



**UNIVERSITE
D'ANTANANARIVO
FACULTE DES SCIENCES
FORMATION DOCTORALE EN PHYSIQUE**



DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Laboratoire de Thermodynamique, Thermique et Combustion

MEMOIRE

pour l'obtention du

Diplôme d'Etudes Approfondies en Physique

OPTION : ENERGETIQUE

sur :

**AMELIORATION DU RENDEMENT D'UN AEROGENERATEUR A AXE
HORIZONTAL AVEC UN ALTERNATEUR DISCOÏDE 500 WATTS**

Présenté par

ANDRITSARAOENDRY Tsanganiassy Maritinà Tovoharimino

Devant le JURY composé de :

Président	: Mme RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo	Professeur Titulaire
Encadreur	: M. RAKOTOMALALA Minoson	Professeur Titulaire
Examineur	: M. RASAMIMANANA François de Salle	Maître de Conférence



Date de soutenance : 14 Novembre 2009



**UNIVERSITE
D'ANTANANARIVO
FACULTE DES SCIENCES
FORMATION DOCTORALE EN PHYSIQUE**



**DEPARTEMENT DE PHYSIQUE
Laboratoire de Thermodynamique, Thermique et Combustion**

MEMOIRE
pour l'obtention du

Diplôme d'Etudes Approfondies en Physique
OPTION : ENERGETIQUE
sur :

**AMELIORATION DU RENDEMENT D'UN AEROGENERATEUR A AXE
HORIZONTAL AVEC UN ALTERNATEUR DISCOÏDE 500 WATTS**

Présenté par



ANDRITSARAOENDRY Tsanganiassy Maritinà Tovoharimino

Devant le JURY composé de :

Président	: Mme RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo	Professeur Titulaire
Encadreur	: M. RAKOTOMALALA Minoson	Professeur Titulaire
Examineur	: M. RASAMIMANANA François de Salle	Maître de Conférence



Novembre 2009

REMERCIEMENT

De prime abord, je tiens à remercier le **Seigneur Dieu** pour toute la bénédiction et la bienveillance qu'il m'a offertes et grâce auxquelles je suis parvenu à réaliser ce mémoire. J'adresse aussi mes sincères remerciements et mes vifs reconnaissances à :

- M. **ANDRIANANTENAINA Bruno Jacques**, Doyen de la faculté des Science, qui a bien voulu me permettre de présenter cette soutenance pour l'obtention du Diplôme d'Etude Approfondies de Physique ;

- Mme **RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo**, Chef du département de Physique ;

- M. **RAKOTOMALALA Minoson**, Directeur de l'Institut pour la Maîtrise de l'Energie, qui n'ont cessé de nous apporter les meilleures formations et dont le présent mémoire en est le couronnement. Lui qui a accepté de me diriger pendant la réalisation de ce mémoire et qui a consacré tous ses temps précieux pour me prodiguer des conseils et remarques malgré ses multiples occupations ;

- Mme. **RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo**, Professeur Titulaire, d'avoir accepté la présidence de ce mémoire, ainsi qu'à tous les membres du jury

- M. **RAKOTOMALALA Minoson** , Professeur Titulaire

- M. **RASAMIMANANA François de Salle**, Maître de conférence

- Tous les professeurs de l'Institut pour la Maîtrise de l'Energie ou IME, qui m'ont formé tout au long de mes cursus au sein de l'institut.

Mes remerciements et reconnaissances vont également à :

- A tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont aidé dans la réalisation de ce travail, notamment l' Institut pour la Maîtrise de l'Energie et les personelles, je formule toute ma gratitude.

- A toi mon Epouse, ma fille Minotiana et mon fils Ambinintsoa, à toi Papa, à toi Maman et à ma sœur, également à la famille RAZAFIMANANTSOA, et à mes amis en particulier à : Hery, Seta, Nestor, Nantenaina, Mr Tovo

REMERCIEMENT	I
NOMENCLATURE	IV
INTRODUCTION	1
CHAPITRE I GENERALITES SUR L'EOLIEN.....	3
I-1 HISTORIQUE	3
I-2 DESCRIPTIF ET QUALITES DE L'ENERGIE EOLIENNE	4
I-3 DIFFERENTS TYPES D'EOLIENS	8
I-3-1 Eolien à axe vertical	8
I-3-1-1 Principe de fonctionnement	8
I-3-1-2 Différents types d'éolien à axe vertical	10
I-3-2 Eolien à axe horizontal	11
I-3-2-1 Principe de fonctionnement	12
I-3-2-2 Différents types d'éoliens à axe horizontal.....	12
I-4 Critères d'implantation	14
I-5 Réalisation de la carte des vitesses de vent à Madagascar	15
CHAPITRE II GENERALITES SUR L'EOLIEN A AXE HORIZONTAL A	
ALTERNATEUR DISCOÏDE ET L'ENGRENAGE	16
II-1 Généralité sur l'alternateur discoïde	16
II-2 Eoliennes à axe horizontal à alternateur discoïde	18
II-3 Généralités sur les engrenages	19
II-3-1 Les caractéristiques géométriques de la roue.....	20
II-3-2 Différents types de denture et d'engrenage.....	21
II-3-2-1 Les engrenages à axes parallèles	21
II-3-2-2 Les engrenages à axes concourants	22
II-3-2-3 Engrenages à axes non concourants	23
II-4 Système d'engrenage habituel dans un aérogénérateur à axe horizontal	24
II-5 Type des éoliens à Madagascar	25
CHAPITRE III AMELIORATION DU RENDEMENT D'UN EOLIEN À AXE	
HORIZONTAL A ALTERNATEUR DISCOÏDE DE PUISSANCE 500 WATTS	26
A- PALES.....	26
A- 1 Théorie générale des hélices d'un aérogénérateur à axe horizontal	26
A-2 Dimensionnement des pâles.....	30
A-2-1 Caractéristiques d'une hélice	30
A-2-2 Diamètre du rotor.....	31
A-2-3 Profil de l'hélice.....	34
A-2-4 Types de profil	34
A-2-5 Largeur de pôle	35
A-2-5 -1 Variation des coefficients en fonction de l'incidence « i_n »	35
A-2-5-2 Variation de « i_n » en fonction de la distance à l'axe	36
A-2-5-3 Variation de la vitesse du vent en fonction de l'altitude	37
A-2-5-4 Vitesse de rotation « N »	39
A-2-5-5 Efforts axiaux et tangentiels	39
A-2-5-6 Matériaux employés pour la confection des pâles.....	43
B- SYSTEME DE MULTIPLICATEUR UTILISE	46
B-1 Redimensionnement de l'engrenage	47

B-1-1 Généralités sur l' engrenage extérieur	47
B-1-2 Calcul du rapport de transmission	47
B-1-3 Calcul des différentes caractéristiques de l'engrenage	48
C – FIXATION DE LA ROUE AVEC LE MOYEU	52
D - DIMENSION ARBRE DE TRANSMISSION FIXE SUR LE PIGNON	53
E - PALIER A ROULEMENT	59
E-1 Principe du roulement.....	59
E -2 Angle de rotulage d'un roulement à bille	60
E -3 Typologie des roulements	60
F- FIXATION DE L'ARBRE DE TRANSMISSION	62
G - FIXATION DES ROULEMENTS	64
I - FIXATION DES PALES , MOYEU SUR LE MAT	68
CHAPITRE IV PIVOT – MAT – GOUVERNAIL - HAUBANS CONCEPTION	
DU LOGICIEL DE DIMENSIONNEMENT DU MULTIPLICATEUR	72
4 - 1 Axe pivot	72
4 - 2 Efforts agissant sur le mât ou pylône	73
4 – 3 Diamètre des câbles.....	76
4 - 4 Diamètre des vis de scellement	77
4 - 4 - 1 Profondeur d'ancrage.....	77
4 - 4 - 2 Dimension du béton semelle	78
4 - 4 - 3 Fixation des haubans	78
4 – 5 Gouvernail	78
4-5-1 Principe	79
4-5-2 Surface du gouvernail	79
4- 5 - 3 Coordonnées du centre de gravité.....	79
4 – 6 Présentation et conception du logiciel de dimensionnement de la multiplicateur	81
4-6-1 Généralités	81
4-6-2 Organigramme	82
4-6-3 Guide d'utilisation	83
CONCLUSION GENERALE	85

NOMENCLATURE

a	: Entraxe de frottement	(mm)
a₀	: Entraxe	(mm)
b	: Largeur du denture	(mm)
c	: Distance de l'hélice par rapport au moyeu	(mm)
C₀	: Charge statique de base	(daN)
C'	: Charge dynamique de base	(daN)
C_p	: Coefficient de puissance	
C_{pmax}	: Coefficient de puissance maximal	
C_x	: Coefficient de traînée	
C_z	: Coefficient de portance	
D	: Diamètre du rotor	(mm)
d₀	: Diamètre primitif	(mm)
d_b	: Diamètre de base	(mm)
d_k	: Diamètre de tête	(mm)
d	: Distance de l'axe du moyeu par rapport à celui de giration	(mm)
dR	: Portance résultante élémentaire	
dR_x	: Projection de dR sur l'axe de portance neutre	
dR_z	: Projection de dR sur l'axe perpendiculaire à celui de portance neutre	
dF_v	: Projection de dR à la direction du vent	
dF_u	: Projection de dR suivant le sens de rotation de l'hélice	
dF'''	: Poussée axiale élémentaire	
dM'	: Moment élémentaire	
E_c	: Energie cinétique	(J)
F	: Force axiale totale à la vitesse maximale du vent	(daN)
F_c	: Force centrifuge due à la rotation de la pale	(daN)
f_c	: Force centrifuge due à la rotation du disque (alternateur)	(daN)
F_a	: Charge axiale	(daN)
F_r	: Charge radiale	(daN)
F_e	: Force exercée par le vent à l'empennage	(daN)
h	: Coefficient dépendant de la vitesse spécifique	
H₀	: Hauteur de référence	(m)
h₁	: Hauteur de support de génératrice	(mm)

H	: Hauteur de l'éolienne	(m)
H'	: Hauteur de l'hélice par rapport au sol	(m)
i	: Rapport de transmission	
i_p	: Rapport de transmission pour le pignon	
l	: Angle d'inclinaison du profil	(°)
i_n	: Angle d'incidence du profil(°)	
l	: Largeur de la pale	(mm)
m₁	: Masse du rotor	(kg)
m₂	: Masse alternateur discoïde	(kg)
M	: Masse d'air traversant le rotor en une seconde	(kg.s)
M'	: Couple moteur produit	(daN.m)
n	: Nombre de tour	
n_{max}	: Fréquence de rotation maximale	(tr/mn)
N	: Vitesse de rotation	(tr/mn)
P	: Puissance absorbée par l'hélice	(W)
P_{max}	: Puissance maximale absorbée par l'hélice	(W)
P_u	: Puissance développée par l'aérogénérateur	(W)
P_a ; P_d	: Puissance fournie sur l'arbre de l'hélice	(W)
P_{mécanique}	: Puissance disponible dans le vent passant à travers l'hélice	(W)
r	: Distance de chaque section par rapport à l'axe de rotation	(m)
r'	: Distance de la section de pale supportant l'effet de F _c par rapport à l'axe de rotation	(m)
r''	: Distance de chaque tige filetée par rapport à l'axe de rotation du moyeu	(m)
R	: Rayon du rotor ou longueur d'une pale	(m)
R_e'	: Limite d'élasticité minimale du matériau	(daN/mm ²)
R_e	: Nombre de Reynolds	
R'_x	: Réaction au niveau du moyeu suivant l'axe X	(daN)
R'_y	: Réaction au niveau du moyeu suivant l'axe Y	(daN)
R_y	: Charge radiale totale	(daN)
R''_x	: Réaction au niveau de l'articulation du mât suivant l'axe x	(daN)
R''_y	: Réaction au niveau de l'articulation du mât suivant l'axe y	(daN)
S₀	: Surface à l'entrée du tube de courant	(mm ²)
S₁	: Surface du rotor	(mm ²)
S₂	: Surface à l'aval du rotor	(mm ²)
S_{s0}	: Surface sollicitée	(mm ²)
S_c	: Surface du câble	(mm ²)

S_e	: Surface de l'empennage	(mm ²)
S_i	: Élément de surface constituant le gouvernail	(mm ²)
T	: Largeur du roulement	(mm)
T'	: Tension résultante du câble	(daN)
T_x	: Projection de T' sur l'axe x	(daN)
T_y	: Projection de T' sur l'axe y	(daN)
U	: Vitesse de l'hélice en bout de pale	(m/s)
V₀	: Vitesse axiale initiale du vent	(m/s)
V₁	: Vitesse du vent dans le plan du rotor	(m/s)
V₂	: Vitesse du vent à l'aval du rotor	(m/s)
V_{nominale}	: Vitesse nominale du vent	(m/s)
V	: Vitesse du vent	(m/s)
V'₀	: Vitesse à la hauteur de référence au-dessus du sol	(m/s)
V_{maximale}	: Vitesse maximale du vent	(m/s)
V''	: Distance la plus éloignée de l'axe neutre	(mm)
V'	: Facteur de rotation	
W_t	: Module de résistance de torsion ou module de torsion	(mm ³)
W_z	: Module de résistance de flexion ou module de flexion	(mm ³)
W	: Vitesse relative	(m/s)
x_G	: Coordonnée en abscisse du centre de gravité de l'empennage	
x_{Gi}	: Distance du centre de gravité de chaque élément de surface formant le gouvernail par rapport à l'axe y	(mm)
X'	: Facteur radial	
y_G	: Coordonnée en ordonnée du centre de gravité de l'empennage	
y_{Gi}	: Distance du centre de gravité de chaque élément de surface formant le gouvernail par rapport à l'axe x	(mm)
Y'	: Facteur axial	

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE 1

Figure 1-1 : Conversion de l'énergie cinétique du vent

Figure 1-2 : Composants d'un aérogénérateur

Figure 1-3 : Effet du vent sur un corps creux

Figure 1-4 : Principe de l'incidence variable

Figure 1-5 : Rotor type « Savonius »

Figure 1-6 : Rotors de type « Darrieus »

Figure 1-7 : Eolien multipale

Figure 1-8 : Eoliens « amont » et « aval »

CHAPITRE 2

Figure 2-1 : Vue de dessus d'un alternateur discoïde

Figure 2-2 : Stator

Figure 2-3 : Rotor

Figure 2-4 : Eolienne à axe horizontale a alternateur discoïde

Figure 2-5 : Schéma explicatif d'un engrenage

Figure 2-6 : Terminologie d'une roue dentée

Figure 2-7 : Engrenage à axe parallèle

Figure 2-8 : Engrenage conique ou à axe concourante

Figure 2-9 : Engrenage à axe non concourante

Figure 2-10 : Différentes composantes dans un aérogénérateur à axe horizontale de grande puissance

