour } 28 \leq X \leq 42 \text{ cm.}$$

L'expression de T

$$T(X) = -0.002X^4 + 0.1956X^3 - 5.8311X^2 + 36.356X + 1312$$

Donc

$$dT = -0.008X^3 + 0.5868X^2 - 11.67X + 36.356$$

Le débit massique  $m$  est variable entre 0 et 28 cm et constant entre 28 et 42 cm donc

$$Q = \int_0^{28} m C_p dT + m \int_{28}^{42} C_p dT$$

Alors

$$Q = -702059 \text{ W}$$

$$Q = -702,06 \text{ KW}$$

# *Conclusion*



# Conclusion

Dans ce modeste travail, nous avons procédé à une étude de dimensionnement mécanique de la soufflante et un calcul thermique dans la chambre de combustion.

Le dimensionnement du ventilateur représente la synthèse de plusieurs ouvrages dont leurs principales sources sont des résultats expérimentaux, suivis de quelques hypothèses permettant de résoudre certains problèmes rencontrés.

Ce travail nous a permis de dimensionner les différents organes de la soufflante et de déterminer l'évolution de la hauteur manométrique, de la puissance absorbée, du rendement global en fonction du débit et de trouver les conditions optimales du fonctionnement.

Pour la deuxième partie, on peut dire que le flux de chaleur calculé représente la quantité de chaleur extraite de l'air primaire pour le refroidir à des températures convenables, car les températures atteintes par la combustion sont supérieures à 1380 K, le mélange primaire ne peut pas être utilisé à ces conditions par la turbine, et les matériaux constituant la chambre de combustion ne résisteraient pas.

Malheureusement le temps et la difficulté de calculer les échanges thermiques, radiatifs, convectifs, et conductifs nous ont empêchées de les faire. Il serait souhaitable alors, de compléter ce présent travail par une étude approfondie.

# Bibliographie

**[1] G. ANDREIEFF**

« Manuelle du conditionnement d'air »  
Pyc Edition 1986

**[2] R. BIDARD**

« Energétique et turbomachine »  
Dunod. 1979

**[3] J. BONNIN**

«Ecoulement des fluides »  
Technique de l'ingénieur. 1996

**[4] M. GAHMOUSSE**

« Chambre de combustion a trou circulaire »  
Mémoire de fin d'étude. ENP. 1976

**[5] I.E. IDEL'CIK**

« Mémento des pertes de chage »  
Eyrolls. 1969

**[6] A. KOVATS et G. DESMUR**

« Pompes, ventilateurs, compresseurs centrifuges et axiaux »  
Dunod. 1962

**[7] G. LEHMANN, P. LEPOURRY**

« Technologie des turboréacteurs »  
ENAC. 1989

**[8] W.H. McADAMS**

« transmission de la chaleur »  
Dunod. 1964

**[9] G. MATTON**

« Etude et réalisation d'un banc d'essai de combustion »  
Laboratoire d'énergétique. ENP. 1968  
« considération sur l'utilisation du méthane liquide par les avions supersoniques »  
Revue de l'I.F.P. 1970

**[10] F.C Mc QUISTON & J.D PARKER**

« Heating, ventilating and air conditions »  
John Wiley, 3<sup>ème</sup> Edition, 1988

**[11] J. POULAIN**

« Pompes rotodynamiques »

Technique d'ingénieur 1995

**[12] M. RAHMOUNI**

« Banc d'essai de pompe centrifuge »

Projet de fin d'étude ENP. 1984

**[13] G. RIOLLET**

« Théorie générale des turbomachines »

Technique de l'ingénieur. 1996

**[14] M. SEDILLE**

« Pompes centrifuges et axiales »

Masson et SCIE. 1962

**[15] A. TROSKOLANSKI**

« Les turbopompes »

Eyrolles. 1977

**[16] S.V. ZAYEV**

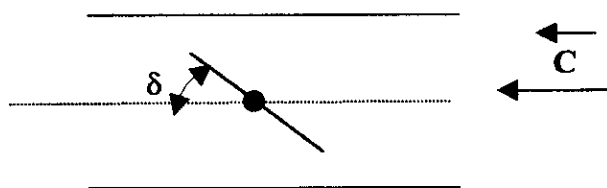
« Combustion chambers for jet propulsion engines »

