

Nomenclature

ΔP_{st} : pression statique	(Pa)
ΔP_t : Pression totale	(Pa)
Q : Débit volumétrique	(m ³ /s)
Ψ : Coefficient de pression	
Φ : Coefficient de vitesse	
A : section des ailettes	(m ²)
C_a : vitesse absolue du fluide	(m/s)
W : vitesse relative du fluide	(m/s)
W_m : vitesse relative moyenne	(m/s)
U : vitesse périphérique de la roue	(m/s)
D_i : Diamètre intérieur de la roue	(m)
D_e : Diamètre extérieur de la roue	(m)
D_m : Diamètre moyen de la roue	(m)
R_i : Rayon intérieur de la roue	(m)
R_e : Rayon extérieur de la roue	(m)
R_m : Rayon moyen de la roue	(m)
ρ : Masse volumique	(kg/m ³)
N : vitesse nominal	(tr/min)
N_s : nombre de tour spécifique	
ω : vitesse angulaire	(rad/s)
H_h : hauteur manométrique	(m)
ΔC_u : La projection de la vitesse absolue sur l'axe U	(m/s)
η_h : Rendement hydraulique	
η_{dif} : Rendement du diffuseur	
η_v : Rendement du ventilateur	
F_p : force de portance	(N)
F_f : force de trainée	(N)

Fr : force résultante	(N)
Cp : Coefficient de portance	
Cf : Coefficient de trainée	
l : la longueur d'aube	(m)
t : le pas	(m)
n : nombre d'aubes mobiles	
nf : nombre d'aubes fixes	
α : angle d'incidence	(°)
α_2 : angle d'entrée de l'air	(°)
λ : angle de frottement	(°)
β : angle de calage	(°)
σ : Rayon	(m)
ΔP_r : pertes dans la roue	(Pa)
ΔP_s : pertes dues à l'écoulement secondaire	(Pa)
ΔP_{rs} : pertes dans le stator	(Pa)
ΔP_{af} : pertes dans les aubages fixes	(Pa)
ΔP_{diff} : pertes dans le diffuseur	(Pa)
$\Delta P_{réelle}$: pression réelle	(Pa)
Pv : puissance du ventilateur	(W)
P _{rm} : puissance du moteur	(W)
Indice (i) : intérieur	
Indice (e) : extérieur	
Indice(m) : moyen	
Indice (v) : ventilateur	
Indice (st) : statique	

Sommaire :

Introduction	1
Chapitre I – Généralités sur les turbomachines	3
I-1- Introduction.....	3
I-2- Description.....	3
I-3- Classification des turbomachines.....	4
a) Suivant la trajectoire du fluide	4
b) Comportement du fluide.....	5
c) Sens du transfert d'énergie.....	6
d) Nombre d'éléments disposés en série.....	6
e) Mode d'action du fluide.....	6
f) Degré d'injection.....	6
I-4- Présentation de l'écoulement.....	6
I-5- Ecoulement dans des grilles d'aubes.....	7
Chapitre II – Généralités sur Les ventilateurs.....	9
II-1-Définition.....	9
II-2-Utilité.....	9
II-3-Comment fonctionne un ventilateur	9
II-4-Types.....	10
II-5-Principe de fonctionnement	11
II-6-Constitution et le rôle de chaque élément.....	12
II-7-Les caractéristiques du ventilateur	13

II-8-Ventilateurs à hélice	13
II-9- Le profil RAFGE.....	14
Chapitre III- Rappels thermodynamiques et mécanique des fluides....	16
III-1- Introduction	16
III-2- classification sommaire des modes d'écoulement	17
a) Machine axial en fluide incompressible.....	19
b) Machine radiale en fluide incompressible.....	21
III-3- Hauteur manométrique.....	22
III-4-Choix du type du ventilateur.....	23
III-6-La pression statique et la pression d'arrêt	25
III-7- Travail d'un ventilateur.....	25
III-8- Rendement du ventilateur	26
III-9- Puissance d'un ventilateur.....	27
Chapitre IV : Calculs des éléments des ailettes fixes et mobiles et détermination des pertes et performances	29
IV-1- Calcul des éléments de l'aube.....	29
1) Aubages mobiles.....	29
2) Aubages fixes.....	39
IV-2- Calcul des pertes au niveau du ventilateur	42
1) Pertes dans la roue.....	42
2) Les pertes entre la roue et le stator.....	44
3) Les pertes dans les aubages fixes.....	45

4) Les pertes de charge dans le diffuseur.....	45
IV-3- Calcul de rendement du ventilateur.....	45
IV-4- La puissance du ventilateur.....	46
Conclusion.....	47

-Introduction :

L'étude consiste à la conception géométrique des ailettes mobiles et fixes d'un ventilateur axial suivi de ses performances. Pour cela, on s'est basé sur les principes de la mécanique des fluides.

Notre travail est composé d'un chapitre 1 présentant la classification des turbomachines.

Un deuxième chapitre introduit le ventilateur de manière général, sa place, son utilisation, ses caractéristiques, ainsi que ses types et ses principes de fonctionnement. Par ailleurs, on a aussi introduit sa constitution et le rôle de chaque élément.

Le chapitre trois fait appel aux relations thermodynamiques et mécaniques des fluides où il est indiqué que l'étude des turbomachines se fait suivant deux cas (incompressible, compressible). On a aussi montré comment on choisit le type de ventilateur d'après deux méthodes (N_s , diagramme de cordier), et aussi on a donné les relations des performances.

Le quatrième chapitre présente les calculs (les vitesses, les éléments d'aubages fixes et mobiles, les pertes et performances) d'un ventilateur axial.

CHAPITRE 1

I- Généralités sur les turbomachines

I-1-Introduction

On appelle turbomachine un appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un débit permanent de fluide et un rotor tournant à vitesse constante autour d'un axe. Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine sera dite **génératrice** lorsqu'elle fournit du travail (les principales machines motrices sont les turbines à vapeur et à gaz, les turbines hydrauliques, ainsi que les éoliennes), et **réceptrice** lorsqu'elle en reçoit de celui-ci (parmi les machines réceptrices, on trouve les turbopompes, les ventilateurs, les turbosoufflantes, les turbocompresseurs et les hélices aériennes et marines). Puisqu'elle consomme ou recueille de l'énergie mécanique sur son arbre, elle doit nécessairement être accouplée à une autre machine jouant un rôle de moteur dans le premier cas (moteur électrique, moteur diesel, turbomachine réceptrice) ou de machine entraînée dans le second (dynamo, alternateur, turbomachine génératrice).

Le fluide utilisé est généralement de l'eau (d'où le nom de machines hydrauliques), mais il peut être un liquide quelconque : pétrole, huile, ou un gaz comme l'air, pourvu que les variations de pression mises en jeu soient faibles devant la valeur absolue de la pression.

I-2-Description

Une turbomachine comprend, outre la roue (ou rotor), organe spécifiquement moteur ou récepteur, des éléments situés en amont ou en aval de celle-ci, destinés à amener et à évacuer le fluide.

1-3-Classification des turbomachines

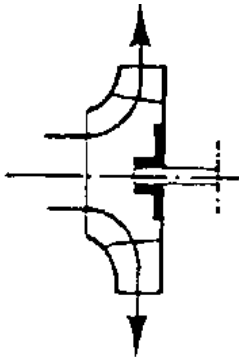
Il existe de nombreuses manières différentes de classer les turbomachines.

a) Suivant la trajectoire du fluide :

On distingue principalement trois grands types de machines suivant la manière dont la particule fluide traverse le rotor de la machine:

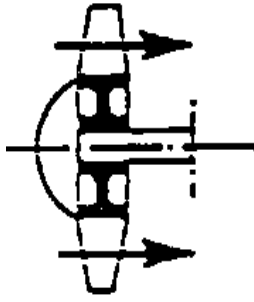
Machines radiales :

L'écoulement s'effectue dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. On parle de machines centrifuges dans le cas de machines génératrices, et de machines centripètes dans le cas de machines réceptrices.



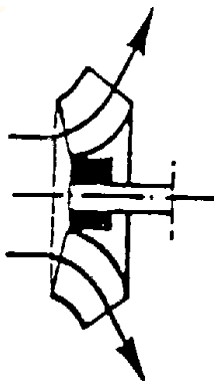
Machines axiales :

L'écoulement s'effectue dans un plan parallèle à l'axe de rotation.



Machines hélicoïdes :

Il s'agit de machines intermédiaires dans lesquelles l'écoulement s'effectue dans des surfaces de révolutions dont la méridienne est inclinée par rapport à l'axe de rotation.



b) Comportement du fluide

Le fluide utilisé dans les turbomachines peut avoir un comportement incompressible (qui est le cas qui nous intéresse dans cette partie) ou compressible. Dans ce dernier cas, l'étude est plus complexe et nécessite une analyse thermodynamique propre à la mécanique des fluides compressibles.

c) Sens du transfert d'énergie

C'est-à-dire suivant s'il faut transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique ou inversement. Comme nous l'avons déjà précisé, dans le premier cas il s'agit des machines réceptrices telles que les turbines hydrauliques ; dans le second cas il s'agit de machines génératrices comme les pompes, ventilateurs, etc. Les hélices aériennes et marines rentrent dans cette catégorie. Enfin il existe des machines, les turbines-pompes qui peuvent jouer les deux rôles.

d) Nombre d'éléments disposés en série

Comme on le verra, et sauf cas particuliers, une turbomachine élémentaire ou monocellulaire, comporte en principe deux séries d'aubages, les uns fixes, les autres mobiles. L'association d'un organe fixe et d'une roue mobile constitue une cellule capable de caractéristiques déterminées. Dans certains cas, il est nécessaire de disposer plusieurs cellules en série, le fluide parcourant successivement chacune d'elles, d'où l'appellation de machines multicellulaires.

e) Mode d'action du fluide

On distingue les machines dites à action et les machines dites à réaction. Nous verrons plus loin la signification exacte de ces dénominations.

f) Degré d'injection

On distingue les machines à injection totale ou partielle suivant que tous les canaux ou certains d'entre eux seulement sont remplis de fluide actif.