CHAPITRE 3

<u>Figure 3-1</u>	: Tube de courant d'air
<u>Figure 3-2</u>	: Classement des types d'éolienne
<u>Figure 3-3</u>	: Diamètre pales
<u>Figure 3-4</u>	: Profil pales
<u>Figure 3-5</u>	: Différente section d'une pale
<u>Figure 3-6</u>	: Pale terminer
<u>Figure 3-7</u>	: Répartition de la vitesse du vent
<u>Figure 3-8</u>	: Effort élémentaire mécanique sur un élément de pale
<u>Figure 3-9</u>	: Moyeu de roue d'un OPEL VECTRA
<u>Figure 3-10</u>	: Pales munis d'un engrenage extérieur
<u>Figure 3-11</u>	: engrenage extérieure
<u>Figure 3-12</u>	: Le carter du multiplicateur
<u>Figure 3-13</u>	: Liaison par clavetage
<u>Figure 3-14</u>	: Schéma arbre de transmission
<u>Figure 3-15</u>	: Représentation des forces exercent sur l'arbre de transmission
<u>Figure 3-16</u>	: Diagramme du moment fléchissant
<u>Figure 3-17</u>	: Constitution d'un roulement
<u>Figure 3-18</u>	: Angle de rotulage
<u>Figure 3-19</u>	: Typologie des roulements
<u>Figure 3-20</u>	: Roulement à contact oblique montage en X
<u>Figure 3-21</u>	: Roulement à contact oblique montage en O
<u>Figure 3-22</u>	: Caractéristique du roulement à rouleaux conique
<u>Figure 3-23</u>	: Ecartement de l'axe de l'arbre de transmission
<u>Figure 3-24</u>	: Pattes de support du stator
<u>Figure 3-25</u>	: Palier avec le roulement
<u>Figure 3-26</u>	: Force agissant sur l'un des tiges filetés
<u>Figure 3-27</u>	: Diagramme du moment fléchissant
<u>Figure 3-28</u>	: Figure fixation moyeu sur le mât.
<u>Figure 3-29</u>	: Forces agissant sur la fixation moyeu au mât.
<u>Figure 3-30</u>	: diagramme moment fléchissant

CHAPITRE 4

Figure 4-1 : Représentation schématique du système

Figure 4-2 : Différents types de coudage

Figure 4-3 : Empennage

Figure 4-4 : Position du centre de gravité du gouvernail

Figure 4-5 : Organigramme

Figure 4-6 : Fenêtre de dimensionnement de la multiplicateur

Figure 4-7 : Fenêtre de définition du roue

Figure 4-8 : Fenêtre de définition de pignon

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE 3

<u>Tableau 1</u>	: Valeur du diamètre du rotor
<u>Tableau 2</u>	: Valeurs de la largeur de la pale à chaque section
<u>Tableau 3</u>	: Comparaison des trois principaux matériaux
<u>Tableau 4</u>	: Caractéristiques mécaniques des bois
<u>Tableau 5</u>	: Contraintes maximales sur les bois
<u>Tableau 6</u>	: Les données pour avoir les caractéristiques du multiplicateur
<u>Tableau 7</u>	: Les résultats communs du roue et le pignon
<u>Tableau 8</u>	: Les diamètres caractéristiques du roue et le pignon
<u>Tableau 9</u>	: Valeur caractéristique du clavette entre roue et arbre du moyeu
<u>Tableau 10</u>	: Valeur du moment fléchissant maximal
<u>Tableau 11</u>	: Valeur du diamètre de l'arbre de transmission
<u>Tableau 12</u>	: Valeur des caractéristiques du roulement à rouleau conique
<u>Tableau 13</u>	: Valeur de l'écartement de l'arbre par rapport l'axe de giration
<u>Tableau 14</u>	: Valeur du moment fléchissant maximal
<u>Tableau 15</u>	: Dimension tige fileté
<u>Tableau 16</u>	: Valeur du moment fléchissant maximal
<u>Tableau 17</u>	: Valeur coté « r » du tube carré plein

CHAPITRE 4

<u>Tableau 18</u>	: Valeur du diamètre intérieur de l'axe pivot
<u>Tableau 19</u>	: Valeurs des autres efforts
<u>Tableau 20</u>	: Valeurs du diamètre du câble
<u>Tableau 21</u>	: Valeurs du diamètre de la vis de scellement et la profondeur d'ancrage
<u>Tableau 22</u>	: Valeur de la surface de l'empennage
<u>Tableau 23</u>	: Valeurs des coordonnées du centre de gravité de l'empennage

SYMBOLES GRECS

α	: Angle de calage	(°)
α'	: Coefficient de rugosité du sol	
α''	: Angle entre T' et T_x	(°)
β	: Angle entre dR et dF_v	(°)
ΔE	: Variation de l'énergie cinétique par seconde de la masse d'air traversant l'éolienne	(J.s ⁻¹)
ε	: Angle entre dR_z et la portance dR	(°)
$\zeta_{\max}$	: Contrainte maximale de cisaillement	(daN/mm ²)
ζ_{adm}	: Contrainte admissible de cisaillement du matériau	(daN/mm ²)
ζ_{tmax}	: Contrainte maximale de torsion	(daN/mm ²)
ζ_{tadm}	: Contrainte admissible de torsion du matériau	(daN/mm ²)
η	: Rendement de l'alternateur discoïde	
η'	: Rendement de l'hélice	
η''	: Coefficient de fissuration	
λ_0	: Vitesse spécifique ou paramètre de rapidité	
μ_e	: Moment d'encastrement	(daN.mm)
μ_{tps}	: Couple de torsion dû à la portance sur le safran	(daN.mm)
μ_{tpv}	: Couple de torsion dû à la poussée du vent	(daN.mm)
μ_g	: Moment de giration	(daN.mm)
ν	: Viscosité dynamique de l'air	(m ² .s ⁻¹)
ρ	: Masse volumique de l'air dans les conditions C.N.T.P	(kg.m ⁻³)
σ_s	: Contrainte de service	(MPa)
$\sigma_{\max}$	: Contrainte maximale normale de flexion	(daN/mm ²)
σ_{adm}	: Contrainte admissible de flexion du matériau	(daN/mm ²)
Φ	: Diamètre de la vis de scellement	(mm)
Ω	: Vitesse angulaire de rotation de la pale du rotor	(rad/s)
Ω	: Vitesse angulaire correspondant à la vitesse maximale du vent	

INTRODUCTION

L'exploitation des énergies existants à Madagascar telles que l'énergie thermique et l'énergie hydraulique ne satisfait plus aux besoins énergétiques dans territoire de Madagascar ; surtout dans les milieux ruraux.

Or notre Pays dispose d'autres sources d'énergie à ne citer que les « énergies renouvelables » fournies par le soleil, le vent ,la géothermie , chutes d'eau, les marées ou encore la croissance des végétaux. Elle sont des énergies inépuisables ,n'engendrent pas ou peu de déchets et d'émission polluante. L'énergie du vent ou l'énergie éolienne figure parmi ces nouvelles énergies. D'après les estimations annuelles, l'énergie du vent est importante et varie entre 2,5 et 5.10^5 kWh. Les zones les plus favorables pour la production de cette énergie dans notre pays sont les côtes Nord – Est et Sud, où la vitesse moyenne du vent est de 7 m/s. Sur le hauts plateaux, elle vaut 2 m/s. **[15]**

Jusqu'à maintenant Madagascar est classé parmi les pays en voie de développement, de ce fait nous ne sommes pas vraiment des cibles potentielles pour les constructeurs des éoliennes, largement dominés par les constructeurs Européens.

D'où l'intérêt de redimensionner certains paramètres caractéristiques de l'éolien, dans le but de satisfaire les conditions réelles existant à Madagascar.

Mon mémoire concerne sur les petits éoliens qui sont habituellement définies comme une puissance réelle inférieure à 40 kW plus précisément un éolien à axe horizontal muni d'un alternateur discoïde de puissance utile 500 W, elles sont conçues pour équiper des habitations individuelles.

Des études ont déjà mené sur la conception et la réalisation de la partie mécanique d'un aérogénérateur classique 500 Watts à alternateur discoïde **[15]**, mais le but de ce travail est d'optimiser le gain reçu par ce type d'aérogénérateur en mettant un système de multiplicateur pour multiplier les vitesses du vent, nécessaire pour faire fonctionner ce type d'éolienne.

Ce qui fait l'objet principal de ce travail :

« AMELIORATION DU RENDEMENT D'UN AEROGENERATEUR A AXE
HORIZONTALE AVEC UN ALTERNATEUR DISCOÏDE 500 WATTS ».

Nous avons développé les études théoriques de la partie mécanique d'un aérogénérateur classique dans le but d'une production autonome d'électricité dans les différentes zones les plus reculées. L'originalité de l'étude réside sur une nouvelle approche concernant la conception et le dimensionnement des pignons pour le multiplicateur.

Cet ouvrage comprend donc quatre chapitres :

- Le premier présente les généralités sur l'éolien.
- Le second traite les généralités sur l'éolien à axe horizontal à alternateur discoïde.
- Le troisième présente les améliorations du rendement d'un éolien à axe horizontal a alternateur discoïde de puissance 500 Watts.

Le dernier chapitre est consacré aux Pivot, Mât, gouvernail, Haubans, la conception de la programmation sur les dimensionnements du multiplicateur.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR L'EOLIEN

I-1 HISTORIQUE [4], [13], [18]

L'énergie éolienne est la plus ancienne énergie employée par l'homme en dehors de son énergie musculaire. L'utilisation de la force du vent pour suppléer l'énergie humaine ou animal n'est pas nouvelle.

Déjà, les Perses utilisaient des éoliens à forme rudimentaires pour le broyage des grains ou l'irrigation des terres agricoles.

Les moulins à vent, construits entre le XV^{ème} et le XX^{ème} siècles, ont fait leur apparition, ayant élargi ainsi l'exploitation de cette ressource locale et naturelle à des nombreuses tâches : sciage du bois, fabrication du papier et de l'huile, meulage des différents matériaux.

L'ère des aérogénérateurs modernes remontait en 1802 à travers le couplage d'un générateur électrique à un moulin à vent inventé par le physicien et mathématicien Lord Kelvin. Mais les premières applications concluantes durent attendre un demi-siècle plus tard, lorsque Zénobe Gramme a inventé la dynamo. C'était en 1888 que le premier éolien relié à un système de stockage du courant a vu le jour et il a été réalisé par un chercheur américain Charles Brush. En 1891, le Danois Poul La cour découvrit que le nombre de pâles et leur forme avaient une très nette influence sur le rendement. Grâce à cette découverte majeure sur l'aérodynamisme et le perfectionnement des générateurs, les éoliennes montèrent sans cesse en puissance.

Ce n'est que depuis 10 ans que la technologie de l'éolienne a considérablement évolué. L'industrie, largement dominée par les constructeurs européens.

I-2 DESCRIPTIF ET QUALITES DE L'ENERGIE EOLIENNE [5]

a) Définition de l'énergie éolienne.

Un aérogénérateur, plus communément appelé éolienne, est un dispositif qui transforme une partie de l'énergie cinétique du vent (fluide en mouvement) en énergie mécanique disponible sur un arbre de transmission puis en énergie électrique par l'intermédiaire d'un générateur électrique.

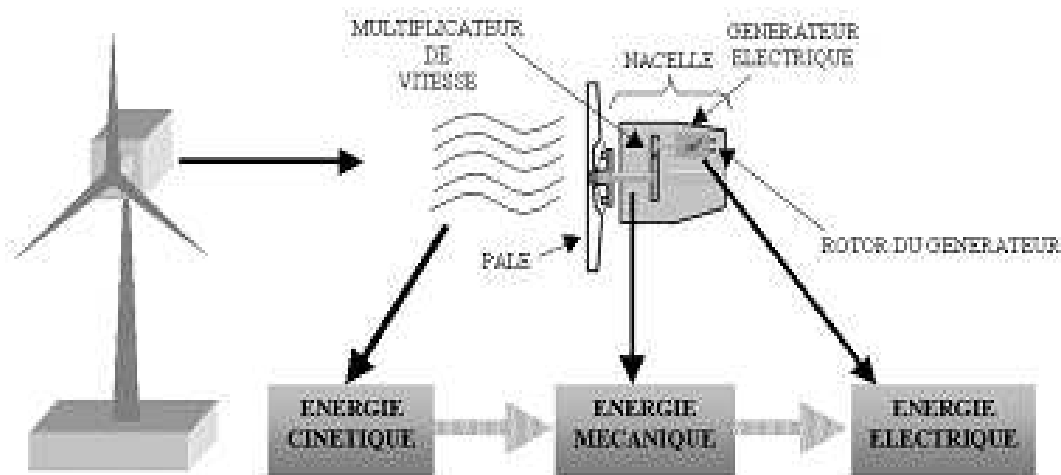


Figure 1-1 : Conversion de l'énergie cinétique du vent

L'énergie éolienne fait partie des énergies « renouvelables » non dégradées. De plus, son exploitation ne produit ni des gaz à effet de serre ni des déchets radioactifs. Elle est toutefois aléatoire dans le temps et son captage reste assez complexe, nécessitant des mâts et des pales de grandes dimensions (jusqu'à 60 m pour des éoliens de plusieurs mégawatts) dans des zones géographiquement dégagées pour éviter les phénomènes de turbulence.

Les matériaux nécessaires à la fabrication des différents éléments (nacelle mât, pales et multiplicateur notamment) utilisent des technologies avancées et sont par conséquent

onéreux. Pourtant l'éolien fait partie des nouveaux moyens de production d'électricité décentralisée proposant une alternative viable.

L'installation d'un éolien peut être réalisée sur terre mais également de plus en plus en mer (fermes éoliennes offshore) où la présence du vent est plus régulière. De plus, les éoliens sont ainsi moins visibles et occasionnellement moins de nuisances sonores. On distingue deux grands types d'éoliens :

Les éoliens à axe vertical : ce type d'éolien a fait l'objet de nombreuses recherches. Il présente l'avantage de ne pas nécessiter de système d'orientation des pales et de posséder une partie mécanique (multiplicateur et génératrice) au niveau du sol, facilitant ainsi les interventions de maintenance. En revanche, certaines de ces éoliens doivent être entraînées au démarrage et le mât, souvent très lourd, subit de fortes contraintes mécaniques poussant ainsi les constructeurs à abandonner pratiquement ces aérogénérateurs, sauf pour les très faibles puissances au profit d'éoliens à axe horizontal.

Les éoliens à axe horizontal sont largement employés, même s'ils nécessitent très souvent un mécanisme d'orientation des pales, ils présentent un rendement aérodynamique plus élevé, démarrent de façon autonome et présentent un faible encombrement au niveau du sol.

Outre l'aspect visuel des éoliens, leur impact sur l'environnement est réduit. Un éolien ne couvre qu'un pourcentage très réduit de la surface totale du site sur laquelle il est implanté, permettant alors à la plupart des sites de conserver leurs activités industrielles et agricoles. Leurs nuisances sonores sont de plus relativement faibles. Dans la plupart des cas, le bruit du vent est supérieur à celui engendré par l'éolien. Les éoliens à axe horizontal sont divisés en trois catégories selon leur puissance nominale :

- Eoliens de petite puissance : inférieure à 40 kW
- Eoliens de moyenne puissance : de 40 à quelques centaines de kW
- Eoliens de forte puissance : supérieure à 1 MW.

b) Principaux composants d'une éolienne.

Il existe plusieurs configurations possibles d'aérogénérateur qui peuvent avoir des différences importantes. Néanmoins, un éolien « classique » est généralement constitué de trois éléments principaux :

- Le mât, généralement un tube d'acier ou éventuellement un treillis métallique, doit être le plus haut possible pour éviter les perturbations près du sol. Toutefois, la quantité de matière mise en œuvre représente un coût non négligeable et le poids doit être limité. Un compromis consiste généralement à prendre un mât de taille très légèrement supérieure au diamètre du rotor de l'aérogénérateur.
- La nacelle regroupe tous les éléments mécaniques permettant de coupler le rotor éolien au générateur électrique : arbre s lent et rapide, roulements, multiplicateur. Le frein à disque, différent du frein aérodynamique, permet d'arrêter le système en cas de surcharge. Le générateur est généralement une machine synchrone ou asynchrone et les systèmes hydrauliques ou électriques d'orientation des pales (frein aérodynamique) et de la nacelle (nécessaire pour garder la surface balayée par l'aérogénérateur perpendiculaire à la direction du vent). A cela viennent s'ajouter le système de refroidissement par air ou par eau, un anémomètre et le système électrique de gestion de l'éolienne.
- Le rotor est formé par les pales assemblées dans leur moyeu. Pour les éoliennes destinées à la production d'électricité, le nombre de pales varie classiquement de 1 et 3, le rotor tripale (concept danois) étant de loin le plus répandu car il représente un bon compromis entre le coût, le comportement vibratoire, la pollution visuelle et le bruit.