Pergamon press. 1964

# Annexe

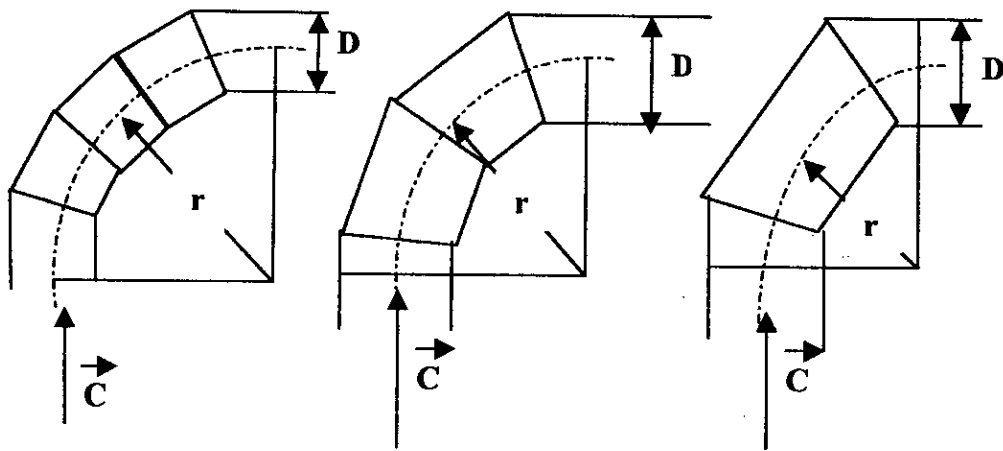
Nature de la paroi	Rugosité uniforme équivalente K (mm)
Tuyau étiré en verre	< 0.001
Tuyau industriel en laiton	0.025
Tuyau en acier laminé : • Neuf • Rouillé • incrusté • Bitumé intérieurement	0.05 0.15 à 0.25 1.5 à 3 0.015
Tuyau en acier soudé : • Neuf • Rouillé	0.03 à 0.1 0.4
Tuyau en fer galvanisé	0.15 à 0.20
Tuyau en fonte usuelle moulé : • Neuf • Rouillé • Bitumé intérieurement	0.25 1 à 1.5 0.1
Tuyau quelconque, fortement incrusté	Jusqu'à 3
Tuyau en ciment : • Lisse • Brut	0.3 à 0.8 jusqu'à 3
Tuyau en acier riveté	0.9 à 9
Planches non rabotés	1 à 2.5
Pierre de taille	8 à 15
Galerie brute de percement	90 à 600

### A-I. Rugosité géométrique de paroi usuelle [2]



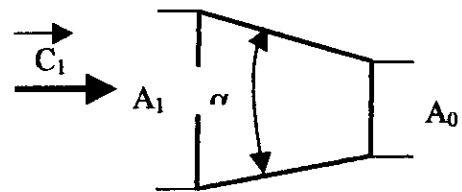
$\delta$ (°)	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70
$\xi$	0.24	0.52	0.90	1.54	2.51	3.91	10.8	32.6	118	751

### A-2. Coefficient des pertes de charge pour un papillon [4]



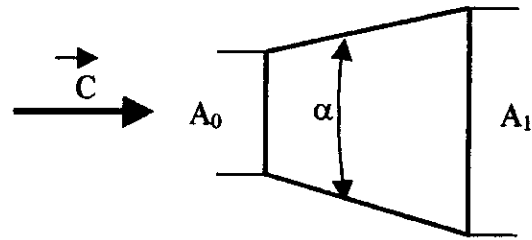
Nombre de pièces	R/d				
	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
5	-----	0.46	0.33	0.24	0.19
4	-----	0.50	0.37	0.27	0.24
3	0.90	0.54	0.42	0.34	0.33

**A-3. Coefficient de pertes de charge singulière pour coude à 90° [5]**



$A_1/A_0$	$\alpha$ (°)						
	10	15-40	50-60	90	120	150	180
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

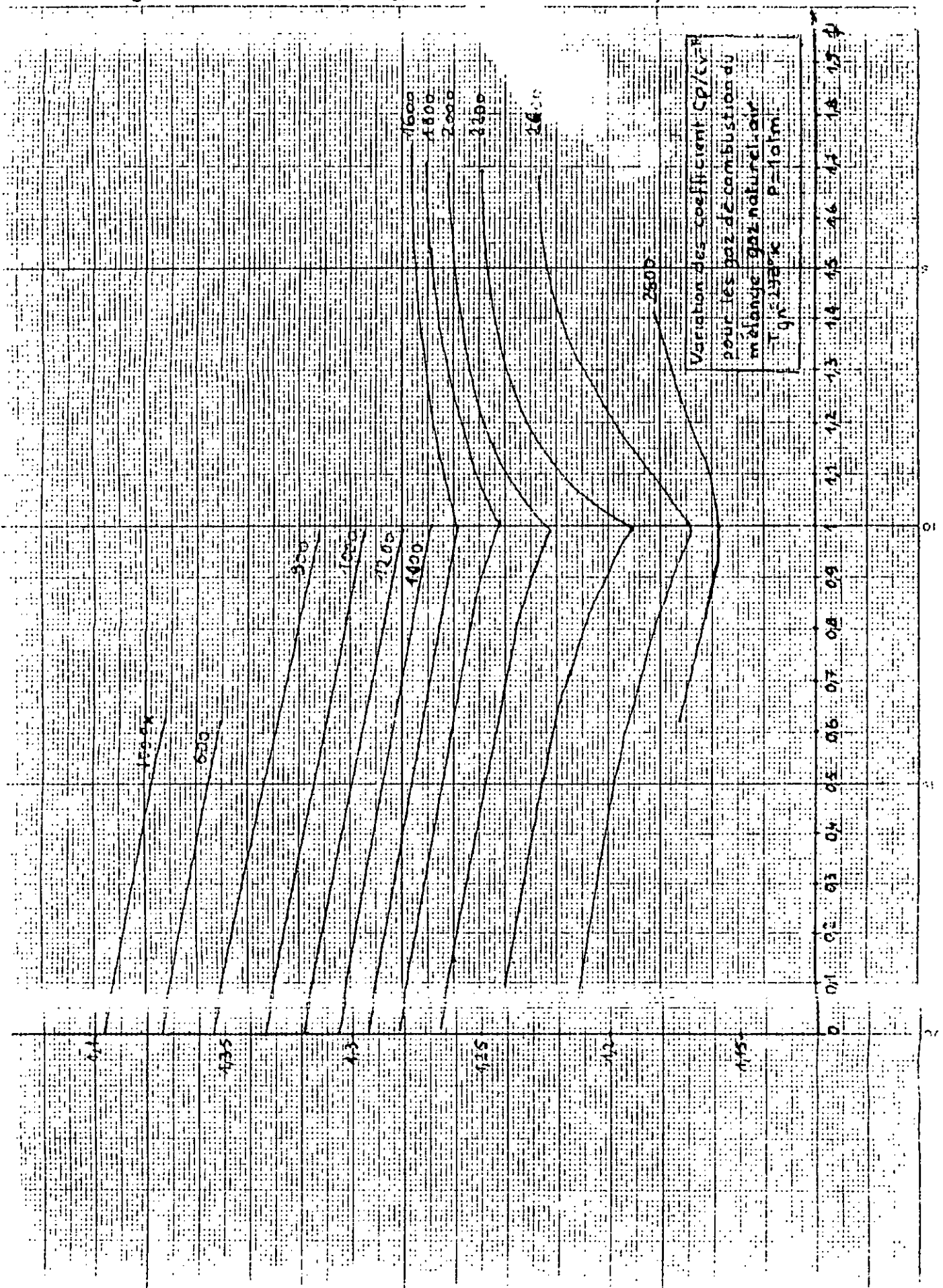
**A-4. Coefficient des pertes de charge pour les convergents [5]**