I-4-Présentation de l'écoulement

L'écoulement dans une couronne d'aubages peut être considéré, à des effets secondaires près, comme permanent par rapport à un repère solide des aubes, que celles-ci soient fixes ou mobiles. Par conséquent, le champ d'écoulement se trouve défini par la connaissance du vecteur

vitesse en chaque point du domaine, et, selon que celui-ci soit fixe ou mobile, on considère la vitesse absolue $\vec{C}$ ou la vitesse relative $\vec{W}$.

Pour passer du domaine fixe au domaine mobile ou inversement, on utilise la règle classique de composition vectorielle des vitesses.

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U}$$

I-5-Ecoulement dans des grilles d'aubes :

Le principe de choix de l'aubage d'une turbomachine consiste à réaliser la déviation demandée avec un minimum de pertes. Il est exigé en plus que l'aubage fonctionne sans décollement dans un large domaine en dehors du point nominal de fonctionnement de la machine.

Les aubages de turbomachines sont obtenus par différents méthode de calcul et d'essais sur modèle. L'étude théorique et expérimentale a pour but déterminer l'influence de la géométrie de la grille (profil, pas, angle de calage) sur les propriétés de déviation et sur les pertes dans l'aubage.

CHAPITRE 2

II-1-Définition

Les ventilateurs sont des turbomachines servant au refoulement de fluides gazeux tels que l'air. Une grandeur caractéristique des ventilateurs est le rapport de pression r , qui indique le rapport entre la pression finale absolue et la pression d'aspiration absolue. Les ventilateurs se différencient des compresseurs de par leur rapport de pression inférieur (maximum compris entre 2,5 à 1,1).

II-2-Utilité

Les ventilateurs peuvent être utilisés pour tous les fluides compressibles ; ils sont utilisés dans un grand nombre de domaines d'application :

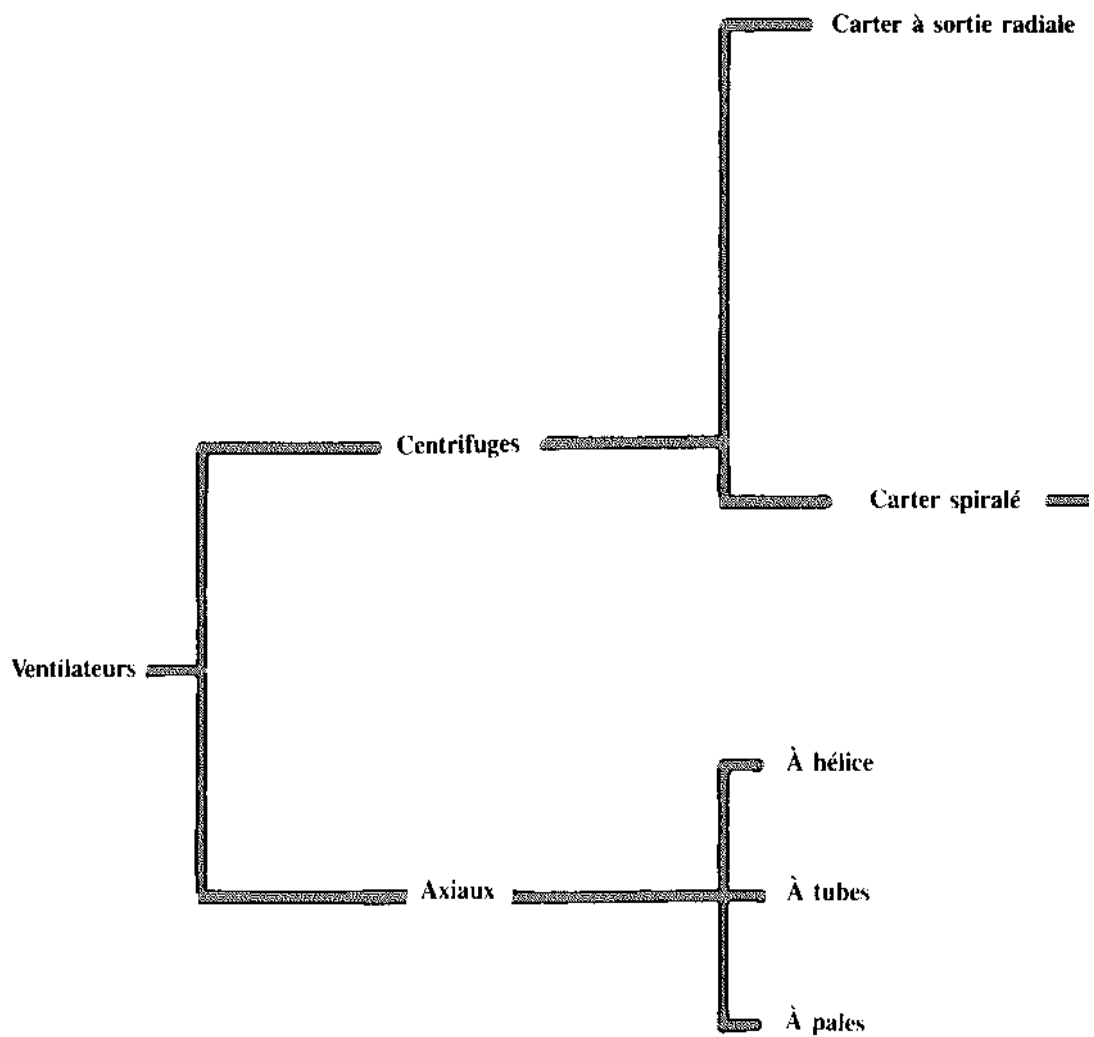
- *le foyer de chaudières pour brûler le combustible.
- *Aspirer vers les cheminées les gaz de combustion de forges, fours, fonderie.
- *Ventilation des locaux.

II-3-Comment fonctionne un ventilateur :

Un ventilateur est une turbomachine réceptrice, comportant une ou plusieurs roues autour d'un axe, entraînée par une puissance mécanique primaire qui lui est transmise. Il entretient l'écoulement d'un fluide gazeux qui reçoit ainsi, en le traversant, une puissance mécanique utilisable (puissance utile) correspondant à un travail réel. Cette énergie reçue est transformée en énergie de pression

II-4-Types

La figure 1 classe les divers types de ventilateurs d'usage courant dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public.



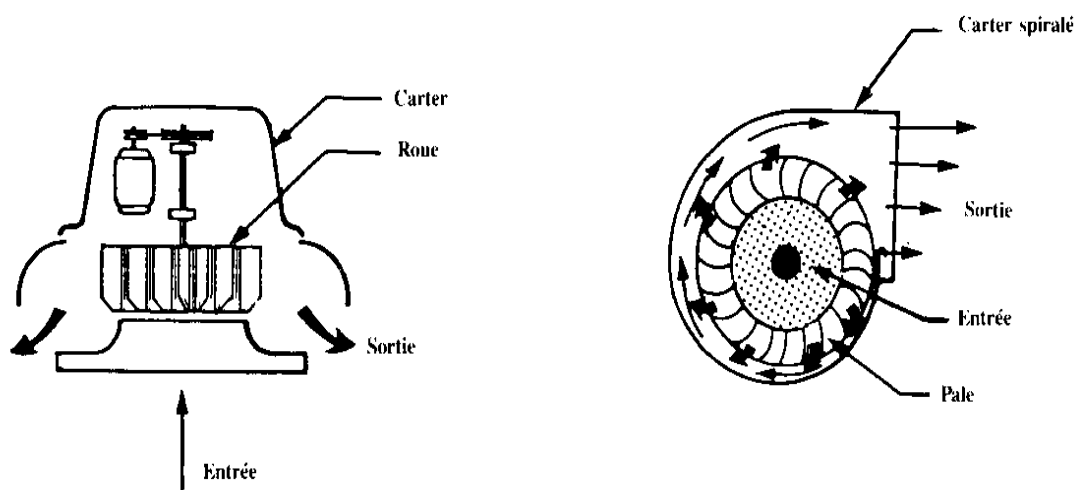
-Figure1-

Figure définit les types d'un ventilateur

II-5-Principe de fonctionnement

Les composants de base du ventilateur consistent en une roue et un carter pour diriger le débit d'air. Les principes de base du fonctionnement des ventilateurs sont traités sous les deux rubriques principales *ventilateurs centrifuges* et *ventilateurs axiaux*.

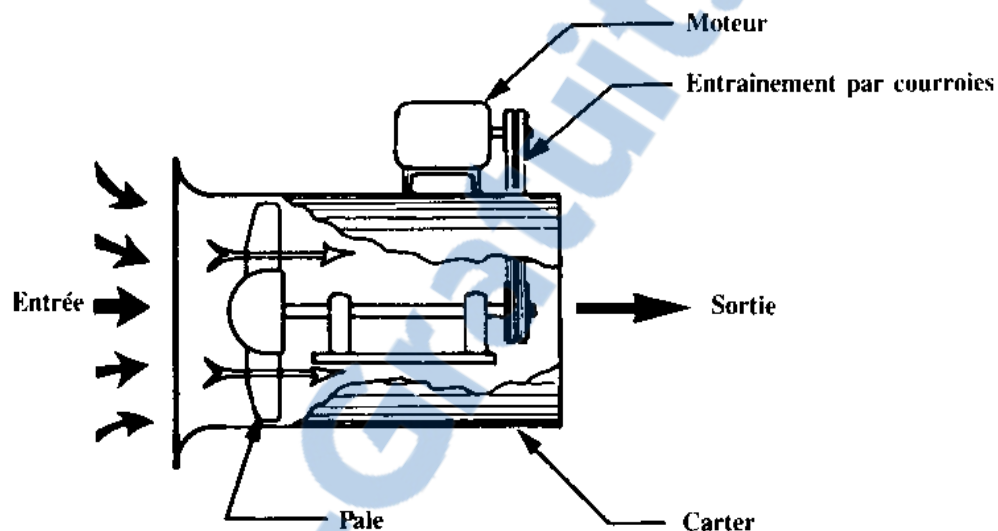
Les *ventilateurs centrifuges* déplacent l'air grâce à la force centrifuge produite par le déplacement de l'air entre les pales de la roue et l'inertie générée par la vitesse de l'air quittant les pales de celle-ci. Le carter d'un ventilateur centrifuge peut être à *sortie radiale continue* (figure 2) ou *spiralé* à sortie unique (figure 3). Le carter à sortie radiale continue souffle efficacement l'air lorsqu'aucun raccord de gaine en aval n'est requis, tandis que le carter spiralé produit l'écoulement d'air à haute vitesse. Cette air se comprime et se dirige uni directionnellement vers un réseau de gaines.