Les rotors à vitesse fixe sont souvent munis d'un système d'orientation de la pale permettant à la génératrice (généralement une machine asynchrone à cage d'écureuil) de fonctionner au voisinage du synchronisme et d'être connectée directement au réseau sans dispositif d'électronique de puissance. Ce système allie ainsi la simplicité et le faible coût.

Les rotors à vitesse variable sont souvent moins coûteux car le dispositif d'orientation des pales est simplifié. Toutefois, une interface d'électronique de puissance entre le générateur et le réseau ou la charge est nécessaire. Les pales se caractérisent principalement par leur géométrie; actuellement, les matériaux composites tels la fibre de verre et plus récemment la fibre de carbone sont très utilisés car ils allient légèreté et bonne résistance mécanique.

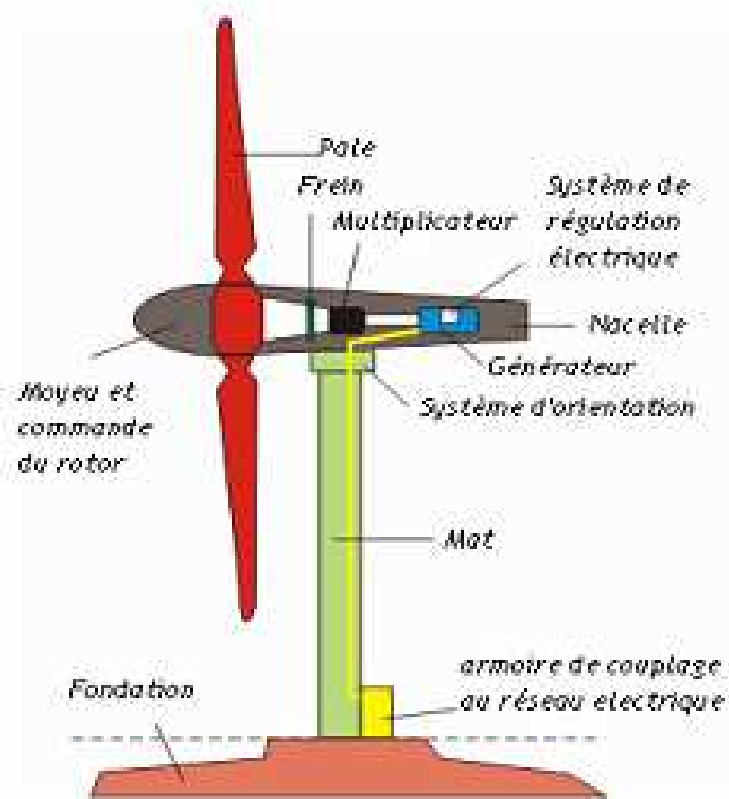


Figure 1-2 : Composants d'un aérogénérateur

I-3 DIFFERENTS TYPES D'EOLIENS [4],[5],[13], [14],[17],[18]

On peut aisément classer les éoliens en deux grandes familles : celle à axe vertical et celle à axe horizontal.

I-3-1 Eolien à axe vertical

Les éoliens à axe vertical ont été les premiers structure développées pour produire de l'électricité paradoxalement en contradiction avec le traditionnel moulin à vent à axe horizontal. Il possèdent l'avantage d'avoir les organes de commande et le générateur au niveau du sol donc facilement accessibles. De nombreuses variantes ont été testées depuis les années vingt, dont beaucoup sans succès, mais deux structures sont parvenues au stade de l'industrialisation.

I-3-1-1 Principe de fonctionnement

Deux principes différents sont utilisés pour ce type de machine, à savoir la traînée différentielle et la variation cyclique d'incidence.

a)- Traînée différentielle

Le principe de mise en mouvement de ce type de machine est identique à celui d'un anémomètre : les efforts exercés par le vent sur chacune des faces d'un corps creux sont d'intensité différente. Il en résulte donc un couple moteur, que l'on peut utiliser pour entraîner un générateur électrique ou un autre dispositif mécanique tel qu'une pompe.

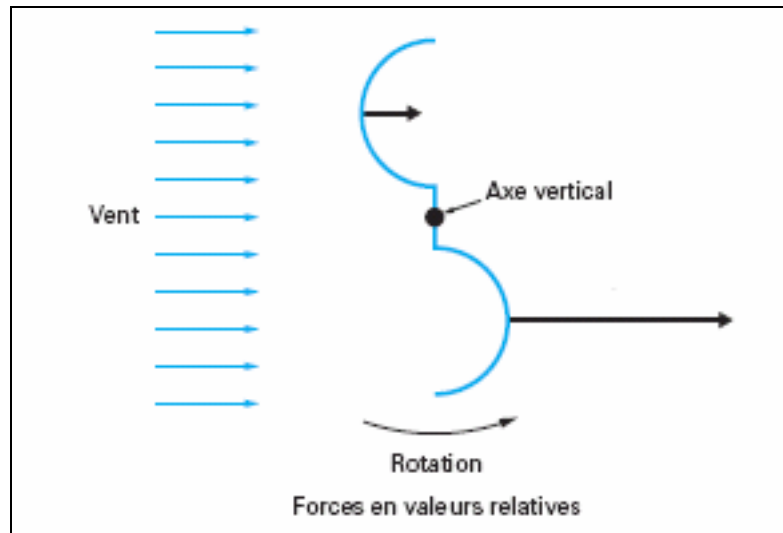
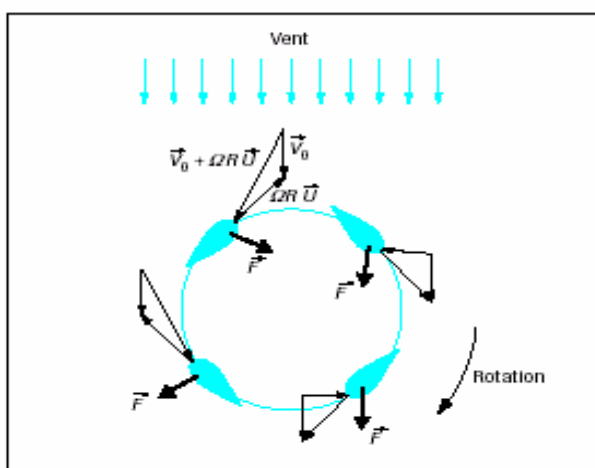


Figure 1-3 : Effet du vent sur un corps creux

b)- Variation cyclique d'incidence

Le fonctionnement est ici basé sur le fait qu'un profil placé dans un écoulement d'air selon différents angles est soumis à des forces d'intensité et de direction variables. La combinaison de ces forces génère alors un couple moteur. En fait, les différents angles auxquels sont soumis les profils, proviennent de la combinaison de la vitesse propre de déplacement du profil (en rotation autour de l'axe vertical) et de vitesse du vent.



$\vec{V}_0$: Vitesse axiale du vent

$\vec{U}$: Vecteur unitaire tangent à la pale

Ω : Vitesse angulaire de rotation des pales

R : Rayon de la pale

Figure 1-4 : Principe de l'incidence variable

I-3-1-2 Différents types d'éolien à axe vertical

Selon le principe de fonctionnement d'un aérogénérateur à axe vertical, on peut dire qu'il existe deux différents types l'éolien à axe vertical. Il y a ceux qui utilisent le principe de traînée différentielle et le principe de variation cyclique d'incidence.

L'illustration la plus courante du type d'éolien qui utilise le principe de traînée différentielle est le **rotor de Savonius**. (Voir figure 1-5)

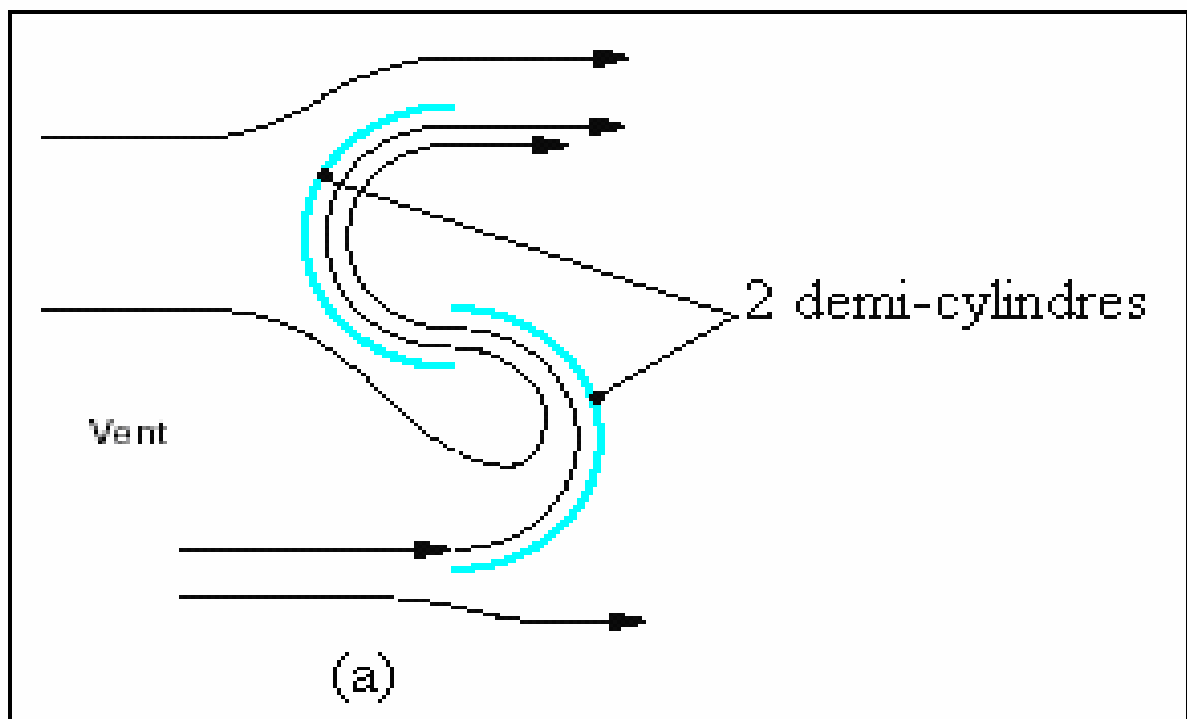


Figure 1-5 : Rotor type « Savonius »

Celle qui applique le principe des variations cycliques d'incidence est le **rotor de Darrieus**

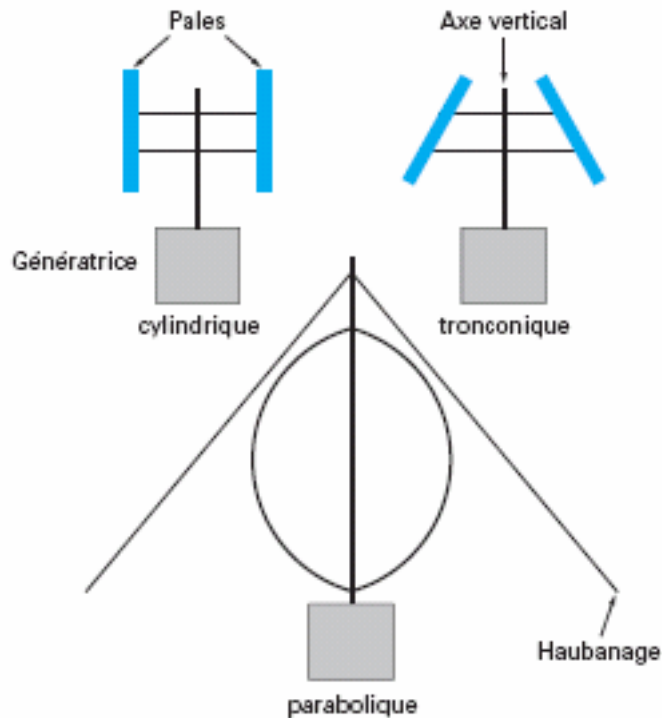


Figure 1-6 : Rotors de type « Darrieus »

I-3-2 Eolien à axe horizontal [5]

Les éoliens à axe horizontal sont basés sur la technologie ancestrale des moulins à vent. Ils sont constitués de plusieurs pales profilées aérodynamique à la manière des ailes d'avion. Dans ce cas, la portance n'est pas utilisée pour maintenir un avion en vol mais pour générer un couple moteur entraînant la rotation. Le nombre de pales utilisé pour la production d'électricité varie classiquement entre 1 et 3, le rotor tripale étant le plus utilisé car il constitue un compromis entre le coefficient de puissance, le coût et la vitesse de rotation du capteur éolien. Ce type d'éolien a pris le dessus sur celles à axe vertical car elles représentent un coût moins important, elles sont moins exposées aux contraintes mécaniques et la position du récepteur à plusieurs dizaines de mètres du sol privilégie l'efficacité. Notons cependant que certains travaux défendent la viabilité du rotor vertical en réalisant des études multicritères

I-3-2-1 Principe de fonctionnement

L'axe de rotation ou l'axe de transmission est placé horizontalement par rapport au sol. Le vent fait tourner donc les pales dans sa direction, c'est le type d'éolien le plus répandu à cause de ses avantages tels que le bon rendement théorique et le développement des puissances élevées pouvant atteindre plusieurs mégawatts.

I-3-2-2 Différents types d'éoliens à axe horizontal

On distingue deux catégories d'éolien à axe horizontal selon le paramètre de rapidité ou la vitesse spécifique λ_0 qui est le rapport de la vitesse de l'hélice au bout des pales par la vitesse du vent.

a) - Eoliens lents : pour $\lambda_0 < 3$

Le nombre de pales varie de 12 à 24 et les pales couvrent toute la surface de la roue ou presque la totalité.

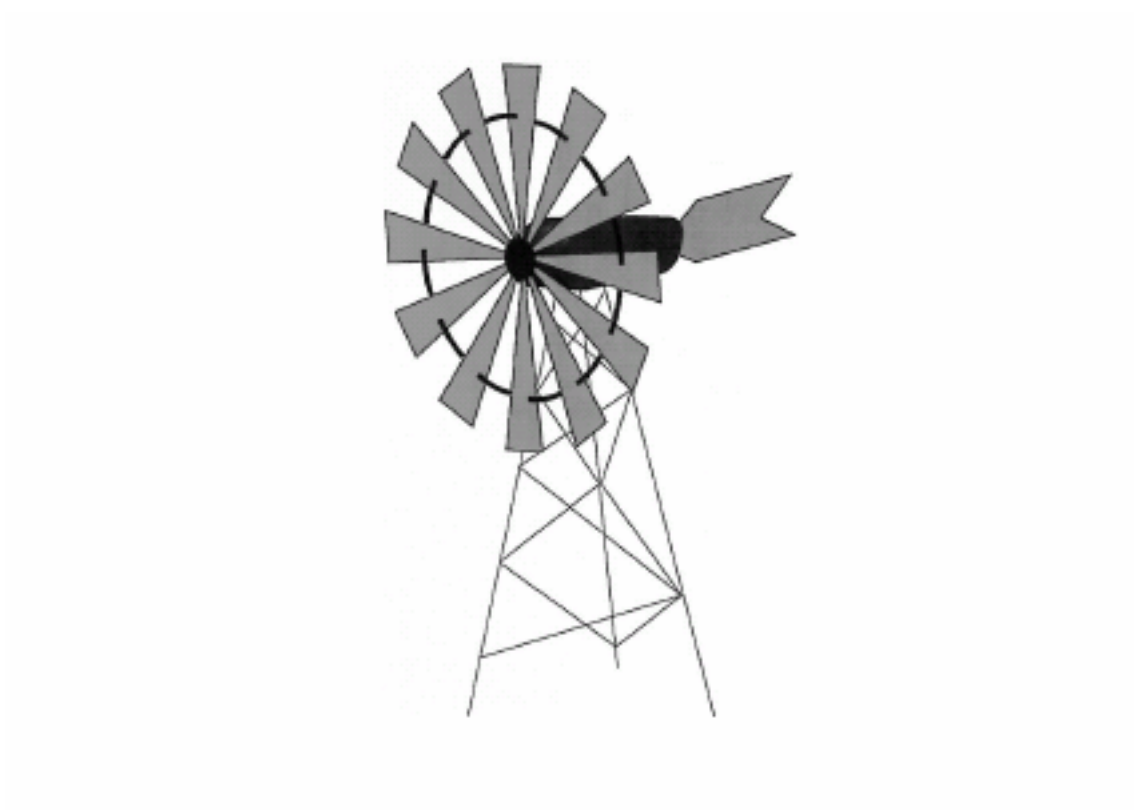


Figure 1-7 : Eolien multipale

b) - Eoliens rapides : pour $\lambda_0 > 3$

Ces machines présentent généralement un nombre de pales compris entre 2 à 4 et peuvent développer des puissances élevées pouvant atteindre plusieurs Mégawatts. Il est à noter aussi qu'il y a deux types de configuration qui peuvent être rencontrés :

- Les éoliens dits « **amont** » sur lesquels les hélices sont en amont par rapport au vent (hélices au vent) ou les pales sont situées du côté de la tour, exposé au vent.
- Les éoliennes dits « **aval** » qui captent le vent de dos ou les hélices sont en aval par rapport au vent (hélices sous le vent).