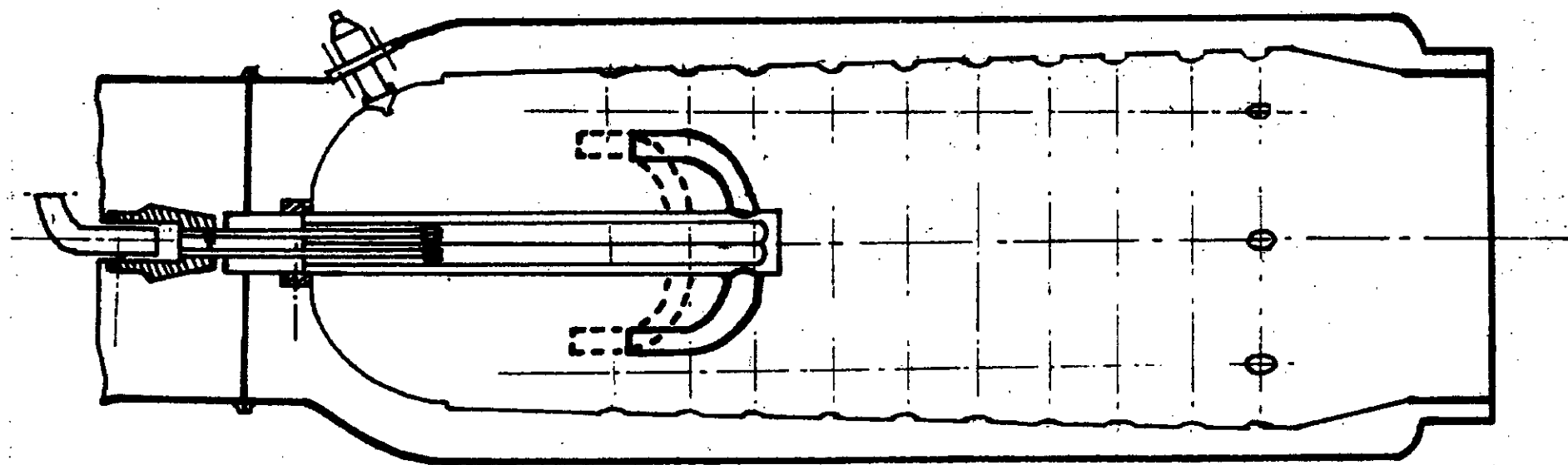
$A_1/A_0$	$\alpha$ (°)									
	8	12	16	20	30	45	60	90	120	180
2	0.11	0.11	0.14	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
4	0.15	0.18	0.23	0.30	0.46	0.61	0.68	0.64	0.63	0.62
6	0.17	0.20	0.27	0.33	0.48	0.66	0.77	0.74	0.73	0.72
10	0.19	0.23	0.29	0.38	0.59	0.76	0.80	0.83	0.84	0.83
16	0.19	0.22	0.31	0.38	0.60	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88

**A-5. Coefficient des pertes de charge pour les divergents[5]**

Fig.A-6 : Variation de  $\gamma$  pour les gaz de combustion du mélange Air-GN [9,4]







**Chambre de combustion à trou circulaire**