Ventilateur centrifuge à sortie radiale
Figure 2

Ventilateur centrifuge à carter spiralé
Figure 3

Dans les *ventilateurs axiaux*, l'air est propulsé par la variation de la vitesse de l'air se déplaçant sur les pales de la roue. La figure 4 illustre une version simplifiée du ventilateur axial.



Déplacement d'air produit par un ventilateur axial
Figure 4

II-6-Constitution et rôle de chaque élément:

Un ventilateur est un assemblage de roues successives, chacune étant constituée par un moyeu central sur lequel sont fixées des pales (ou aubes) réparties régulièrement sur toute sa périphérie. Ces pales, de forme incurvée, exercent un effort sur le fluide en déviant sa trajectoire. Si la roue est animée d'un mouvement de rotation (roue mobile), il y a alors transfert d'énergie mécanique entre le fluide et la machine. Ce transfert se traduit, pour le fluide, par des variations de sa pression et de son énergie cinétique.

Une roue fixe est associée à la roue mobile, elle redresse l'air à la sortie et lui donne une direction axiale. L'ensemble d'une roue mobile et d'une roue fixe est appelé étage.

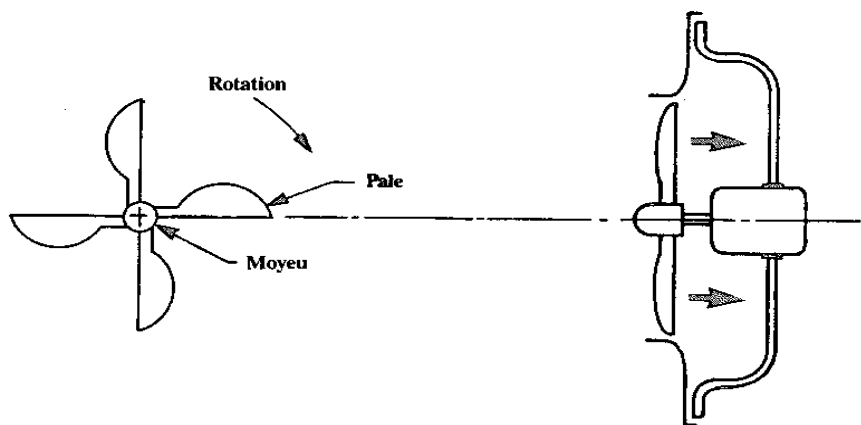
II-7-Les caractéristiques du ventilateur :

Les caractéristiques essentielles définissant un ventilateur sont :

- La vitesse de rotation de la roue
- Le débit d'air
- La hauteur manométrique ou la pression totale
- Le rendement global
- La puissance absorbée

II-8-Ventilateurs à hélice

Les *ventilateurs à hélice* (figure 5) sont des ventilateurs peu coûteux à faible rendement, utilisés lorsque les pressions différentielles sont minimales. La roue du ventilateur comprend habituellement deux ou plusieurs pales d'une même épaisseur, reliées à un petit moyeu. Le carter le plus simple comporte une plaque plate munie d'un trou circulaire alors que d'autres types de carter comprennent un diaphragme ou un venturi pour augmenter la performance du ventilateur. L'entrée des ventilateurs conçus pour assurer un rendement optimal est unie et le jeu entre le carter et l'extrémité des pales est très faible. Ils sont utilisés pour diffuser l'air à travers un mur ou pour faire circuler l'air à l'intérieur d'une pièce, sans réseau de gaines.



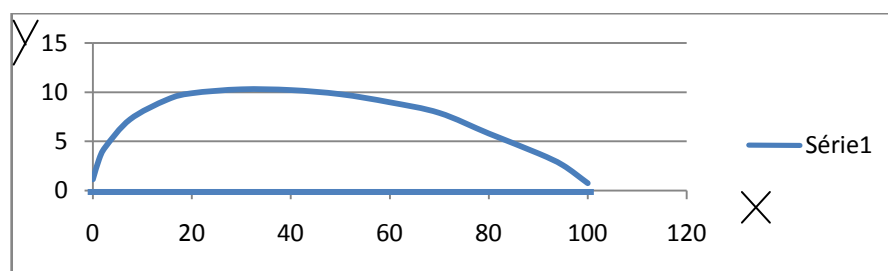
Ventilateur à hélice

-Figure 5-

II-9-Le profil RAFGE :

Ce profil a été choisi car il est souvent utilisé et particulièrement en aviation. C'est un profil simple dont la corde est rectiligne.

<u>X</u>	0	1.25	2.5	5	7.5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
<u>Y</u>	1.15	3.19	4.42	5.10	7.24	8.09	9.25	9.9	10.30	10.22	9.80	8.98	7.90	5.81	3.79	2.58	0.76



-figure 6 : définit le profil RAFGE.



CHAPITRE 3

III- Rappels thermodynamiques et mécanique des fluides

III-1- Introduction :

L'étude des turbomachines suivant les cas fait appel aux lois de l'écoulement permanent d'un fluide en :

-incompressible : liquide (les ventilateurs se traitent en fluide incompressible)

-compressible : air ; vapeur

**rappel des différentes formes de l'équation de l'énergie :*

Nous avons déjà donnée la relation générale d'une transformation avec transvasement d'une masse de gaz et avec transfert de chaleur.

$$(Q+W)_{12} = U_2 - U_1 + P_2 V_2 - P_1 V_1 + \frac{1}{2} V_2^2 - \frac{1}{2} V_1^2 \quad (3.1)$$

Si l'on tient compte de la variation d'énergie potentielle due à la variation d'altitude, on obtient :

$$(Q+W)_{12} = U_2 - U_1 + P_2 V_2 - P_1 V_1 + \frac{1}{2} V_2^2 - \frac{1}{2} V_1^2 + g(Z_2 - Z_1) \quad (3.2)$$

***cas d'un fluide incompressible :**

$$V_2 = V_1 = V = \text{Cste d'où } P_2 V_2 - P_1 V_1 = V (P_2 - P_1)$$

Si l'opération est adiabatique :

$$Q = 0$$

Donc $U_2 - U_1 = 0$. On obtient donc :

$$W_{12} = V (P_2 - P_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + g(Z_2 - Z_1)$$

Dans la théorie des turbomachines la vitesse absolue par C, d'autres part, en incompressible, on utilise la masse volumique ρ (kg/m³) donc :

$$W_{12} = (P_2 - P_1) / \rho + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1) \quad (3.3)$$

Travail échangé = Variation de l'énergie + variation + variation
 avec le milieu potentielle due à la d'énergie d'énergie
 extérieur variation de pression cinétique potentielle
 due à ΔZ

***Cas d'un fluide compressible :**

Dans le cas général, en tenant compte de la variation d'énergie potentielle

$$(Q + W)_{12} = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1)$$

Bien entendu, le terme $g(Z_2 - Z_1)$ est négligeable dans le cas des gaz.

Généralement dans les turbomachines, les échanges de chaleur sont négligeable ($Q \approx 0$). Donc on utilise la formule suivante :

$$W_{12} = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) \quad (3.4)$$

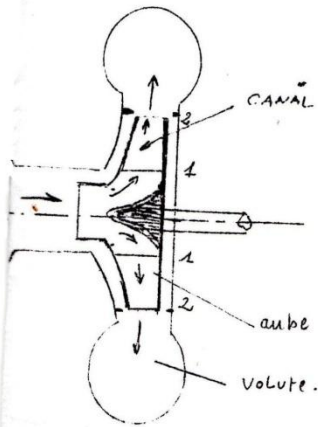
III-2-classification sommaire des modes d'écoulement :

Il y'a deux mode d'écoulements dans les turbomachines :

a/ machine à écoulement radial

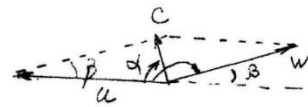
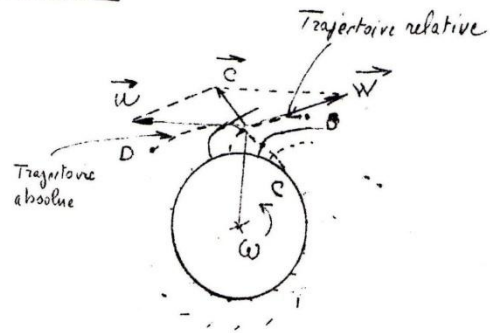
b/machine à écoulement axial

PLANCHE

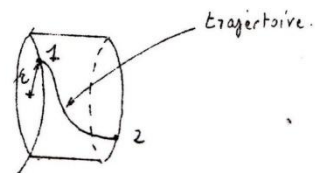
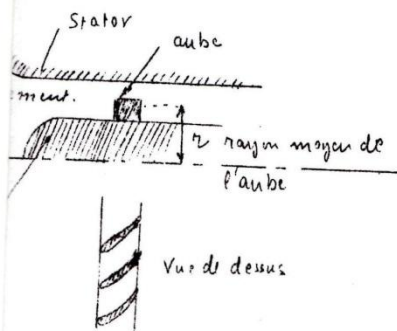


MACHINE CENTRIFUGE.