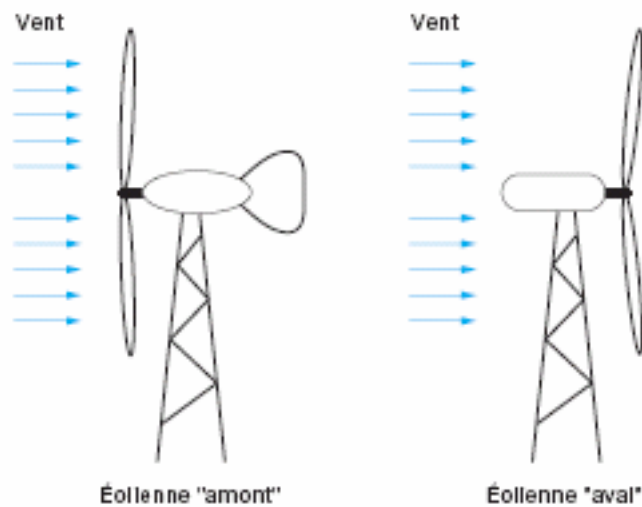


Figure 1-8 : Eoliens « amont » et « aval »

I-4 Critères d'implantation

- Il est nécessaire de s'assurer dans un premier temps que le terrain se situe dans la zone d'influence du vent dominant. Un éolien ne fonctionne qu'à partir d'une vitesse de vent allant de 5 m/s jusqu'à 25 m/s. Sa capacité de production est maximale lorsque le vent est de l'ordre de 15 m/s.
- Il faut également qu'il y ait le moins d'obstacles possible à la propagation du vent (arbres, bâtiments, ...). La rugosité du site doit être minimale (pas de buissons, pas d'arbrisseaux, pas de roches ...). On peut compenser une rugosité élevée par une dimension de mât importante.

I-5 Réalisation de la carte des vitesses de vent à Madagascar

A partir des données reçues au ministère de la météorologie, on peut dire que la vitesse moyen du vent dans les Hauts Plateaux de Madagascar est inférieure à 3m/s; seul l'extrême Nord et l'extrême Sud de Madagascar ont une valeur qui satisfait la vitesse d'enclenchement d'un éolien une vitesse supérieure à 5 m/s.

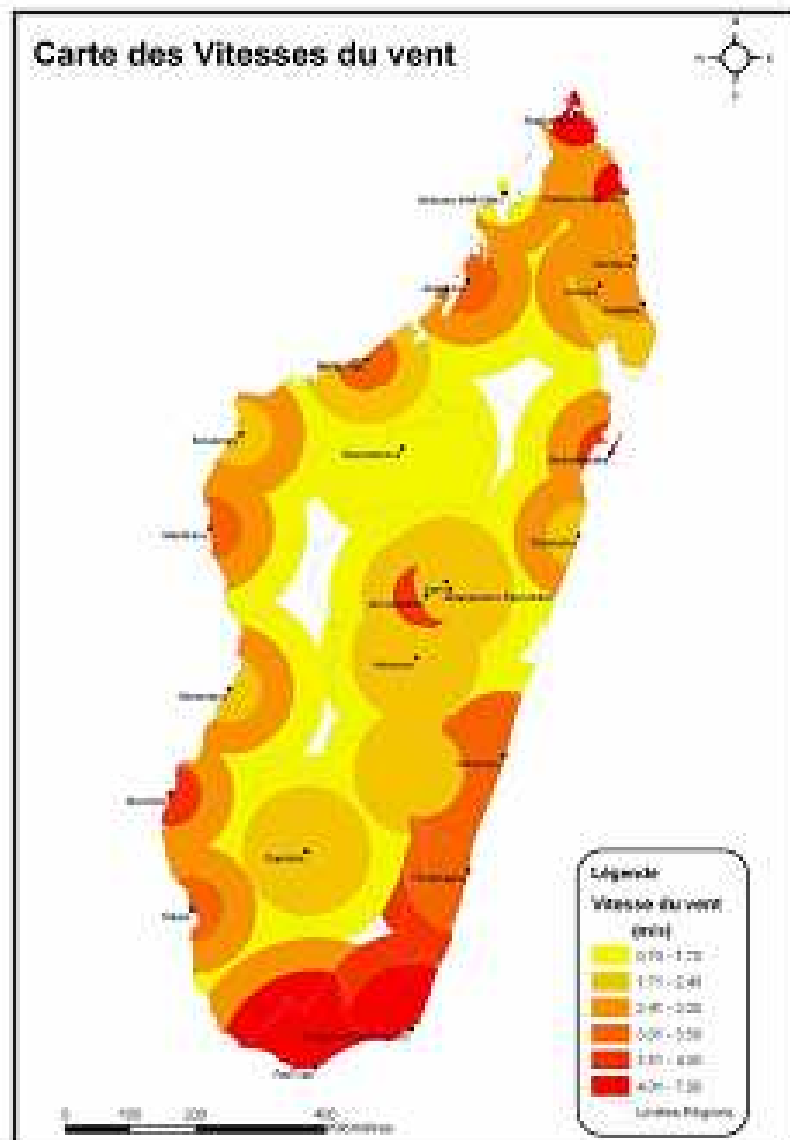


Figure 1-9 : Carte des vitesses du vent

CHAPITRE II GENERALITES SUR L'EOLIEN A AXE HORIZONTAL A ALTERNATEUR DISCOÏDE ET L'ENGRENAGE

II-1 Généralité sur l'alternateur discoïde [18]

L'alternateur à disque a été inventé par Forbes dans les années 80. Dans le modèle classique le rotor tourne à l'intérieur du stator, mais pour l'alternateur discoïde, le rotor se déplace face au stator.

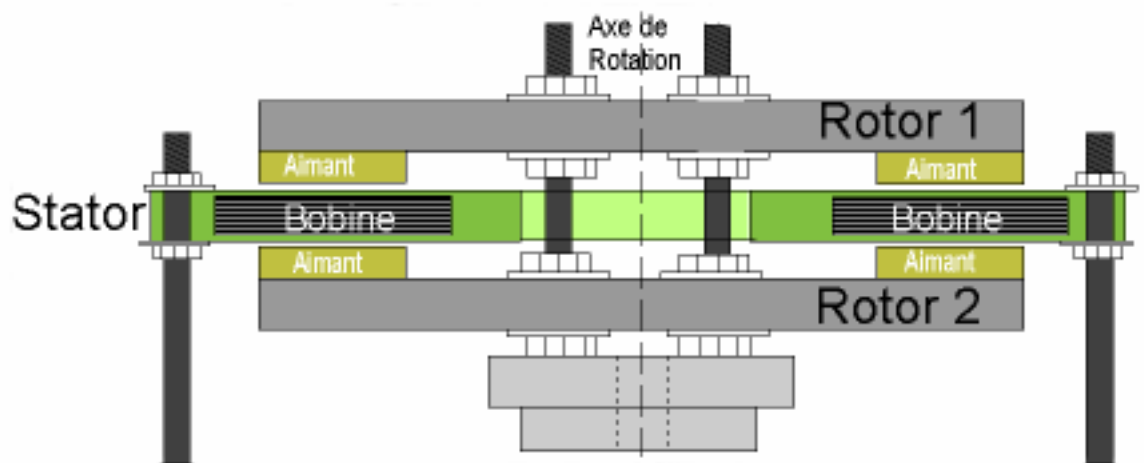


Figure 2-1 : Vue de dessus d'un alternateur discoïde

Le stator fixe est pris en sandwich entre les rotors qui tournent sur eux-mêmes par rapport au stator.

A cause de la rotation des rotors les aimants face à face et de polarité inverse (sud, nord) produisent un champ magnétique intense, en induisant une tension alternative dans les bobines.

Le stator rigide est en résine de polyester, ce qui permet de maintenir les bobines à leur emplacement. La découpe au centre du stator est faite pour le passage des tiges filetées de fixation du ou des rotors d'aimants et du rotor de pales.

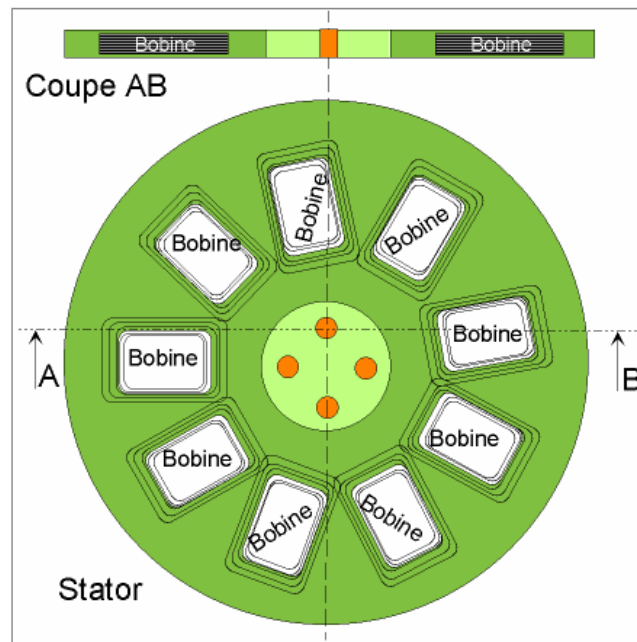


Figure 2-2 : Stator

Un rotor est constitué d'un disque en métal de 10 mm d'épaisseur sur lequel on dispose sur le pourtour 12 aimants .

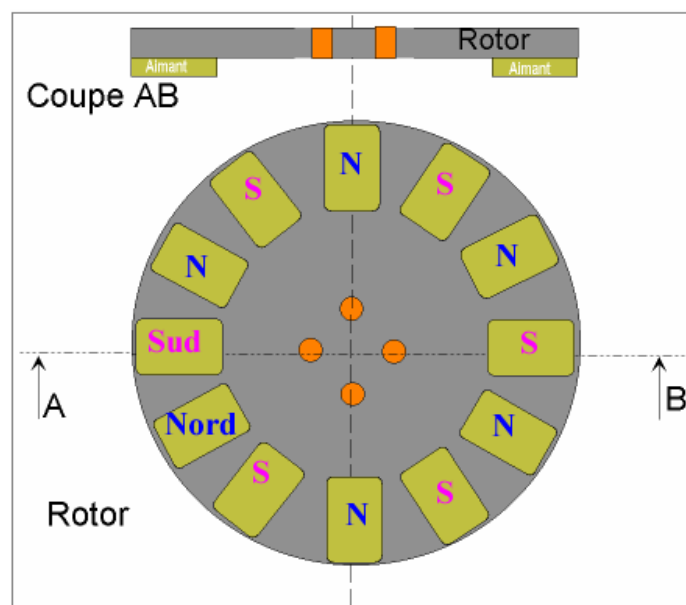


Figure 2-3 : Rotor

II-2 Eoliennes à axe horizontal à alternateur discoïde

Ce type d'éolien est parmi les aérogénérateurs de petite puissance (puissance inférieure à 40 kW). L'originalité de ce système est que l'alternateur discoïde est fixé directement à l'arbre principal des pales (voir figure 2-2). Dès que le vent entraîne les pales en faisant un mouvement de rotation , le nombre de tours effectués par l'arbre principal du rotor est même que le celui de l'alternateur discoïde.



Figure 2-4 : Eolien à axe horizontal à alternateur discoïde

II-3 Généralités sur les engrenages [1],[2]

Un engrenage est un mécanisme élémentaire composé de deux roues dentées mobiles autour d'un axe de position relative invariable servant :

- Soit à la transmission du mouvement de rotation.
- Soit à la propulsion d'un fluide (on parle alors de pompe à engrenages).

Dans le cas de la transmission de mouvement, les deux roues dentées sont en contact l'une avec l'autre et se transmettent de la puissance par obstacle.

- Engrenage : ensemble de deux « roues dentées »
- Pignon : la plus petite des deux roues dentées
- Roue : la plus grande des deux roues dentées

Quand plus de deux roues dentées sont présentes, on parle de train d'engrenages.

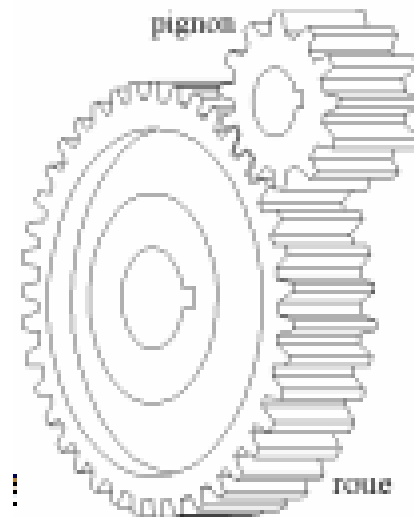


Figure 2-5 : Schéma explicatif engrenage

II-3-1 Les caractéristiques géométriques de la roue

Cylindre primitif de fonctionnement

C'est un cylindre décrit par l'axe instantané de rotation du mouvement relatif de la roue conjugué par rapport à la roue considérée. La section droite du cylindre primitif est le **cercle primitif de diamètre d** .

Cylindre de tête

C'est un cylindre passant par le sommets des dents. Sa section droite est le **cercle de tête de diamètre d_a** .

Cylindre de pied

C'est un cylindre passant par le fond de chaque entre-dent. Sa section droite est le **cercle de pied de diamètre d_f** .

Largeur de denture

Largeur de denture noté par « b » de la partie dentée d'une roue, est mesurée suivant une génératrice du cylindre primitif.

Flanc

Le flanc est une portion de la surface d'une dent comprise entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.

Profil

Le profil est une section d'un flanc par un plan normal à l'axe, en mécanique générale on n'utilise pratiquement que le profil en développante de cercle.