- $\vec{u}$ vitesse d'entraînement
- $\vec{W}$ vitesse relative
- $\vec{c}$ vitesse absolue



ω vitesse angulaire de rotation



MACHINE AXIALE

Figure3.1 : machines axial et machines radial

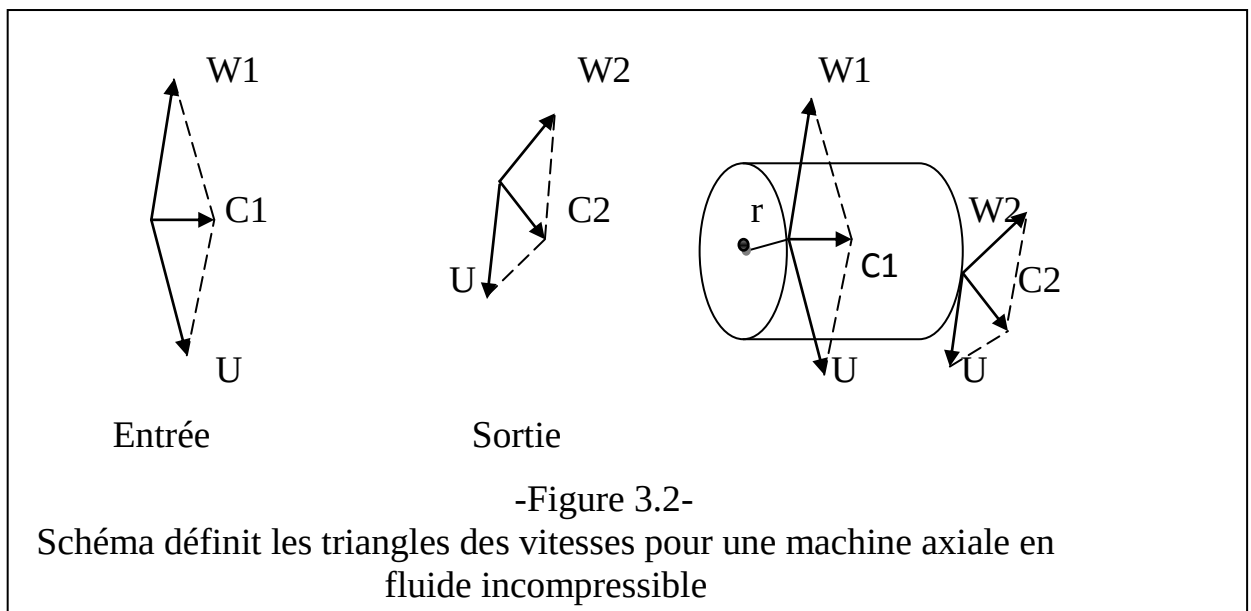
c) **machine axial en fluide incompressible**

1. Parallélogramme des vitesses :

La vitesse du fluide à l'entrée de l'ailette mobile se décompose en une composante relative W_1 et une composante de rotation U .

La vitesse périphérique U reste constante tout au long de trajet car : $U = \omega R$ ($\omega = \text{Cste}$ et $R = \text{Cste}$).

La vitesse relative est tangente à l'ailette à l'entrée. A la sortie de l'ailette la vitesse absolue C_2 aura une composante de rotation U et une vitesse relative W_2



Une particule de fluide aborde la pale en 1 à la vitesse C_1 , vitesse absolue. C_1 est la somme vectorielle de U et de W_1 . En 1 la pale doit être dirigée suivant la vitesse relative W_1 .

Au point 2, à la partie du canal la vitesse d'entraînement est toujours U $W_2 \neq W_1$ donc $C_2 \neq C_1$.

Un observateur lié au rotor verra une particule de fluide se déplacer entre les pales à une vitesse variant de W_1 à W_2 .

Relation d'EULER pour les machines axiales :

On peut déterminer le travail entre 1 et 2

$$W_{12} = (P_2 - P_1) / \rho + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$$

L'observateur tournant avec le rotor considère un canal immobile et l'écoulement pour lui se fait de la vitesse W_1 W_2 .

Il peut écrire la relation de BERNOULLI :

$$(P_2 - P_1) / \rho + \frac{1}{2}(W_2^2 - W_1^2) = 0$$

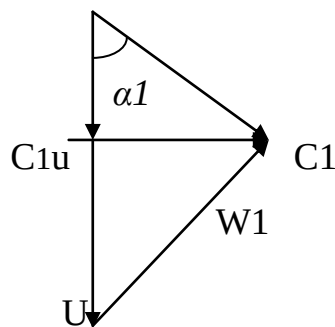
$$\text{Ou } (P_2 - P_1) / \rho = \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2)$$

$$\text{Et } P_2 - P_1 = \frac{1}{2}\rho (W_1^2 - W_2^2)$$

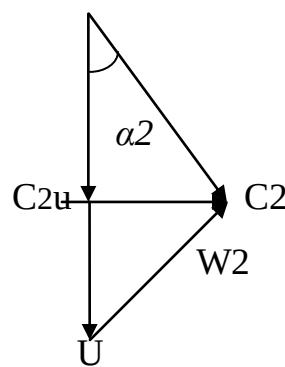
L'expression du travail devient :

$$W_{12} = \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$$

Si nous considérons les triangles des vitesses on peut trouver une autre expression du travail. Ce travail peut être calculé uniquement en fonction des éléments des triangles de vitesse



$$W_1^2 = U^2 + C_1^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1$$



$$W_2^2 = U^2 + C_2^2 - 2UC_2 \cos \alpha_2$$

On remplace

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1U} \quad ; \quad C_2 \cos \alpha_2 = C_{2U}$$

On obtient:

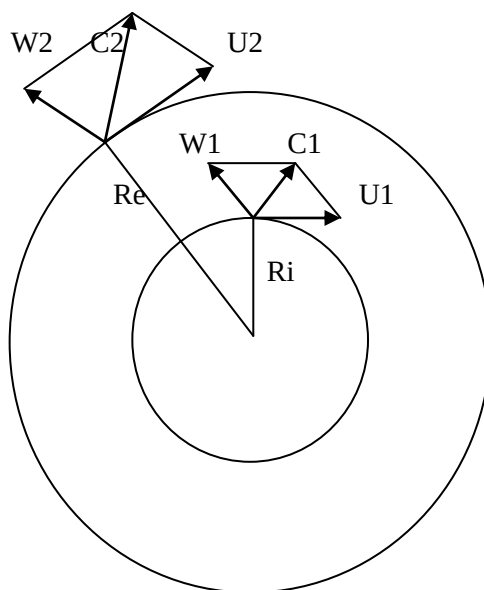
$$W_1^2 - W_2^2 = (C_1^2 - C_2^2) + 2U(C_{2U} - C_{1U})$$

Et finalement:

$$\boxed{W_{12} = U(C_{2U} - C_{1U})} \quad (3.5)$$

C'est l'équation d'EULER appliquée aux machines axiales

d) **Machine radiale en fluide incompressible**



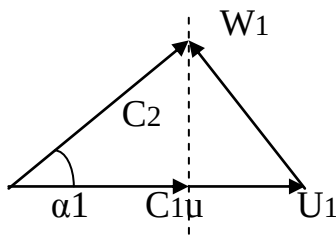
-Figure 3.3-

Schéma définit les triangles des vitesses pour une machine radiale en fluide incompressible

On peut déterminer le travail entre 1 et 2 :

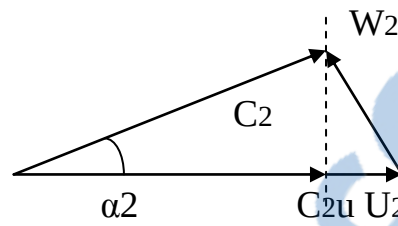
$$\boxed{W_{12} = \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2)}$$

Si nous revenons aux triangles des vitesses on a :



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

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1U$$



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

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2U$$

D'où:

$$W_1^2 - W_2^2 = (U_1^2 - U_2^2) + (C_1^2 - C_2^2) + 2(U_2C_2U - U_1C_1U)$$

On obtient finalement:

$$W_{12} = (U_2C_2U - U_1C_1U) \quad (3.6)$$

C'est l'équation d'EULER appliquée aux machines à l'écoulement centrifuge

III-3- Hauteur manométrique

Les hydrauliciens ont introduit la hauteur manométrique H_h en m ou effet utile dont est capable une turbomachine telle qu'une pompe ou un ventilateur.

$$W_{12} = g H_h = (P_2 - P_1) / \rho + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1)$$

Il est également employé pour l'étude ou la comparaison de ventilateur ou de turbocompresseur.

$$H_h = W_{12} / g \quad (3.7)$$

Exprimé en m de hauteur d'air

III-4- Choix du type de ventilateur :

a) D'après le nombre de tours spécifique N_s :

La vitesse spécifique N_s tr/mn est utilisée par les bureaux d'études ou les constructeurs de turbomachines véhiculant des liquides ou des gaz.

$$N_s = N \sqrt{Q_v / H_h^{3/4}} \quad (3.8)$$

Q_v : le débit volumétrique

H_h : hauteur manométrique

N : vitesse nominale

Il est utile de pouvoir classer les différentes turbomachines suivant la gamme d'utilisation pour avoir le meilleur rendement.

a/ pompes ou ventilateurs centrifuges 20 à 100 N_s tr/mn

b/pompes hélico-centrifuges ou ventilateurs hélico-centrifuges 100 à 160 N_s tr/mn

c/pompes hélices ou ventilateurs hélices 160 à 280 N_s tr/mn

b) D'après le diagramme de cordier :

Le diagramme Cordier est un schéma du champ d'écoulement de machines telles que turbines, pompes, compresseurs, ventilateurs.

Il montre la relation entre le rapport de vitesse σ (ou la vitesse spécifique) et le numéro de diamètre δ (ou le diamètre spécifique) de turbomachines seul étage avec une grande efficacité. Le schéma Cordier est un outil important dans la conception des turbomachines.

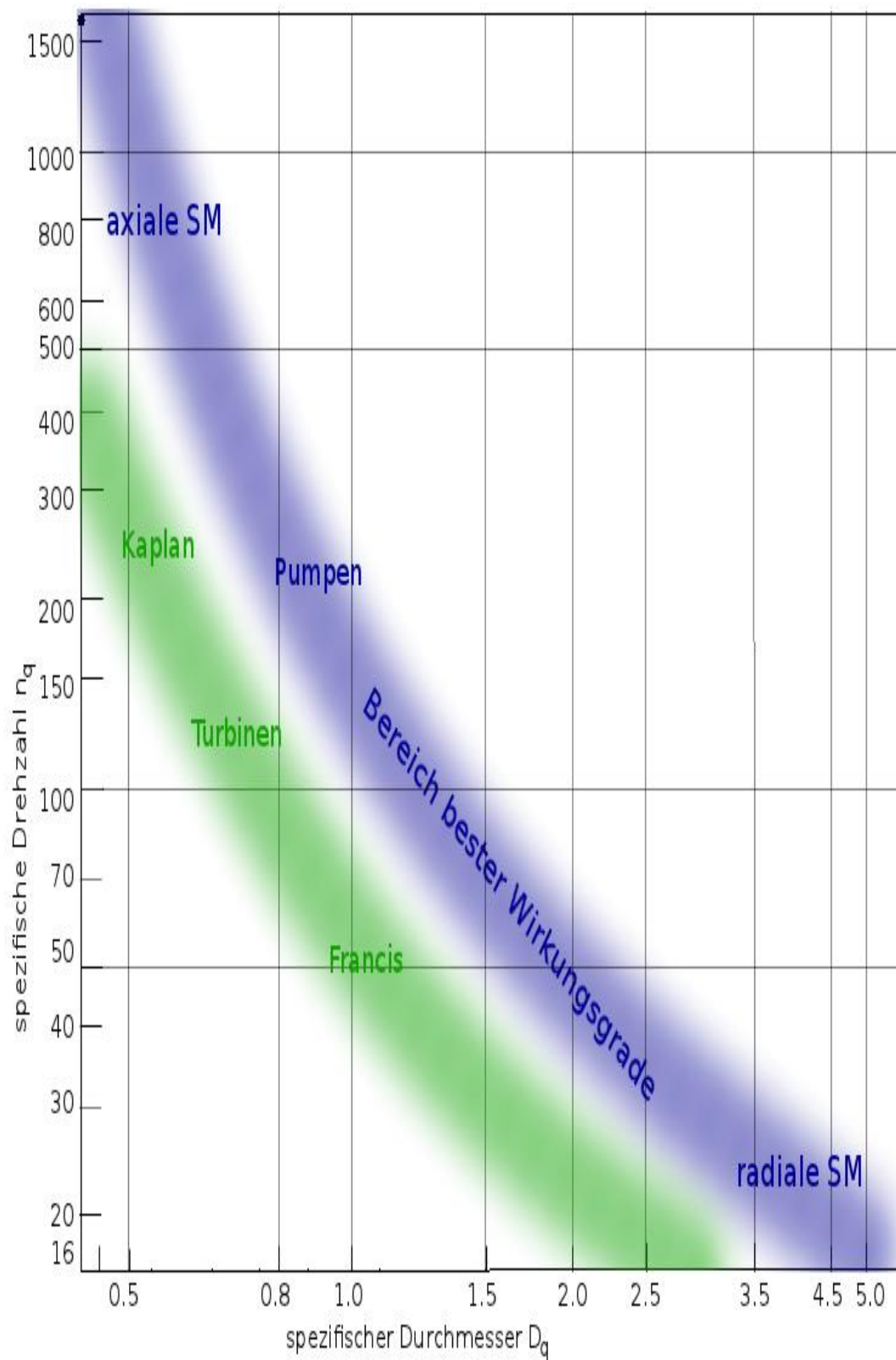


Figure3.4

Figure présente le diagramme de cordier



III-5- La pression statique et la pression d'arrêt

La pression produite par un ventilateur est appelée la pression TOTALE (pt), elle est la somme de deux pressions distinctes : STATIQUE + DYNAMIQUE.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_s + \Delta p_d$$

- P_s = Pression statique. Ceci correspond aux frottements que l'air doit vaincre pour s'écouler dans le circuit aéraulique.
- P_d = pression dynamique. Pour simplifier, c'est la surpression nécessaire pour générer la vitesse de l'air dans le circuit aéraulique.

A noter que $P_d = \frac{\rho \cdot V^2}{2}$, avec :

- ρ = masse volumique du fluide en kg/m³
- V = vitesse de refoulement du ventilateur

On appellera $P + \rho gZ = P^*$ pression statique (a ne pas confondre avec la pression hydrodynamique)

III-6- Travail d'un ventilateur

C'est le travail fournit à l'unité de masse compte-tenu des simplifications que l'on peut faire en négligeant les variations de la masse volumique et en négligeant également la différence d'altitude ($Z_2 - Z_1$)

On obtient :

$W_{12} = V(P_2 - P_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$
--

En pratique, cette expression se simplifie encore et l'on a :

$$W = V(P_s - P_a) + \frac{1}{2} C_s^2 \quad (3.9)$$

P_s : Pression de la sortie (N/m²)

P_a : Pression atmosphérique (N/m²)

V : Volume massique (m³/kg)

C_s : Vitesse de l'air à la sortie (m/s)

III-7- Rendement du ventilateur :

Le rendement d'un ventilateur est défini par :

$$\eta_v = 1 - \frac{\sum \text{pertes}}{\Delta P_{\text{réelle}}} \quad (3.10)$$

Les rendements généralement admis sont :

<i>Type ventilateur</i>	<i>Rendement</i>
Ventilateur centrifuge à aubes recourbées vers l'arrière	77....80%
Ventilateur centrifuge à aubes recourbées vers l'avant	57....73%
Ventilateur hélicoïde sans diffuseur	50....88%
Ventilateur hélicoïde avec diffuseur	60....89%
Ventilateur de paroi	35....50%

-Tableau 3.1 : Rendement des différents types de ventilateur-

III-8- Puissances d'un ventilateur :

-Une puissance utile nécessaire pour faire tourner la roue :

On a : $P_v = W \cdot Q$

Q désigne le débit volumétrique (m^3/s)

D'où :

$$P_v = Q[V(P_s - P_a) + \frac{1}{2}C_s^2] \quad (3.11)$$

-Puissance totale absorbée par le ventilateur, on tiendra compte du rendement global du ventilateur.

CHAPITRE 4

IV- Calculs des éléments des ailettes fixes et mobiles et détermination des pertes et performances

IV-1-Calcul des éléments de l'aube :

1) Aubages mobiles :

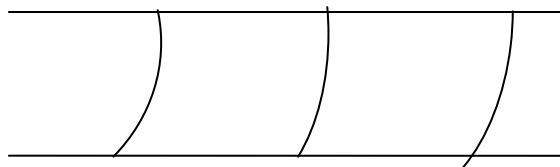
Sur le rotor sont encastrées des ailettes au niveau desquelles se fait le transfert d'énergie (mécanique en pression).

Le profil de ces ailettes est choisi et le nombre est calculé dans l'étude.

La conception de ces ailettes dépendra des triangles des vitesses. Ceux-ci se déforment en fonction de rayon qui varie de rayon intérieur au rayon extérieur.

Le pas et la distance entre deux ailettes successive, ce pas lui aussi varie en fonction du rayon.

a)



b)

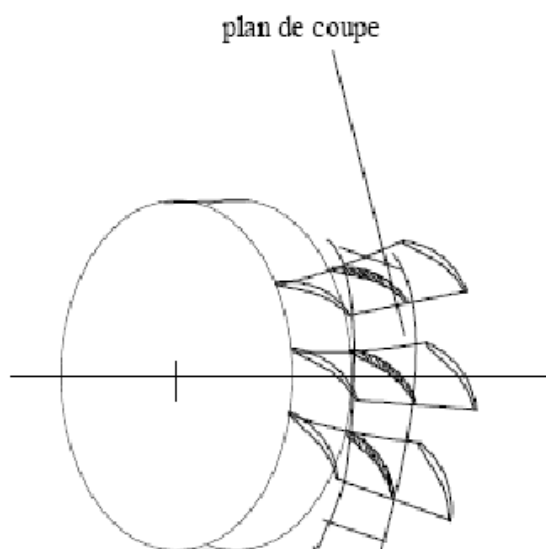


Figure 4.1 a) Plan de coupe du schéma (b)
b) Schéma d'une roue mobile avec ces ailettes

Données :

La pression statique et la pression totale sont :

- $\Delta P_{st} = 280 \text{ N/m}^2$

On choisit le rapport entre ΔP_t et ΔP_{st} :

- $\Delta P_t / \Delta P_{st} = 1.2 \rightarrow \Delta P_t = 336 \text{ N/m}^2$

On considère que les conditions atmosphériques restent constantes :

- $P_{at} = 1.013 \text{ bar}$
 - $T_{at} = 298 \text{ °K}$
- } $\rho_{air} = 1.1844 \text{ g/l}$

On choisit un débit d'air de :

- $Q = 6 \text{ m}^3/\text{s}$

Le coefficient de pression relie la pression statique ΔP_{st} avec la vitesse de rotation U :

- $\Psi = \Delta P_{st} / (\rho/2 * U^2) = 0.4 \quad (1) \quad (4.1)$

Le rapport Ψ est en général compris entre 0.25 et 0.4

Le coefficient de vitesse est le rapport entre la vitesse axial et la vitesse de rotation Ce rapport est en général égal à 0.5

- $\Phi = C_a / U = 0.5 \quad (4.2)$

Rapport de diamètre : C'est le rapport entre le diamètre extérieur et le diamètre intérieur.