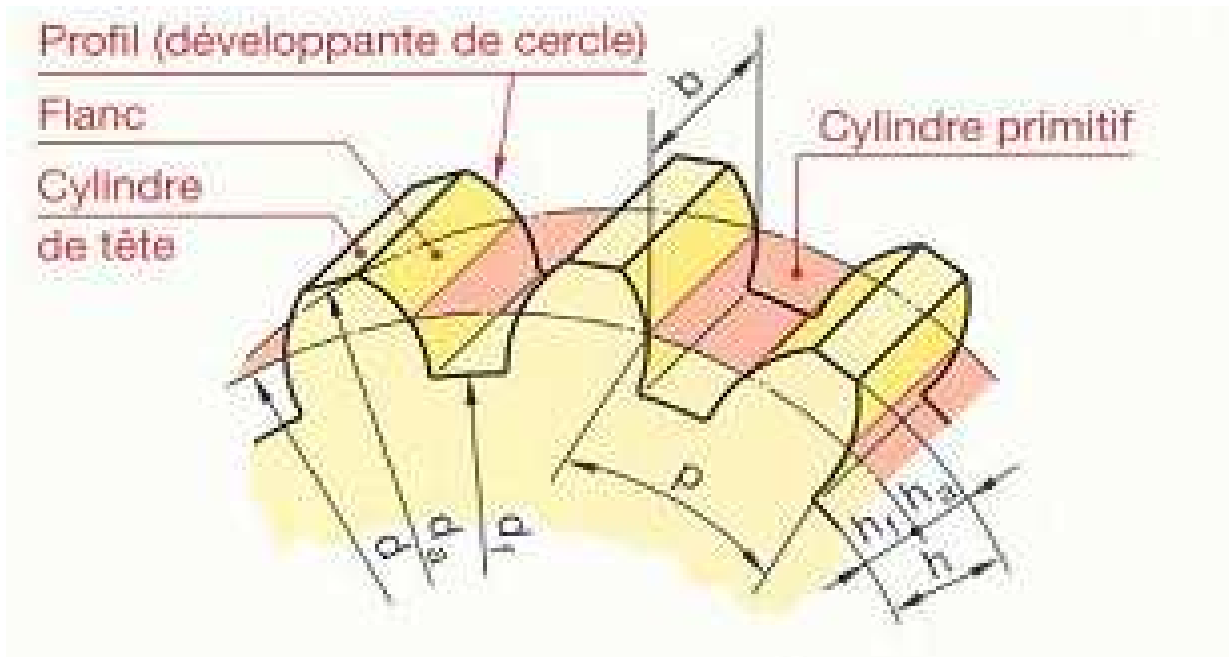


Figure 2-6 : Terminologie d'une roue dentée

II-3-2 Différents types de denture et d'engrenage

Le profil le plus répandu, en mécanique générale, est le profil en développante de cercle. Deux types de dentures sont distinguées : les dentures droites et les dentures hélicoïdales.

De même, il existe plusieurs types d'engrenage : les engrenages à axes parallèles, à axes concourants, à axes non concourants dont font partie les engrenages à roue et vis sans fin et les engrenages à pignon et crémaillère.

Le plus vieux mécanisme à engrenage connu est la machine d'Anticythère. [2]

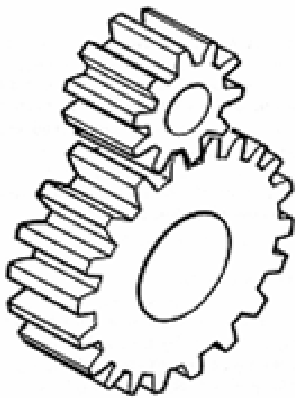
II-3-2-1 Les engrenages à axes parallèles

Pour les engrenages à axes parallèles, dont la génératrice forme de dents est une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant et il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale. En effet, il s'agit du système qui permet de transmettre le maximum d'effort. Néanmoins, son principal défaut est d'être bruyant.

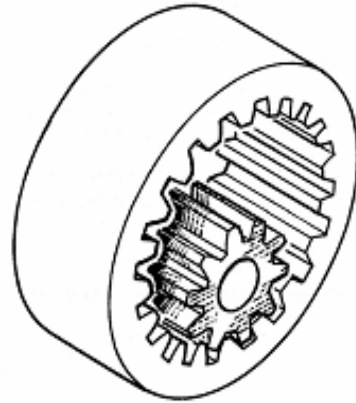
Il existe deux types d'engrenage à axes parallèles :

- Engrenage extérieur
- Engrenage intérieur

Pour les engrenages extérieurs les deux roues tournent en sens contraires alors que pour les engrenages intérieurs, elles tournent dans le même sens.



Engrenage extérieur



Engrenage intérieur

Figure 2-7 : Engrenages à axe parallèle (les axes de rotation sont parallèles)

II-3-2-2 Les engrenages à axes concourants

Un engrenage à axes concourants est un engrenage dont les axes de rotation des pignons sont perpendiculaires et se trouvent dans deux plans différents. Ce type d'engrenage est largement utilisé dans le secteur automobile pour les organes de transmission à cause de sa réversibilité.



Figure 2-8 : Engrenage conique ou à axes concourants

II-3-2-3 Engrenages à axes non concourants

Un engrenage à vis ou à axes non concourants est un engrenage gauche constitué d'une vis sans fin et d'une roue à vis conjuguée, appelé « roue et vis sans fin ». Le profil de la vis est en général trapézoïdal.

Dans de nombreux cas, ce dispositif est irréversible, ce qui signifie que si la vis peut entraîner la roue, la roue ne peut pas entraîner celle-ci, en raison des frottements et de l'angle de l'hélice de la vis.

Cet aspect est intéressant notamment pour la commande d'un treuil qui ne peut pas se dérouler tout seul. Son rôle de réducteur de vitesse est aussi très intéressant, car il permet un rapport de rotation très élevé avec seulement deux éléments et ceci dans un espace réduit.

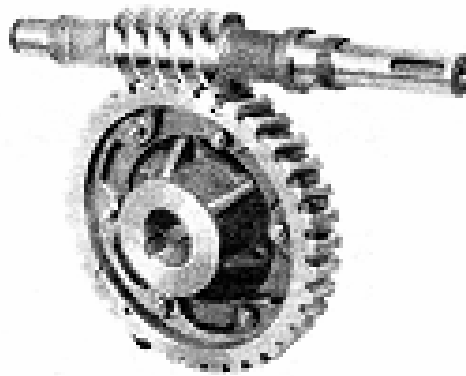


Figure 2-9 : Engrenages à axe non concourants

II-4 Système d'engrenage habituel dans un aérogénérateur à axe horizontal [18]

Normalement, un aérogénérateur de faible puissance ne comporte pas de multiplicateur, contrairement à celui de grande puissance.

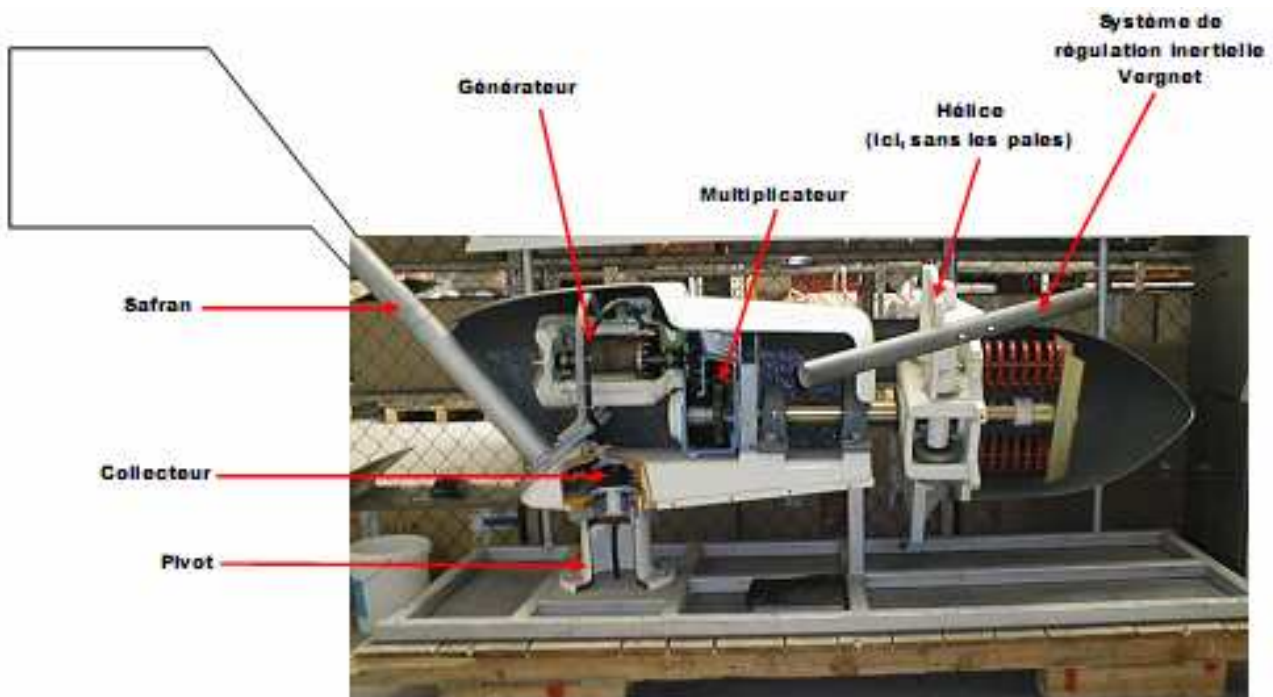


Figure 2-10 : Différentes composantes dans un aérogénérateur à axe horizontal

Jusqu'à maintenant, le coût des énergies renouvelables est très élevé par rapport à celui de l'énergie fossile ou de l'énergie thermique ; à cause du pouvoir d'achats des Malgaches, on doit cibler en majorité les populations des hauts plateaux.

Or la vitesse du vent existant en ces lieux est largement inférieure à la vitesse d'enclenchement d'un éolien et les zones qui ont une ressource potentielle éolien se trouvent parfois dans des zones enclavées.

D'où l'utilisation d'un système de multiplicateur pour ce type l'éolien à axe horizontal à alternateur discoïde se situe parmi les solutions, du fait de la vitesse des vents existants dans la plupart du territoire Malagasy est très faible.

Mais en mettant des traînes de multiplicateur à ce type d'aérogénérateur requiert beaucoup d'étude bien approfondies, car la vitesse de vent radial est très négligeable. Seule la vitesse du vent normal qui est inférieure au vitesse d'enclenchement, est l'unique paramètre à exploiter.

II-5 Type des éoliens à Madagascar [9]

En ce jour le recours à l'énergie renouvelable telle que l'énergie issue du vent est de mise à Madagascar. Comme le cas des villages à éoliens du nord de Madagascar plus précisément dans le fokontany d'Ivovona. Grâce à la coopération entre l'ambassade de la Confédération helvétique, l'association suisse Mad'éole Madagascar dirigée par Stefan Frey et Vazimba Produktion, des villages « écologiques » commencent à naître dans le nord de la grande île. Le 6 Novembre 2008, les travaux d'installation de l'électrification du fokotany d'Ivovona (1 055 habitants) ont démarré officiellement. Le village est situé à 25 Km de la commune urbaine d'Antsiranana, plus exactement dans la commune rurale de Ramena.

Le village d'Ivovona va être équipé de deux éoliens de 10 kW de marque Alizé de Fortis et d'un éolien de 5 kW de marque Eagle / STI, fusionnés en système hybride avec 2 kW photovoltaïque de panneaux solaires toujours de marque Eagle / STI.

CHAPITRE III AMELIORATION DU RENDEMENT D'UN EOLIEN À AXE HORIZONTAL A ALTERNATEUR DISCOÏDE DE PUISSANCE 500 Watts

A- Pales

A- 1 Théorie générale des hélices d'un aérogénérateur à axe horizontal [3],[7]

Parmi les diverses théories, celle de Betz est essentiellement appliquée aux machines à axe horizontal.

La théorie consiste à supposer que le moment éolien est placé dans un vent dont à l'infini amont est V_0 et celle à l'infini aval V_2 .

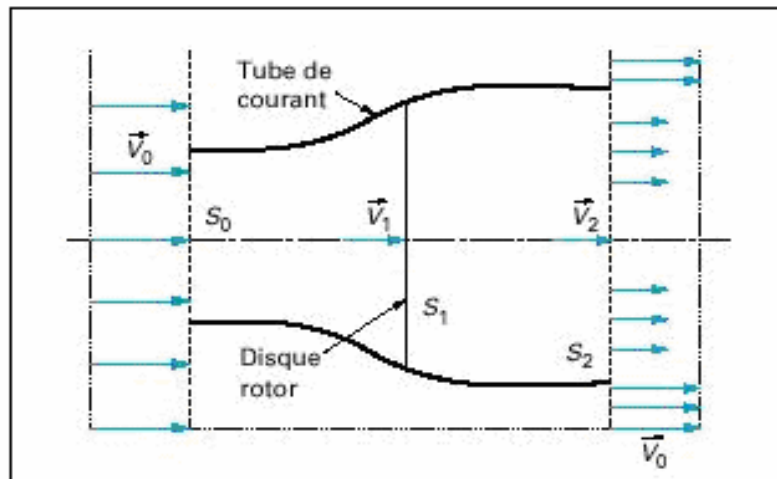


Figure 3-1 : Tube de courant d'air

$\vec{V}_0$: Vitesse axiale initiale du vent

S_0 : Surface à l'entrée du tube de courant

$\vec{V}_1$: Vitesse du vent dans le plan du rotor

S_1 : surface du rotor

$\vec{V}_2$: Vitesse du vent à l'aval du rotor

S_2 : Surface à l'aval du rotor

La production d'énergie ne pouvant se faire qu'au préjudice de l'énergie cinétique, la vitesse $\vec{V}_2$ est inférieure à $\vec{V}_0$. Il en résulte que la veine fluide traverse le moment éolien en s'élargissant.

L'air traverse l'hélice ou l'aéromoteur à la vitesse V_1 . S_0 et S_2 sont respectivement les sections en amont et en aval de la veine et S_1 la surface balayée par l'hélice.

Du fait de l'incompressibilité de l'air et de la permanence de l'écoulement, on a la relation suivante ou **l'équation de conservation du débit** :

$$S_0 V_0 = S_1 V_1 = S_2 V_2 = Q \quad (\text{III} - 1)$$

D'après le théorème d'Euler, l'expression en valeur absolue de la force $\mathbf{F}''$ exercée par l'aéromoteur sur l'air en mouvement qui est dirigée vers l'avant est la suivante :

$$F'' = \rho Q (V_0 - V_2) = \rho S_1 V_1 (V_0 - V_2) \quad (\text{III} - 2)$$

Et la puissance absorbée $\mathbf{P}$ par l'hélice dont le point d'application se déplace à la vitesse V_1 par rapport à la masse d'air en mouvement est :

$$P = F'' V_1 = \rho S_1 V_1^2 (V_0 - V_2) \quad (\text{III} - 3)$$

En supposant que la puissance absorbée par l'aéromoteur est égale à la variation de l'énergie cinétique ΔE par seconde de la masse d'air qui traverse l'éolienne, on a

$$\Delta E = \frac{1}{2} \rho S_1 V_1 (V_0^2 - V_2^2) = P = \rho S_1 V_1^2 (V_0 - V_2) \quad (\text{III} - 4)$$

La formule (I - 4) nous donne $V_1 = \frac{V_0 + V_2}{2}$.