On choisira :

$$D_i / D_e = 0.7$$

Un rendement hydraulique de:

$$\eta_h = 0.88$$

Les calculs :

Calcul de vitesse périphérique moyenne :

$$U = ?$$

$$\Psi = \Delta P_{st} / (\rho/2 * U^2) \longrightarrow U = 37.66 \text{ m/s}$$

Calcul de vitesse absolue:

$$C_a = ?$$

$$\Phi = C_a / U \longrightarrow C_a = 18.83 \text{ m/s}$$

Calcul de diamètre intérieur et extérieur:

$$D_i = ? \quad D_e = ?$$

$$Q = C_a * A = C_a \pi/4 (D_e^2 - D_i^2) = C_a \pi/4 ((D_i/0.6)^2 - D_i^2) \longrightarrow D_i = 0.591 \text{ m}$$

$$D_i/D_e = 0.7 \longrightarrow D_e = 0.844 \text{ m}$$

On déduit le diamètre moyen et le nombre de tour spécifique :

$$D_m = ? \quad N = ?$$

$$D_m = \frac{1}{2}(D_e + D_i) = 0.715 \text{ m}$$

$$\omega = \pi N/30 = 2U/D_m \quad (\text{c'est la vitesse angulaire}) \quad (4.3)$$

$$\text{Donc : } N = 1000 \text{ tr/min}$$

(Alors d'après le diagramme du cordier on est exactement à la phase du ventilateur axial)

Calcul de ΔC_{um} :

$$W_{12} = U \Delta C_u = \Delta P_t / (\eta_h * \rho) \quad (4.4)$$

$$\Delta C_u = 8.55$$

- Utilisant triangles de vitesse :

a) A l'entrée :

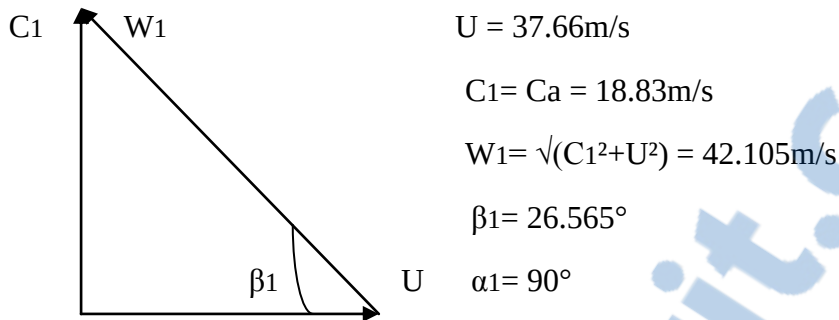


Figure 4.2: Triangle de vitesse à l'entrée

b) A la sortie:

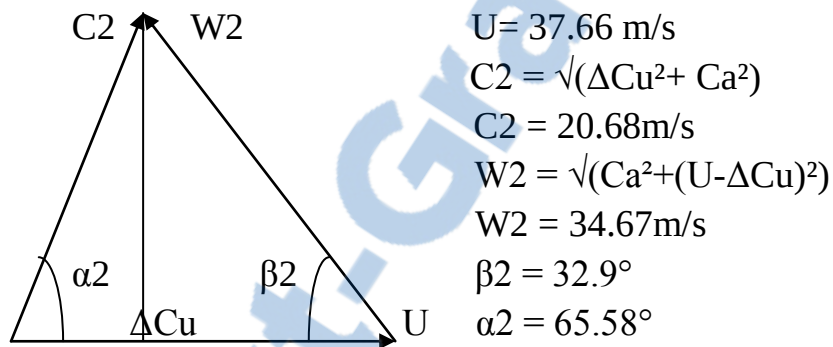
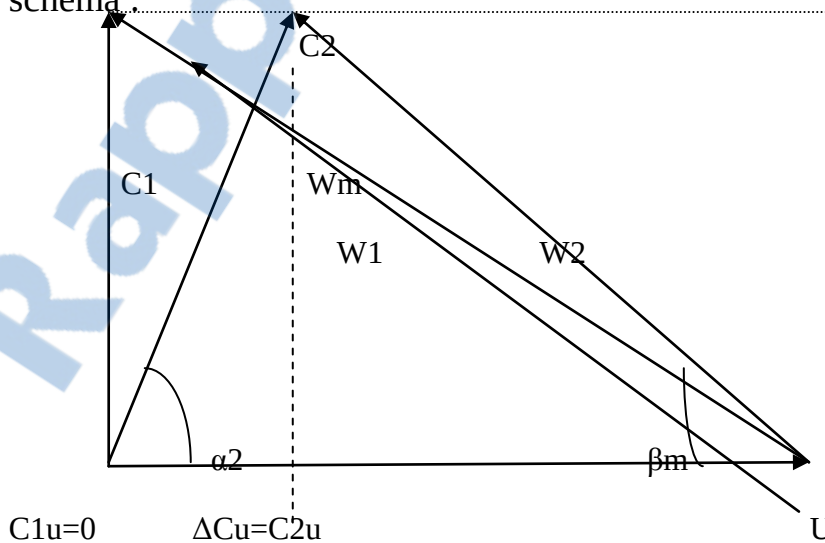


Figure 4.3 : Triangle de vitesse à la sortie

Remarque:

Comme U est le même on peut tracer les deux triangles sur le même schéma :

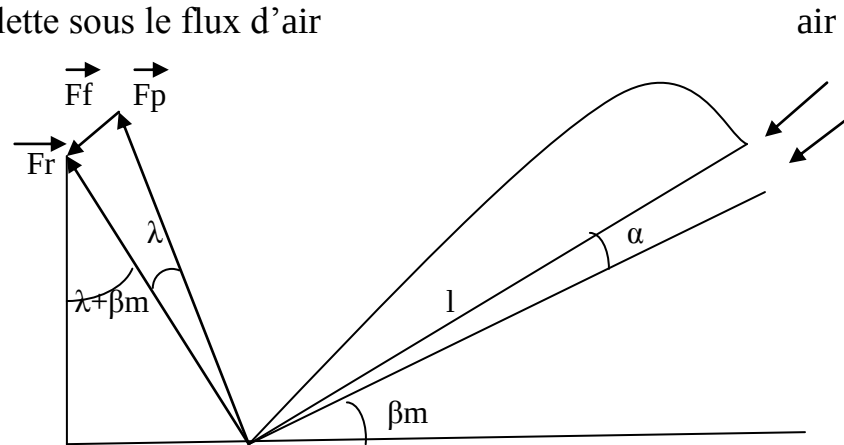


-Figure 4.4- La somme des deux triangles

La vitesse relative moyenne représente l'entrée de l'air dans l'ailette son calcul est primordiale car il définit la vitesse d'entrée et l'angle d'incidence :

$$W_m = \sqrt{(C_a^2 + (U_{int} - \Delta C_{u \text{ int}}/2)^2)} \quad (4.5)$$

Schématisons l'ailette sous le flux d'air



-Figure 4.5- l'ailette sous le flux d'air-

$\vec{F}_p$: Portance

$\vec{F}_f$: Frottement

$\vec{F}_r$: la force résultante

α : angle d'incidence

λ : angle de frottement (très faible : $1^\circ \rightarrow 2^\circ$)

Une grille d'aubes est caractérisée par :

-Son profil (on choisit RAFGE (2))

-Pas relatif : t/l

-Angle de calage β

L'aube est placée dans un courant défini par la vitesse d'entrée C_1 et l'angle α_1 .

On définit le coefficient de Serrage par :

$$C_p \, l/t = 2\Delta c_u/W_m \quad (4.6)$$

Ceci nous permettra de déterminer les différents éléments géométriques de l'aube.

Le profil de l'aube choisit est un profil utilisé en aviation. Le coefficient de Serrage répond une contrainte qui lie le coefficient de portance C_p , le pas t , et la largeur de l'ailette l .

Ce coefficient doit être compris au pied de l'aube entre 0.62 et 0.63 (RAFGE)

$$0.62 \leq C_p l/t \leq 0.63 \quad ; \quad (C_p l_i/t_i = 0.628)$$

Ainsi que la largeur l doit être compris au pied de l'aube entre :

$$\frac{1}{2} (R_e - R_i) \leq l_i \leq (R_e - R_i) \quad ; \quad \text{On prendra : } l_i = 0.9 (R_e - R_i) \\ l_i = 0.9 (0.42 - 0.3) = 0.108\text{m}$$

On prend :

$$l_i/t_i = 0.9$$

Calcul de coefficient de portance :

$$\text{On a : } C_p l_i/t_i = 0.628 \longrightarrow C_p = 0.698$$

On déduit t_i :

$$t_i = l_i/0.9 = 0.108/0.9 = 0.12\text{m}$$

Calcul de nombre des aubes mobiles :

$$n = ?$$

$$t_i = 2\pi R_i/n \longrightarrow n = 16$$

On déduit :

$$t_{i\text{exact}} = 2\pi R_i/n = 0.118\text{m} \longrightarrow l_{i\text{exact}} = 0.106\text{ m}$$

Au pied de l'aube on a trouvé : $C_p = 0.698$

Au rayon extérieur, on choisit la valeur de C_p qui correspond à la finesse C_p/C_t maximale soit $C_p = 0.96$, et on suppose que la valeur C_p varie linéairement entre R_i et R_e (voir figure 4.4)

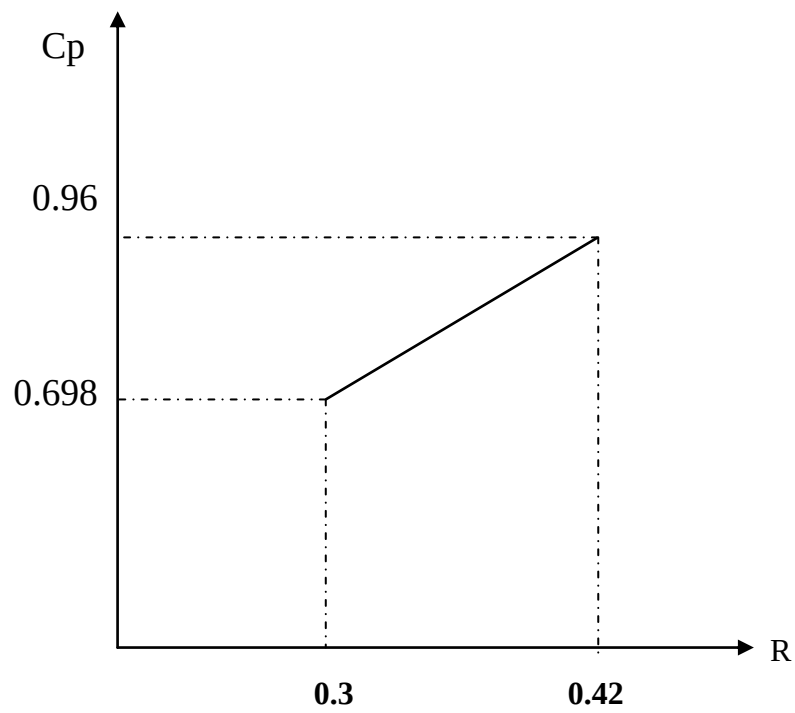


Figure 4.7
Détermination de C_p en fonction du R

On a l'équation de la droite sous forme $C_p = AR+B$

On trouve A et B :

On a :

$$\begin{cases} 0.698 = 0.3A+B \\ 0.96 = 0.42A+B \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} A = 2.18 \\ B = 0.043 \end{cases}$$

Donc l'équation s'écrit sous forme de : $C_p = 2.18R+0.043$

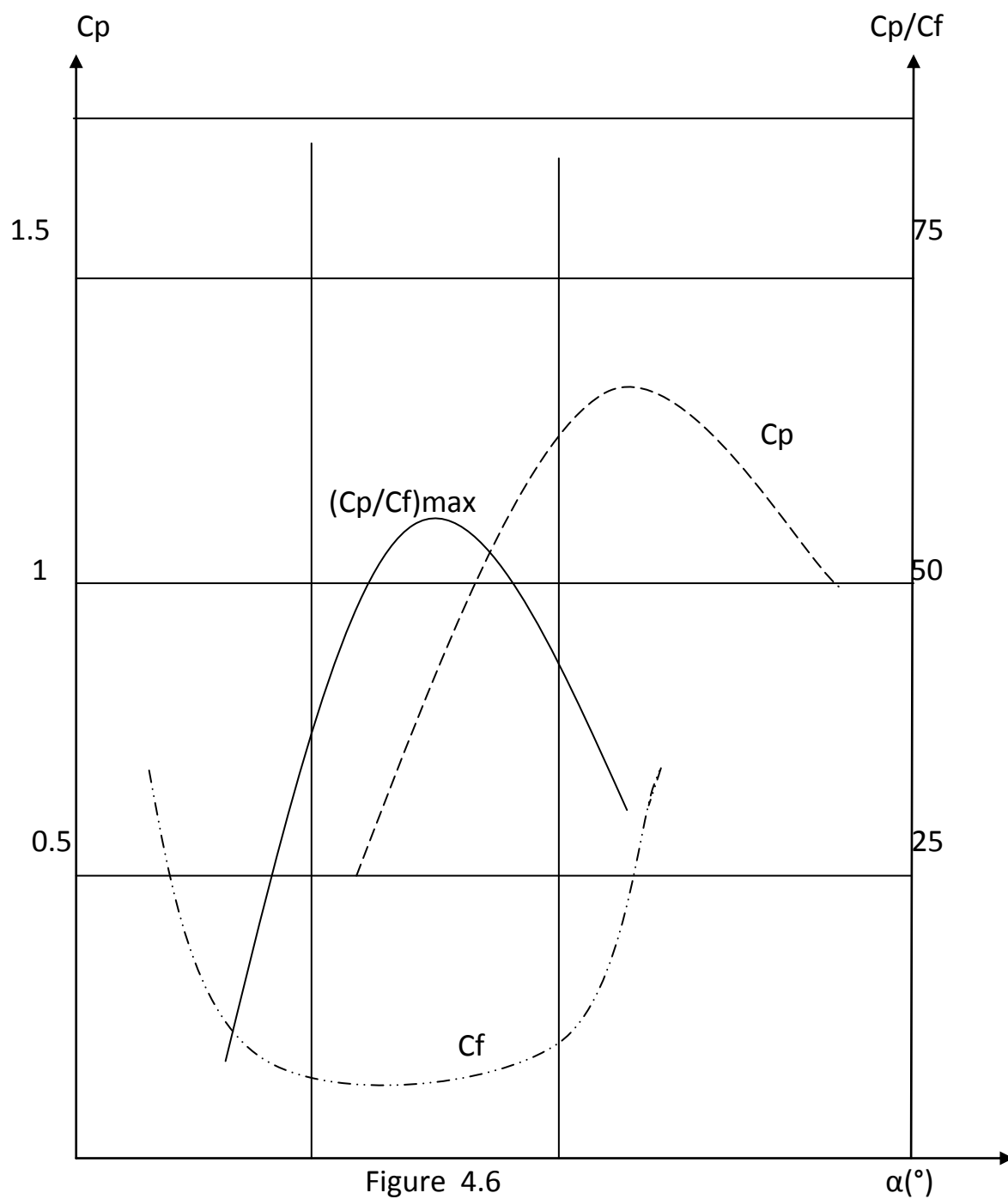


Diagramme du C_p et C_f en fonction de l'angle d'incidence α

Figure définit les différents types de ventilateur

*Les éléments de l'aube mobile pour différents rayons :

R (m)	Ri =0.3	R2 =0.33	R3 =0.36	R4 =0.39	Re =0.42
U (m/s)	30.94	34.55	37.69	40.8	43.97
ΔC_u (m/s)	10	9.33	8.55	7.9	7.33
$U - \Delta C_u / 2$ (m/s)	25.94	29.885	33.4	36.85	40.3
W_m (m/s)	32.06	35.3	38.35	41.39	44.5
C_{pl}/t	0.628	0.53	0.446	0.38	0.33
C_p	0.698	0.763	0.829	0.894	0.96
l/t	0.9	0.7	0.55	0.425	0.344
l (m)	0.108	0.091	0.077	0.065	0.057
t (m)	0.12	0.13	0.14	0.153	0.165
α (°)	2.6	3.3	4.2	5.1	5.8

Tableau4.1 : les éléments de l'aube mobile

Aubages fixes

L'air sortant de la roue mobile pénètre dans l'aubage fixes avec un angle α_2 , et une vitesse absolue C_2 . Le problème consiste à redresser la vitesse C_2 et lui donner une direction axial afin d'éliminer les pertes de charge qui proviennent de la trajectoire spirale d'air. Pour cela on choisira un profil simple de géométrie circulaire la vitesse C_2 sera tangente à l'ailette fixe, cette ailette sera définie par le contour, le rayon σ , l'angle θ .

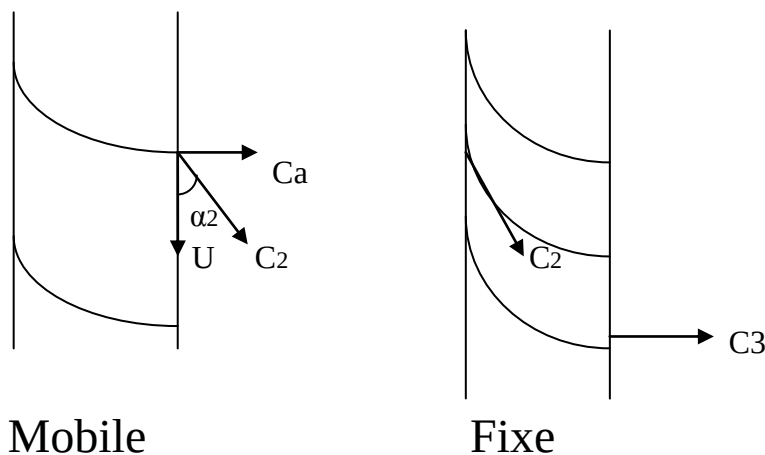
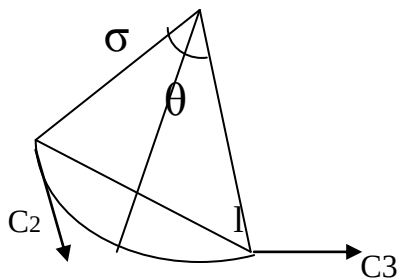


Figure 4.8 : schéma présente triangle des vitesses à la sortie de l'aubage mobile et à l'entrée de l'aubage fixe.



-Figure 4.9- schéma d'une ailette fixe

$$\sin(\theta/2) = l/2/\sigma \quad ; \quad \sin\alpha_2 = C_a/C_2$$

-Le pas de la grille $t_f = 2\pi R/n_f$; (avec n_f est le nombre des ailettes fixes qu'on a choisi 18)

-D'après l'expérience, le rapport $l_f/t_f = 1.5$

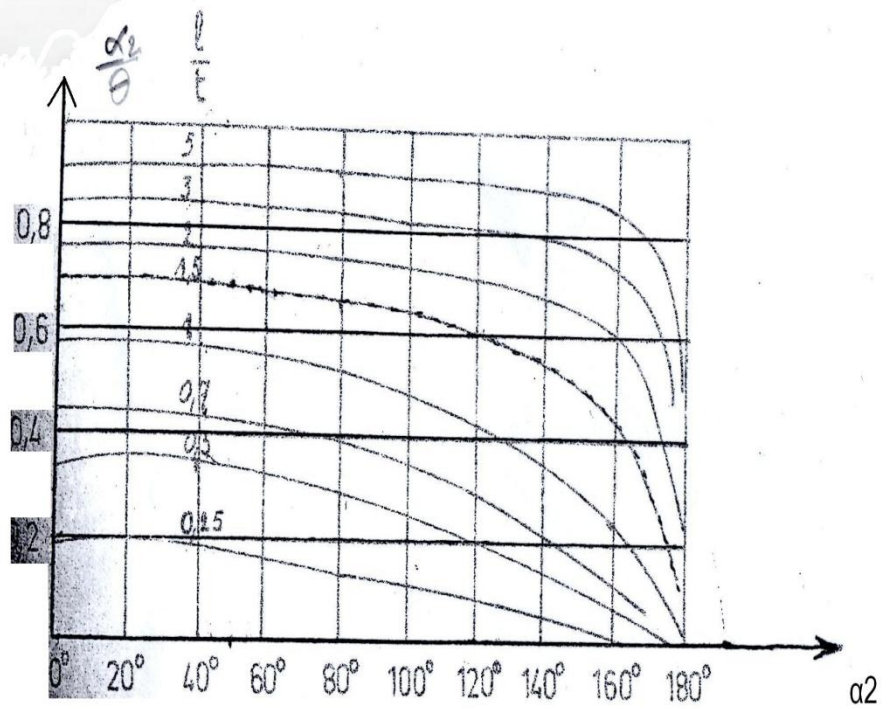


Diagramme de α_2/θ en fonction de α_2

Figure 4.10 : θ en fonction de α_2

*Les éléments de l'aube fixe pour différents rayons :

R(m)	Ri =0.3	R2 = 0.33	R3 =0.36	R4 = 0.39	Re =0.42
C2 (m/s)	21.32	21	20.7	20.42	20.21
$\alpha_2(^{\circ})$	62.03	63.72	65.46	67.24	68.7
α_2/θ	0.68	0.67	0.665	0.66	0.66
$\theta(^{\circ})$	91.22	95.1	98.45	101.88	104.1
tf(m)	0.105	0.115	0.126	0.136	0.147
lf(m)	0.1575	0.1725	0.189	0.204	0.2205
σ (m)	0.11	0.117	0.125	0.131	0.14

Tableau 4.2 : les éléments de l'aube fixe

On tire de la figure 4.8 l'angle θ

Nous avons ainsi déterminé les formes et les éléments géométriques de l'ailette fixe et l'ailette mobile.