L'expression de P correspondante est :

$$P = \rho S_1 \left(\frac{V_0 + V_2}{2} \right)^2 (V_0 - V_2) = \frac{1}{4} \rho S_1 (V_0^2 - V_2^2) (V_0 + V_2) \quad (\text{III} - 5)$$

En supposant que V_0 est constante en amont, on va étudier la variation de la puissance recueillie en fonction de la vitesse résiduelle V_2 en aval, conduisant à calculer $\frac{dP}{dV_2}$. On

obtient :

$$\frac{dP}{dV_2} = \frac{1}{4} \rho S_1 [V_0^2 - 2V_0 V_2 - 3V_2^2]$$

L'équation $\frac{dP}{dV_2} = 0$ admet deux racines distinctes, à savoir

$$V_2' = \frac{V_0}{3}$$

$$V_2'' = -V_0 \text{ (ceci n'a aucun sens physique)}$$

L'étude de la variation de la puissance en fonction de la vitesse en aval fournit une seule racine ayant un sens physique V_2' et correspondant au maximum de puissance

$$P_{\max} = \frac{8}{27} (\rho S_1 V_0^3) = \frac{16}{27} \left(\frac{1}{2} \rho S_1 V_0^3 \right) \quad (\text{III} - 6)$$

En prenant la valeur de la masse volumique de l'air $\rho = 1,225 \text{ kg.m}^{-3}$, on obtient la valeur de la puissance maximale :

$$P_{\max} = 0,3629 S_1 V_0^3 \quad (\text{III} - 7)$$

En définissant **le coefficient de puissance** :

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho S_1 V_0^3}, \text{ on aboutit à la limite de Betz.}$$

La limite maximale de l'énergie due à la masse d'air amont, susceptible d'être captée par l'éolienne est :

$$C_{p\max} = \frac{P_{\max}}{\frac{1}{2} \rho S_1 V_0^3} = \frac{16}{27} = 0,5925 . \text{ Soit } C_{p\max} = 59,25 \%.$$

C'est cette limite théorique appelée limite de Betz ,qui fixe la puissance maximale extractible pour une vitesse de vent donnée. Cette limite n'est en réalité jamais atteinte par la vitesse relative λ représentant le rapport entre la vitesse de l'extrémité des pales de l'éolien et la vitesse du vent.

Ce coefficient de puissance C_p permet de classer les différents types d'éolienne selon leur nature.

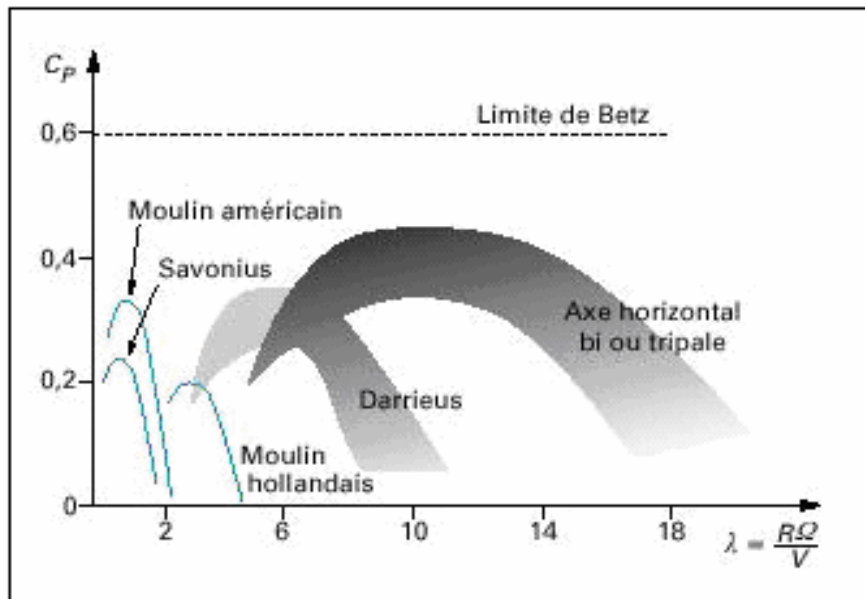


Figure 3-2 : Classement des types d'éolienne

Les meilleures machines à axe horizontal, bipale ou tripale, se situent à 60 - 65% de la limite de Betz. En réalité, on ne récupère globalement que 40% de l'énergie due au vent.

Cela constitue l'un des problèmes à résoudre pour améliorer les gains reçus par un éolien, en tenant compte des paramètres existant dans le pays, pour ne citer que la vitesse du vent largement insuffisante par rapport à la vitesse d'enclenchement de l'éolien. Pour remédier à ce problème, il faut penser au redimensionnement des pales et à l'équipement de l'éolien par un système de multiplicateur de la vitesse du vent.

A-2 Dimensionnement des pâles

Les pâles d'un éolien sont en réalité le véritable capteur d'énergie présent dans le vent.

La conception d'une pale doit faire appel à un compromis délicat entre le rendement aérodynamique, la légèreté, la résistance statique et la tenue en fatigue.

Ainsi le choix des profils, leur répartition en envergure, la forme en plan et le vrillage de la pale doivent être soigneusement étudiés.

A-2-1 Caractéristiques d'une hélice [4],[8],[14]

En général, une hélice est caractérisée par :

- Son axe : c'est l'axe de rotation de l'hélice
- Son diamètre : c'est le diamètre du cercle balayé par les pâles
- L'axe de la pale : c'est l'axe longitudinal autour duquel on peut faire varier l'angle d'inclinaison de la pale par rapport au plan de rotation de l'hélice
- Le profil de la pale : c'est la section engendrée par le cylindre d'axe. Ce profil varie avec la distance « r » qui le sépare de l'axe de rotation
- L'angle de calage d'un profil noté α : c'est l'angle que fait la corde du profil avec le plan de rotation de l'hélice
- Le pas d'une hélice : le pas d'une section ou d'un profil situé à une distance « r » de l'axe est égal à la distance correspondant à une avance fictive pour une rotation d'un tour d'une hélice.

A-2-2 Diamètre du rotor

C'est la largeur de la surface du disque balayé par les pâles. Elle est représentée par la figure 3-3

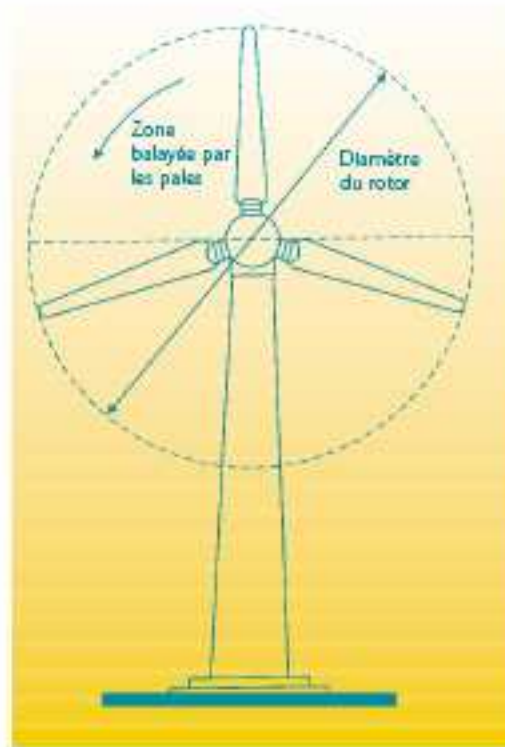


Figure 3-3 : Diamètre pales

L'amélioration du gain reçu par un aérogénérateur développant à la sortie **une puissance** $P_u = 500 \text{ W}$ par un vent de **vitesse nominale** $V_{\text{nominale}} = 8,5 \text{ m/s}$ et ayant un rendement maximum pour une **vitesse spécifique** ou **paramètre de rapidité** $\lambda_0 = 7$, qui est donnée par la formule :

$$\lambda_0 = \frac{2\pi NR}{V} = \frac{\Omega R}{V} \quad (\text{III} - 8)$$

Avec ,

R : Rayon du rotor

Ω : Vitesse angulaire de rotation de la pôle du rotor

V : Vitesse du vent

Le rendement de l'alternateur discoïde, qui est à 80 % de la puissance qui doit être fournie sur l'arbre avec une vitesse $V_{\text{nominale}} = 8,5 \text{ m/s}$, est égale à :

$$P_a = \frac{P_u}{\eta} \quad (\text{III} - 9)$$

P_a ou P_d : puissance de l'hélice ou puissance fournie sur l'arbre de l'hélice

P_u : puissance d'utilisation

η : rendement de l'alternateur

L'énergie du vent est l'énergie cinétique de l'air récupérable qui traverse une certaine surface S_1 . Elle est donnée par l'expression :

$$E_c = \frac{1}{2} MV^2 \quad (\text{III} - 10)$$

Où M : la masse d'air traversant le rotor en une seconde

Cette masse d'air peut encore s'exprimer :

$$M = \rho S_1 V \quad (\text{III} - 11)$$

Avec ρ : la masse volumique de l'air dans les Conditions Normales de Température et de Pression égale à $1,225 \text{ Kg/m}^3$.

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{III} - 12)$$

D : le diamètre du rotor

Finalement,

$$E_c = \frac{1}{2} \rho S_1 V^3 \quad (\text{III} - 13)$$

De ce fait, la puissance en Watts disponible dans le vent qui passe à travers l'hélice répond à la formule suivante :

$$P_{\text{mécanique}} = \frac{1}{2} \rho S_1 V^3 \quad (\text{III} - 14)$$

Les pales ne peuvent récupérer que 40% de la puissance disponible dans le vent. En pratique, une valeur de 25% à 35% est réaliste pour des hélices auto-construite.

La formule suivante permet de donner une bonne approximation :

$$P_d = 0,20.D^2.V^3 \quad (\text{III} - 15)$$

En faisant sortir le diamètre D de la formule, on trouve :

$$D = \sqrt{\frac{P_d}{0,20.V^3}} \quad (\text{III} - 16)$$

Tableau 1 : Valeur du diamètre du rotor [15]

P_u [W]	η [%]	$V_{\text{ nominale}}$	D[mm]
500	80	8,5	2200

Finalement, nous prenons **D=2400 mm**, soit **D=2,4 m** correspondant à une puissance utile **P_u= 565,97 W**

Remarque :

Nous avons constaté que l'énergie produite par les éoliens dépend plus de la surface balayée par les pales que de la puissance maximale de sortie de la génératrice électrique.

A-2-3 Profil de l'hélice

Un profil en mouvement dans un fluide présente, en allant du bord d'attaque au bord de fuite, une zone en **écoulement laminaire** suivie d'une zone **écoulement turbulent**.

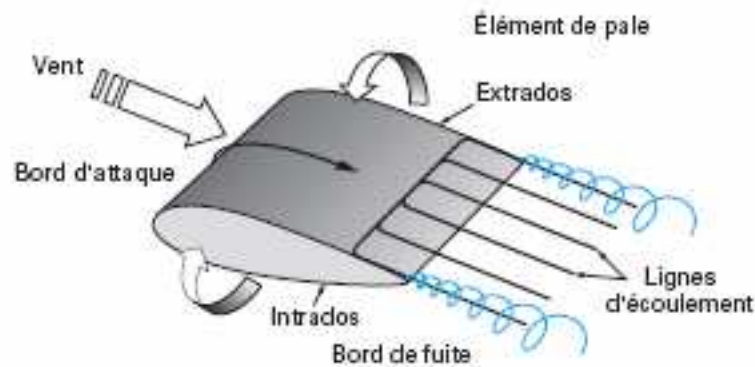


Figure 3-4 : Profil pales

A-2-4 Types de profil

Il faut distinguer la famille de profil d'après les chiffres de désignation :

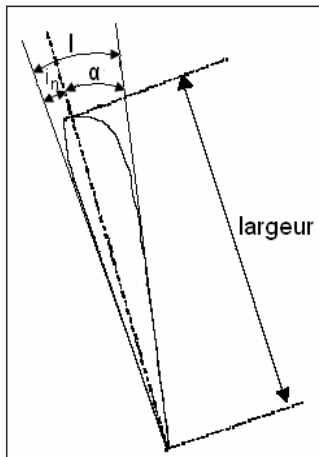
- **Profil « classique »** : Pour la famille de profils à quatre chiffres et cinq chiffres, la laminarité s'étend jusqu'à 10% à 20% de la corde. Ce sont généralement des profils présentant leur épaisseur maximale vers 30% de la corde.
- **Profil « laminaire »** : Pour la famille de profils à six chiffres, la laminarité du profil peut s'étendre jusqu'à 50% à 70% de la corde.

Sauf pour les cas exceptionnels correspondant aux profils très fins, faibles nombres de Reynolds, aucune turbulence, la laminarité ne s'étend pas jusqu'au bord de fuite.

Pour l'étude de notre type d'aérogénérateur, nous avons adopté le **profil NACA 63₁ A 412** parce que ce profil présente des qualités de portance élevée et de traînée faible d'après leurs caractéristiques aérodynamiques données à l'annexe.

A-2-5 Largeur de pôle [9],[11],[14]

D'une manière générale, on peut définir trois angles caractéristiques sur la section d'une pôle tels que :



- I : angle d'inclinaison
- i_n : angle d'incidence
- α : angle de calage

D'après cette figure, on peut écrire que

$$I = i_n + \alpha$$

D'où : $\alpha = I - i_n$

A-2-5 -1 Variation des coefficients en fonction de l'incidence « i_n » [8],[13],[15]

$$C_z(i_n) = 0.11746 i_n + 0.363647 \quad \text{pour } i_n < 4^0 \quad (\text{III} - 17)$$

$$C_z(i_n) = -0.008876 i_n^2 + 0.22947658 i_n + 0.07662796 \quad \text{pour } i_n > 4^0 \quad (\text{III} - 18)$$

$$C_x(i_n) = 0.000798339 C_z^2 - 0.0002627894 C_z + 0.0006177917 \quad (\text{III} - 19)$$

Où C_z : Coefficient de portance

C_x : Coefficient de traînée

A-2-5-2 Variation de « i_n » en fonction de la distance à l'axe [8],[13],[14],[15]

L'angle d'incidence peut être considéré comme fonction de la distance à l'axe. Une loi linéaire appropriée peut être tirée : $i_n = f(r)$ où $i_n = i_0$

$$i_n = 12.78 - 7.8 \frac{r}{R} \quad (\text{III} - 20)$$

Plusieurs méthodes peuvent être rencontrées pour la détermination de la largeur du pôle, à savoir :

- La méthode simplifiée
- La méthode tourbillonnaire de Glauert
- La méthode de Hutter, Stefaniak et de Stabinin

Parmi elles, la méthode la plus répandue se base sur la théorie tourbillonnaire développée par Glauert permettant de mettre en évidence le système tourbillonnaire associé aux pôles et aussi le système électrique équivalent.

Connaissant la vitesse spécifique λ_0 et le nombre de pôle p , on peut calculer :

$$\lambda = \lambda_0 \frac{r}{R} \quad (\text{III} - 21)$$

Ensuite, les paramètres $\frac{C_z p l}{r}$, I , h , k sont calculés à partir des valeurs optimales en fonction de λ . On en déduit finalement la largeur de la pôle désignée dans notre cas par I [mm].

Dans ce cas, nous allons diviser la pôle de longueur $L = \frac{D}{2}$ en 10 sections.

Le tableau 2 donne les différentes valeurs de I , ainsi que les angles à chaque section de pôle.