IV-2-Calcul des pertes au niveau du ventilateur

L'air en traversant le ventilateur de l'entrée à la sortie va être soumis à des frottements et des pertes de charge de divers. Ces pertes se trouveront dans la roue, les pertes secondaires de forme spirale entre les ailettes, les pertes entre le rotor et le stator, les dans les ailettes fixes et dans le diffuseur de sortie.

1. Pertes dans la roue :

a) Pertes par frottement :

En traversant la roue, l'air va frotter sur les parois de l'ailette et les pertes sont données par la relation :

$$dF = \rho/2 \cdot Wm^2 \cdot l \cdot Cf \cdot dr \quad (3)$$

La puissance consommée sera :

$$d\Omega = \rho/2 \cdot Wm^3 \cdot l \cdot Cf \cdot dr$$

La perte de puissance totale sera

$$\Omega = n\rho/2 \int_{Ri}^{Re} Wm^3 \cdot l \cdot Cf \cdot dr$$

Qui équivaudra à une perte de pression égale à

$$\Omega/Q = \frac{n\rho/2 \int Wm^3 \cdot l \cdot Cf \cdot dr}{\pi (Re^2 - Ri^2) Ca}$$

$$\Delta Pr = \Omega/Q = \frac{n\rho/2}{\pi (Re^2 - Ri^2) Ca} \int_{Ri}^{Re} Wm^3 \cdot l \cdot Cf \frac{Cp.t}{Cp.t} \cdot dr \quad (*)$$

Et finalement a partir de (*) on trouve

$$\Delta Pr = \Omega/Q = \frac{\Delta Pt}{\eta h.Ca(Re^2 - Ri^2)\omega} \int_{Ri}^{Re} Cf/Cp.Wm^2.dr \quad (4.7)$$

Ce qui montre que les pertes augmentent avec le rayon

Pour calculer $\int_{Ri}^{Re} Cf/Cp.Wm^2.dr$, on la décompose en éléments :

$Bi = Cfi/Cpi.Wmi^2$ et on fait la somme

$$\sum_{i=1}^4 (Bi + Bi+1)/2(ri+1- ri) = S$$

$B1 = Wm1^2.Cf1/Cp1$; 1 correspond à $R1 = Ri$

$B2 = Wm2^2.Cf2/Cp2$; 2 correspond à $R2$

.

.

$B5 = Wm5^2.Cf5/Cp5$; 5 correspond à $R5 = Re$

$$S = (B1+B2)/2(R2-R1) + (B2+B3)/2(R3-R2) \dots\dots + (B4+B5)/2(R5-R4)$$

R	R1	R2	R3	R4	R5
A	2.6	3.3	4.2	5.1	5.8
Cfi/Cpi	0.02	0.0193	0.0183	0.0178	0.0181
Wmi ²	1027.88	1248	1470.56	1712.9	1979.1
Bi	20.558	24.086	26.911	30.49	35.822

Tableau4.3: Les éléments de (Δ)

On a : $R2-R1 = R3-R2 = R4-R3 = R5-R4 = \gamma$

Donc $S = \frac{1}{2} \gamma (B1 + 2B2 + 2B3 + 2B4 + B5)$

$$S = 3.38$$

Alors : $\Delta Pr = 2(336)/149.926 * 3.38 = 15.15pa$

b) Pertes dues à l'écoulement secondaire:

Suite au décolllement du fluide sur la face des ailettes un écoulement secondaire de forme spirâlîque prend naissance entre les ailettes qui entraîne une perte de charge déterminée par :

$$\Delta P_s = \frac{n\rho/2 \cdot Wm^3.l.Cfs.(Re-Ri)}{\pi.Ca(Re^2 - Ri^2)} = \frac{n.p. Wm^3.l.Cfs}{2\pi Ca (Re+Ri)} \quad (4) \quad (4.8)$$

Ces pertes sont calculées au rayon moyen (R_m)

$Cfs = 0.018 Cp^2$ pour les aubes profilées

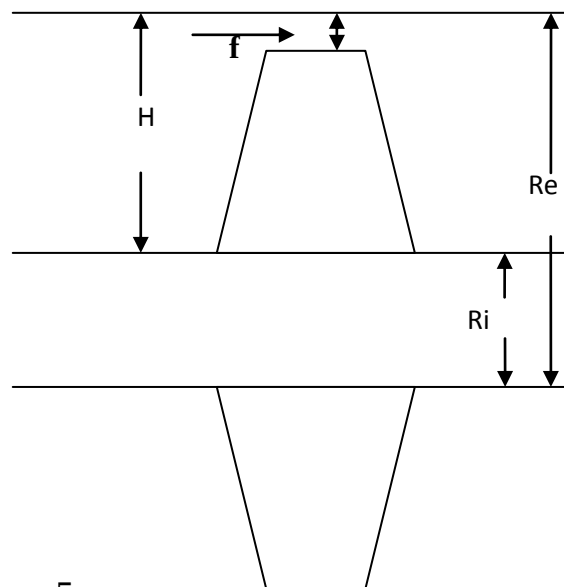
$Cfs = 0.025 Cp^2$ pour les aubes en tôle

On choisira les aubes profilées

$$Cfs = 0.018 Cp_m = 0.0124$$

$\Delta P_s = 11.86 \text{ pa}$

2. Les pertes entre la roue et le stator :



On prendra $e = 5\text{mm}$

Figure 4.11 : Schéma de la roue avec le stator

Ces pertes sont estimées à :

$$\Delta P_{rs} = 2.5(e/H - 0.01)\Delta P_t/\eta_h \quad (4.9)$$

$\Delta P_{rs} = 28.63 \text{ pa}$

3. Les pertes dans les aubages fixes :

Ces pertes sont dues essentiellement aux frottements de l'air sur la surface des ailettes et aux chocs inter particules.

On les estime à 2.5% de la variation de pression réelle :

$$\Delta P_{af} = 0.025 \Delta p_{réelle} = 0.025 \Delta P_t / \eta_h = 9.55 \text{ pa} \quad (4.10)$$

4. Les pertes de charge dans le diffuseur :

La vitesse de sortie du l'aubage fixe et relativement élevée, on place un diffuseur à la sortie de l'aubage fixe qui permet d'augmenter la pression en ralentissant le fluide.

Δp_{diff} est donnée par la relation :

$$\Delta p_{diff} = (1 - \eta_{diff}) \rho / 2 (C_a^2 - C_s^2) \quad (4.11)$$

C_s : est la vitesse de sortie du diffuseur est s'exprime par

$$C_s = 4Q / (\pi D_{diff}^2) = 10.47 \text{ m/s}$$

Pour le rendement du diffuseur on prendra $\eta_{diff} = 0.96$

Donc : $\Delta p_{diff} = 5 \text{ pa}$

IV-3-Calcul de rendement du ventilateur :

Le rendement du ventilateur est défini par

$$\eta_v = 1 - \sum \text{pertes} / \Delta p_{réelle}$$

$$\sum \text{pertes} = 5 + 9.55 + 28.63 + 11.86 + 15.15 = 70 \text{ pa}$$

$$\Delta p_{réelle} = \Delta P_t / \eta_h = 381.82 \text{ pa}$$

Donc : $\eta_v = 1 - 70.2 / 381.82 = 0.816 = 81.6\%$

Vérification :

$$\Delta P_t = \eta_v \cdot \Delta P_{réelle} = 0.816 \cdot 381.82 = 311 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_{st} = \Delta P_t - \frac{1}{2} \rho \cdot C_s^2 = 311 - \frac{1}{2} \cdot 1.1844 \cdot 10.47^2$$

$$\Delta P_{st} = 278 \text{ N/m}^2$$

IV-4-La puissance du ventilateur :

$$P_{rm} = \Delta P_{réelle} \cdot Q = 381.82 \cdot 6 = 2290.92 \text{ W}$$

En prenant un rendement totale de $\eta_t = 0.78$

$$P_{rm} \cdot \eta_t = P_v$$

$$P_v = 1786.92 \text{ W}$$

Conclusion :

L'étude nous a permis de trouver des résultats concordants avec les bases de départ.

Notre travail pourra servir de base de départ pour les promotions futures pour éventuellement d'autres travaux sur les ventilateurs axiaux.

Ceci étant, nous avons rencontré énormément de difficultés afin de trouver des documentations pouvant nous aider dans notre travail de recherche. Nous avons quand même pu entamer notre travail grâce à l'aide de notre encadreur (que nous remercions encore une fois) qui nous a procuré quelques documentations sur lesquelles nous nous sommes basés pour terminer notre travail.