Valeurs de la largeur de pôle à chaque section. [15]

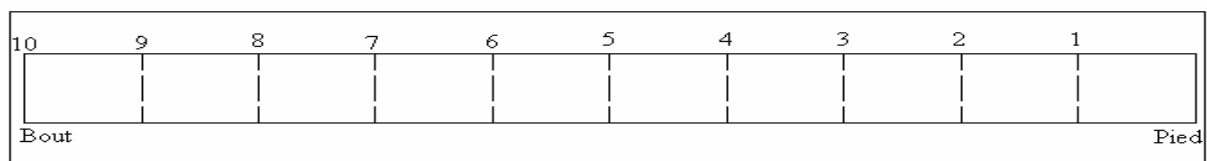
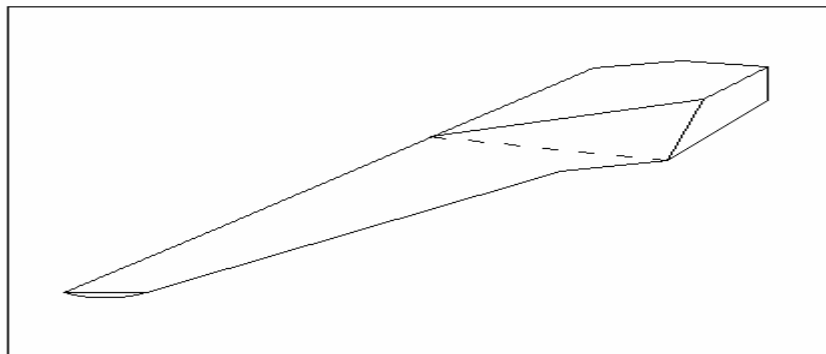
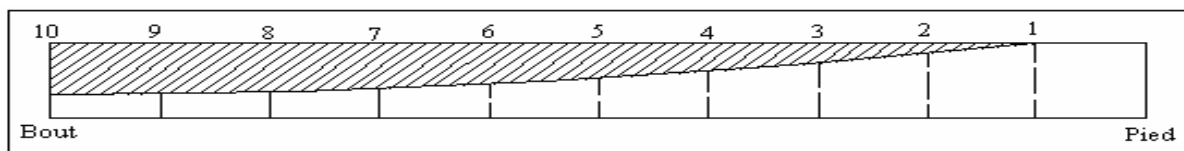


Figure 3-5 : Différentes sections d'une pale

Tableau 2 : Valeurs de la largeur de la pale à chaque section [15]

Section	p	r [m]	R [m]	$\frac{r}{R}$	λ	i_n [°]	I [°]	α [°]	C_z	$\frac{C_z p l}{r}$	l [mm]
1	3	0,12	1,2	0,1	0,700	12,000	36,672	24,672	1,552	4,975	128
2	3	0,24	1,2	0,2	1,400	11,220	23,692	12,472	1,534	2,118	110
3	3	0,36	1,2	0,3	2,100	10,440	16,976	6,536	1,505	1,095	87
4	3	0,48	1,2	0,4	2,800	9,660	13,103	3,443	1,465	0,604	66
5	3	0,6	1,2	0,5	3,500	8,880	10,630	1,750	1,414	0,431	61
6	3	0,72	1,2	0,6	4,200	8,100	8,928	0,828	1,353	0,305	54
7	3	0,84	1,2	0,7	4,900	7,320	7,690	0,370	1,281	0,226	49
8	3	0,96	1,2	0,8	5,600	6,540	6,750	0,210	1,198	0,174	46
9	3	1,08	1,2	0,9	6,300	5,760	6,013	0,253	1,104	0,138	45
10	3	1,2	1,2	1	7,000	4,980	5,420	0,440	0,999	0,112	45

**Figure 3-6 : Pale terminée****A-2-5-3 Variation de la vitesse du vent en fonction de l'altitude [18]**

La vitesse du vent est une fonction croissante de la hauteur au dessus du sol et de l'altitude (par rapport au niveau de la mer).

La loi de répartition de la vitesse suivant la verticale dépend, d'une part, du relief local et d'autre part, de la rugosité de la région. Le vent est en effet ralenti par le frottement sur le sol et ce frottement est plus important en milieu urbain qu'en milieu rural ouvert.

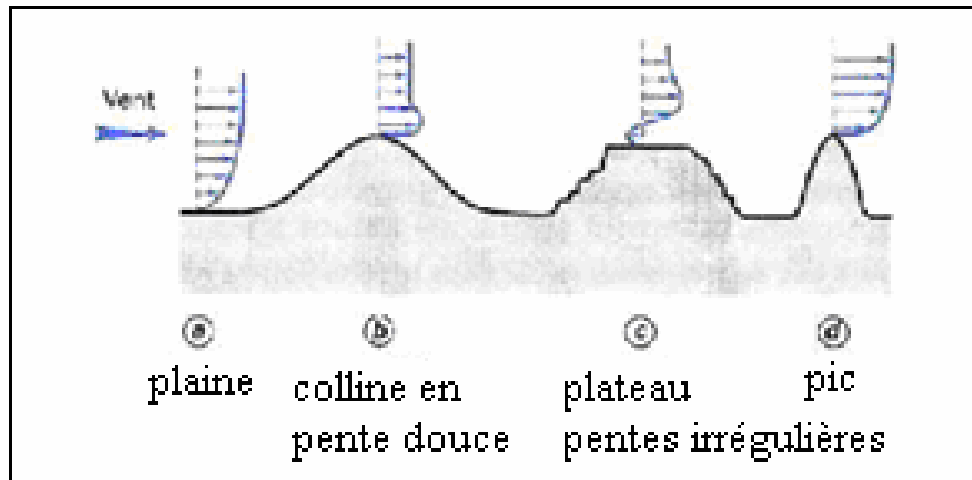


Figure 3-7 : Répartition de la vitesse du vent

En terrain plat, on peut représenter la variation de vitesse V en fonction de la hauteur H au-dessus du sol par la loi :

$$\frac{V}{V_o} = \left[\frac{H}{H_o} \right]^{\alpha'} \quad (\text{III} - 22)$$

Où :

V_o : vitesse à la hauteur H_o de référence au-dessus du sol

α' : coefficient de rugosité du sol, compris entre 0,1 et 0,4

Cet exposant α' est une valeur dépendant de la nature du milieu à étudier :

$$\alpha' = 0,096 \log h_0 + 0,016 (\log h_0)^2 + 0,4 \quad (\text{III} - 23)$$

Où h_0 : inégalité du sol

Ce coefficient a sensiblement les valeurs suivantes :

- En mer : $\alpha' = 0,13$
- Sur un rivage : $\alpha' = 0,16$
- En plaine : $\alpha' = 0,2$
- En plaine boisée : $\alpha' = 0,24$
- En ville : $\alpha' = 0,3$

De ce fait, plus le disque rotor est placé haut, plus l'énergie susceptible d'être captée est importante (proportionnelle au cube de la vitesse), et moins l'éolien est affecté par l'effet de rugosité en amont de la machine.

A-2-5-4 Vitesse de rotation « N »

On sait que :

$$\lambda_0 = \frac{U}{V} \quad \text{avec } U : \text{Vitesse de l'hélice en bout de p\^ale}$$

$$U = \pi D N$$

D'où :

$$N = \frac{\lambda_0 V}{\pi D} \text{ (tours / minute)} \quad (\text{III} - 24)$$

Remarque :

Au démarrage, c'est à dire au moment où l'éolien commence à produire de l'électricité, la vitesse du vent est de 3m/s. Donc sa vitesse de rotation est $N_{\text{démarrage}} = 167$ tours/minute. Et la vitesse de rotation à la vitesse nominale $V_{\text{nominale}} = 8,5$ m/s et $N_{\text{nom}} = 473$ tours/minute.

A-2-5-5 Efforts axiaux et tangentiels [3],[7],[13],[14],[15],[18]

a) - Vitesse relative

La coupe transversale d'une p\^ale d'éolien est représentée sur la **figure 3-8** comprenant toutes les forces et vitesses mises en jeu. La vitesse relative $\vec{W}$ est celle du vent incident sur l'élément de p\^ale. Elle est définie par la superposition de la vitesse du vent incident sur le rotor $\vec{V}$ et de la vitesse du vent $-\vec{U}$ résultant de la vitesse de rotation Ω du rotor. Cette vitesse de vent relative produit deux vecteurs de forces perpendiculaires l'une à l'autre sur la section de p\^ale : la force de portance dR_z perpendiculaire à la direction de $\vec{W}$ et la force de traînée dR_x parallèle à la direction de $\vec{W}$.

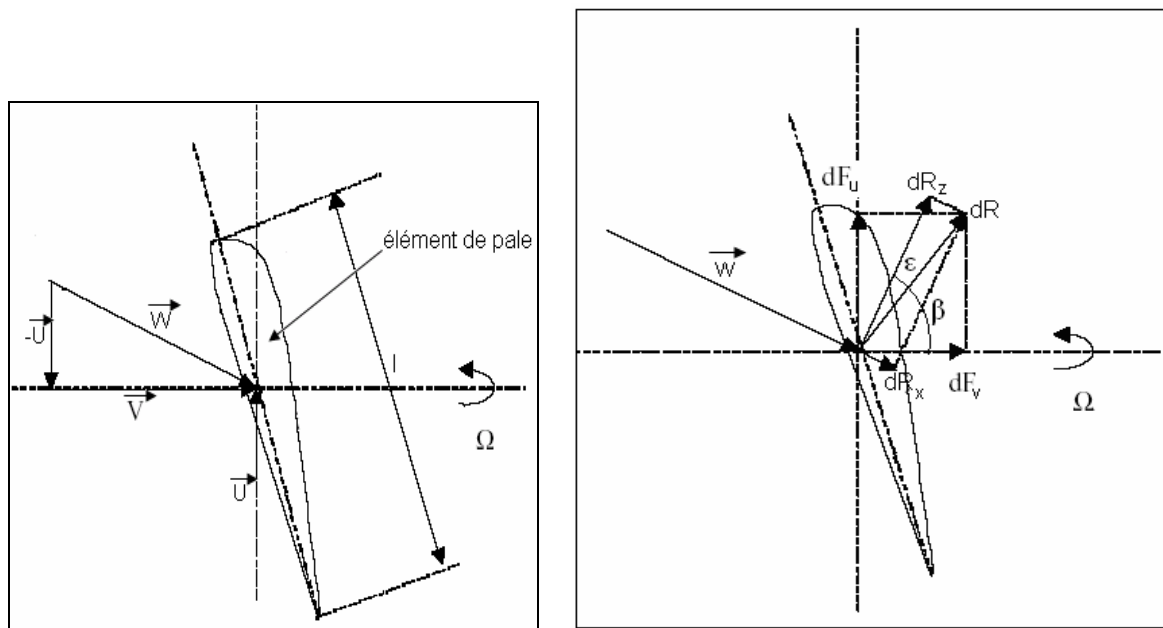


Figure 3-8 : Efforts élémentaires mécaniques sur un élément de pale

$\vec{W}$: Vitesse relative

$\vec{U}$: Vitesse tangentielle

dR : Portance

dR_x : Projection de dR sur l'axe de portance neutre ou force de portance

dR_z : Projection de dR sur l'axe perpendiculaire à l'axe de portance neutre ou force de traînée.

dF_v : Projection de la portance à la direction du vent ou force de poussée axiale

dF_u : Force motrice, projection suivant le sens de rotation de l'hélice ou force de poussée tangentielle.

ε : Angle que fait dR_z et la portance dR

β : Angle que fait dR et dF_v

On peut écrire d'après cette figure que :

$$\vec{W} = \vec{V} - \vec{U}$$

En module :

$$W = \sqrt{V^2 + U^2}$$

La vitesse relative W pour chaque section peut s'écrire en employant les valeurs des coefficients h et k donnés par les valeurs optimales en fonction de λ dans l'annexe 1 par :

$$W = \frac{V(1+k)}{2 \sin I} = \frac{\omega r(1+h)}{2 \cos I} \quad (\text{III} - 25)$$

De la formule précédente, on peut déduire :

$$\cot \alpha n I = \frac{\omega r(1+h)}{V(1+k)} = \frac{2\pi N r}{V} \cdot \frac{(1+h)}{(1+k)} = \lambda_0 \cdot \frac{(1+h)}{(1+k)} \quad (\text{III} - 26)$$

b) - Poussée axiale et couple moteur

Par considération de l'action aérodynamique directe et d'après les théorèmes généraux de la mécanique, on a :

$$dR_x = \frac{1}{2} \rho C_x W^2 dS = \frac{1}{2} \rho C_x W^2 l dr \quad (\text{III} - 27)$$

$$dR_z = \frac{1}{2} \rho C_z W^2 dS = \frac{1}{2} \rho C_z W^2 l dr \quad (\text{III} - 28)$$

dR_x et dR_z sont les composantes de la force aérodynamique dR s'exerçant sur l'élément de pôle suivant la direction $\vec{W}$ et suivant la direction qui lui est perpendiculaire.

$$dF_v = dR_z \cos I + dR_x \sin I = \frac{1}{2} \rho l W^2 dr (C_z \cos I + C_x \sin I)$$

D'après la figure, on peut écrire :

$$\tan \varepsilon = \frac{dR_x}{dR_z} = \frac{C_x}{C_z} \quad \text{d'où} \quad C_x = C_z \cdot \tan \varepsilon$$

En remplaçant le coefficient C_x dans la formule III -20 par son expression, on a

$$dF_v = \frac{1}{2} \rho l W^2 C_z \cdot \frac{\cos(I - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} dr \quad (\text{III} - 29)$$

Et en faisant le même calcul pour dF_u , on obtient

$$dF_u = \frac{1}{2} \rho l W^2 C_z \frac{\sin(I - \varepsilon)}{\cos I} dr \quad (\text{III} - 30)$$

La contribution des éléments de pôle de l'éolien situés entre r et $r+dr$ s'élève par conséquent dans la poussée axiale et dans le couple moteur respectivement à :

$$dF''' = p.dF_v = \frac{1}{2} \rho . p . l . W^2 C_z \frac{\cos(I - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} dr \quad (\text{III} - 31)$$

dF''' : poussée axiale élémentaire agissant sur une section

$$dM = r . p . dF_u = \frac{1}{2} \rho . p . r . l . W^2 C_z \frac{\sin(I - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} dr \quad (\text{III} - 32)$$

avec

dM' : Moment élémentaire rendant la section de la pôle à tourner autour de l'axe .

p : Nombre de pales

l : Largeur de la pôle à chaque section

W : vitesse relative

c) - Poussée du vent sur l'hélice et couple moteur produit

La poussée axiale totale F exercée par le vent sur l'éolien et le couple moteur M' produit s'obtiennent en additionnant respectivement toutes les forces élémentaires de dF''' et tous les moments élémentaires dM' agissant sur les pôles.

La puissance produite par le vent à l'hélice est donnée par l'expression :

$$P = \sum dF''' . V = F''' . V \quad (\text{III} - 33)$$

Et la puissance recueillie sur l'arbre :

$$P_a = M' . \omega$$

Le rendement de l'hélice :

$$\eta' = \frac{P_a}{P} = \frac{M' \cdot \omega}{\sum dF''' \cdot V} \quad (\text{III} - 34)$$

A-2-5-6 Matériaux employés pour la confection des pâles

Il existe trois types de matériaux pour la réalisation des pâles. Ils sont donnés par le tableau 3.

Tableau 3: Comparaison des trois principaux matériaux

Type de matériau	Avantages	Inconvénients
Bois ($800 \leq \rho \leq 1000 \text{ kg/m}^3$)	- Facile à trouver - Pas cher - Se travaille avec des outils simples - Solide	- Sensible à l'humidité - Demande un traitement - Densité irrégulière - Longévité limitée
Fibre de verre	- Très résistant aux intempéries - Léger - Solide	- Demande de bonnes compétences en la matière - Assez long à mettre en œuvre - Coût relativement élevé
Aluminium	- Imputrescible - Très résistant aux intempéries - Solide - Longévité	- Dur à travailler - Prix élevé

Ce sont des matériaux qui sont les plus répandus mais il existe encore d'autres comme **le lamellé-collé** qui est principalement utilisé pour les éoliens de grande taille et **les matériaux composites**.

Ces derniers doivent donc satisfaire aux conditions communes suivantes :

- Assez légers
- Parfaitement homogènes de façon à faciliter la reproductibilité.
- Non déformables
- Résistants à la fatigue mécanique (en particulier aux contraintes alternées dues au fonctionnement des machines tournantes et aux vibrations)
- Résistants à l'érosion et la corrosion
- De mise en œuvre ou d'usinage simple
- D'un coût suffisamment faible pour que l'aérogénérateur soit constructible et commercialisable.

En ce qui concerne le présent éolien, ses pales ont été faites à partir du matériau « **bois** » présentant toutes les conditions décrites dans le tableau 3.

Les tableaux 4 et 5 donnent respectivement les contraintes maximales sur les bois et leurs caractéristiques mécaniques.

Tableau 4 : Caractéristiques mécaniques des bois [14],[15]

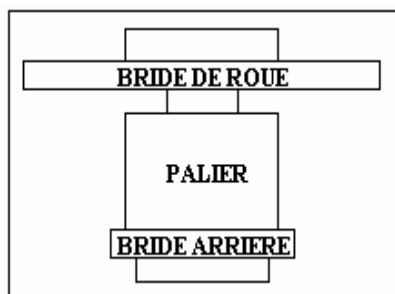
Catégories	Définition	$\rho [t/m^3]$	Pente du fil
1	Bois de haute résistance, sain et scie à vives arêtes, nœuds vifs $\varnothing \leq 30 \text{ mm}$	Chêne : 0,8 Résineux : 0,5	< 7 %
2	Bois de haute résistance, sain et scie à vives arêtes, nœuds vifs $\varnothing \leq 30 \text{ mm}$	Chêne : 0,75 Résineux : 0,45	< 12 %
3	Bois de bonne qualité	Chêne : 0,5 Résineux : 0,4	< 18 %

Tableau 5 : Contraintes maximales sur les bois [14],[15]

Sollicitation	Chêne			Résineux		
	1	2	3	1	2	3
$\rho [kg / m^3]$	800 à 1000	750 à 1000	700 à 1000	500 à 6000	450 à 550	400 à 500
Module d'élasticité [Mpa]	1,104 à 1,5104	1,104 à 1,5104	1,104 à 1,5104	0,8104 à 1,2104	0,8104 à 1,2104	0,8104 à 1,2104
Compression longitudinale	13,6	10,9	9,8	13,1	10,3	8,7
Traction axiale	16,4	9,8	3,8	15,2	8,7	2,7
Flexion	14,7	12,5	10,9	14,2	10,9	9,4
Cisaillement longitudinal	2,2	1,6	1,3	1,5	1,3	1,1
Traction transversale	1,3	1,1	0	0,9	0,7	0
Compression transversale	4,9	4,3	3,2	2,7	2,2	1,7

Pour ce étude, les pales sont directement fixés sur un moyeu de roue d'une voiture OPEL VECTRA en tenant compte de sa bonne résistance aux efforts axial (poussée axiale due au vent) et radial (réaction R_y). Il est constitué par :

- ✓ une bride de roue ;
- ✓ un palier où logent les deux roulements à rouleaux coniques ;
- ✓ une bride arrière.

**Figure 3-9 : Moyeu de roue d'un OPEL VECTRA**

B- Système de multiplicateur utilisé

Comme nous nous proposons d'améliorer le gain reçu par un aérogénérateur développant à la sortie **une puissance $P_u = 500 \text{ W}$** par un vent de **vitesse nominale $V_{\text{nominale}} = 8,5 \text{ m/s}$** et ayant un rendement pour une **vitesse spécifique** ou **paramètre de rapidité $\lambda_o = 7$** , avec le **rendement de l'alternateur discontinue de 80%** et le **diamètre du rotor $D = 2,40 \text{ m}$** .

Nous avons posé comme principale hypothèse de cette étude, que la puissance transmise par le vent pour faire entraîner la rotation des engrenages dans le système de multiplicateur soit supérieure ou égale à la puissance demandée par la vitesse d'enclenchement.

Cela conduit directement à rendre négligeable le phénomène qui rend le système de multiplicateur en position statique.

Notons que ce phénomène existe dans le multiplicateur et empêche la transmission de la rotation entre les pignons.

Mais pour avoir un meilleur rendement, nous devons aussi mettre des roulements pour jouer le rôle de palier pour chaque pignon.

Pour cela nous avons choisi d'utiliser un engrenage extérieur au lieu d'un arbre principal sur le rotor comme le montre la figure 3-9.

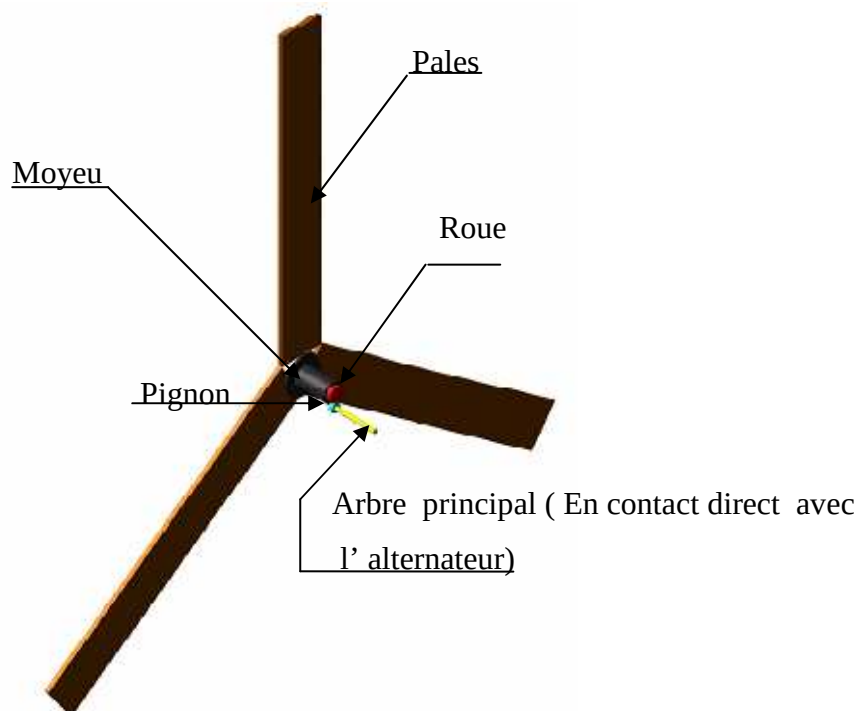


Figure 3-10 : Pales munis d'un engrenage extérieur

B-1 Redimensionnement de l'engrenage

B-1-1 Généralités sur l'engrenage extérieur [1],[2]

L'engrenage extérieur joue le rôle de multiplicateur de vitesse, vu que le nombre de dents de la roue dentée est largement supérieur à celui du pignon.

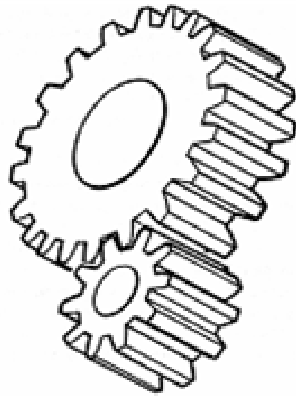


Figure 3-11 : engrenage extérieure

B-1-2 Calcul du rapport de transmission [2]

La valeur du rapport de transmission permet d'avoir une idée sur le nombre de dents des engrenages utilisés :

$$V_{\text{nominale}} = 8,5 \text{ m/s} \qquad i = \frac{V_{\text{no min ale}}}{V_{\text{vent}}} \qquad i = \text{rapport de transmission}$$

$$V_{\text{vent}} = 3 \text{ m/s}$$

Dans notre cas le rapport de transmission **$i = 2,833$**

B-1-3 Calcul des différentes caractéristiques de l'engrenage

1. Calcul du module [2]

Le module noté par « m » est une quantité, qui doit être égale pour tous les engrenages dans le multiplicateur, pour que le phénomène d'interférence soit négligeable ou nul. Il permet de définir les caractéristiques dimensionnelles de la roue dentée.

Son expression est:

$$m = 2,34 \sqrt{\frac{\|F_t\|}{k.R_{pe}}} \quad (\text{III} - 35)$$

Si

$\|F_t\|$ est la force tangentielle en Newtons

k , Coefficient de largeur de denture, valeur choisie entre 6 et 10

R_{pe} est la résistance pratique à l'extension du matériau de la dent en Mégapascal

Le module «m» est exprimé en mm.

Notons que la force centrifuge $\|F_t\|$ est égale à la force centrifuge due à la rotation de la pale de masse « m_{pale} », donnée par la relation :

$$F_c = r'm\omega^2 \quad (\text{II} - 36)$$

avec

m : la masse de la pale

ω : la vitesse angulaire correspondant à une vitesse du vent nominal.

r : la distance par rapport à l'axe de rotation de la section de la pale qui supporte l'effet de F_c

2. Nombre de dent [2]

Pour obtenir le nombre de dent nous avons opté d' imposer la valeur de l'entraxe noté par « a » avec :

$$a = \frac{d_c + d_p}{2} = \frac{mZ_c}{2} + \frac{mZ_p}{2} = \frac{m(Z_c + Z_p)}{2}$$

et tel que :

$$i = \frac{Z_c}{Z_p} \Rightarrow Z_c = iZ_p$$

D'où :

$$a = \frac{m(iZ_p + Z_p)}{2} \quad \text{donc :}$$

$$Z_p = \frac{2a}{m(i+1)}$$

3. Saillie [2]

$$h_a = m \quad (\text{III} - 37)$$

4. Creux [2]

$$h_f = 1,25m \quad (\text{III} - 38)$$

5. Hauteur de dent [2]

$$h = h_a + h_f = 2,25m \quad (\text{III} - 39)$$

6. Pas [2]

$$P = m.\pi$$

7. Largeur de denture [2]

$$b = k.m \quad (\text{III} - 40)$$

Avec $6 \leq k \leq 10$

8. Calcul des diamètres pour la roue et le pignon [2]a)- Diamètre primitif

Le diamètre primitif est le cylindre décrit par l'axe instantané de rotation du mouvement relatif de la roue conjuguée par rapport à la roue considérée. La section du cylindre primitif donne le cercle primitif de diamètre d .

$$d_R = m.Z_1 \quad (\text{III} - 41)$$

$$d_p = m.Z_2 \quad (\text{III} - 42)$$

b)- Diamètre de tête

Le Diamètre de tête est le cylindre enveloppe du sommet des dents. La section droite du cylindre de tête donne le cercle de diamètre d_a .

$$d_{a_R} = d_R + 2m \quad (\text{III} - 43)$$

$$d_{a_p} = d_p + 2m \quad (\text{III} - 44)$$

c)- Diamètre de pied

Le diamètre de pied est le cercle permettant d'obtenir le profil en développant le cercle des dent.

$$d_{f_R} = d_R + 2,5m \quad (\text{III} - 45)$$

$$d_{f_p} = d_p + 2,5m \quad (\text{III} - 46)$$

Tableau 6 : Les données pour avoir les caractéristiques du multiplicateur

$V_{nominale}$ (m/s)	V_{vent} (m/s)	k	R_{pe} (Mpa)	F_T (N)	a (mm)
3	8,5	8	355	3705,2	75

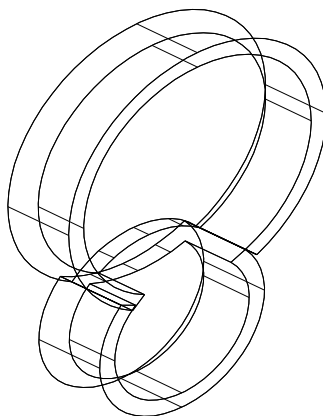
Tableau 7 : Les résultats communs de la roue et le pignon

i	m	h_o (mm)	h_f (mm)	h (mm)	P (mm)	b (mm)
2,66	2,67	2,27	3,34	6,01	8,39	21,38

Tableau 8 : Les diamètres caractéristiques du roue et le pignon

	Roue	Pignon
Diamètre primitif « d » (mm)	106,91	40,09
Diamètre de tête « d_a » (mm)	112,25	45,43
Diamètre de pied « d_f » (mm)	100,23	33
Nombre des dents « Z »	40	15

Il faut protéger le système de multiplicateur contre les effets du vent, du soleil, de la pluie, pour que celui-ci ne soit pas un facteur qui bloque le bon fonctionnement de l'aérogénérateur à cause du phénomène de rouillage. Pour cela nous avons opté de munir un « carter » dans lequel se place la roue dentée et le pignon voir (**figure 3-12**)

**Figure 3-12 :** Le carter du multiplicateur

C – Fixation de la roue avec le moyeu [1],[2]

La liaison entre la roue et l'arbre du moyeu, est assurée par une clavette parallèle.

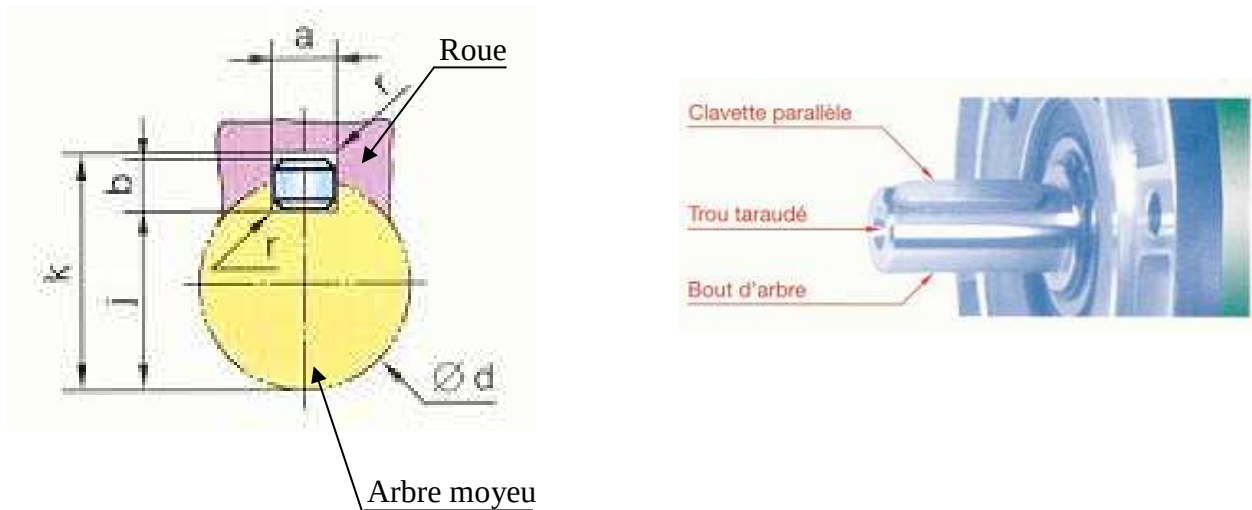


Figure 3-13 : Liaison par clavetage

L'obtention de la longueur « l » de la clavette sur un diamètre « d » de l'arbre de transmission, tout en considérant que cet arbre est sollicité par un moment « m_t » est donnée par la relation :

$$l \geq \frac{2.m_t}{d.b.P_a} \quad (\text{III-47})$$

P_a : Pression admissible de l'arbre

m_t : Moment

d : Diamètre arbre du moyeu

Par condition de résistance, finalement :

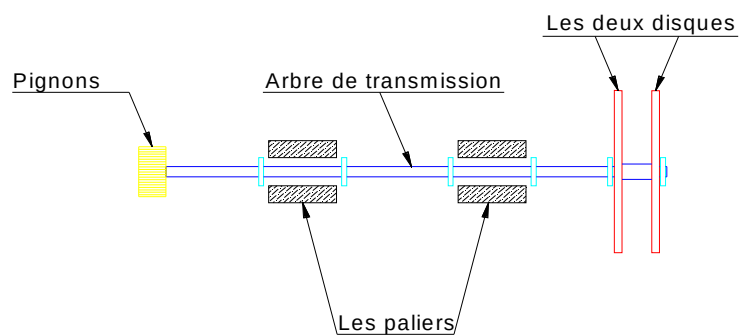
$$l < 1,5.d$$

Tableau 9 : Valeur caractéristique du clavette entre roue et arbre du moyeu

m_t [daN.mm]	d [mm]	P_a [daN.mm ²]	a [mm]	b [mm]	l [mm]
1621,025	35	27,5	10	8	50

D - Dimension arbre de transmission fixé sur le pignon [12],[16]

Pour transmettre le mouvement de rotation à l' alternateur discoïde, il nous faut utiliser un arbre de transmission sur lequel s'exerce différentes forces et moments.

**Figure 3-14: Schéma de l'arbre de transmission**

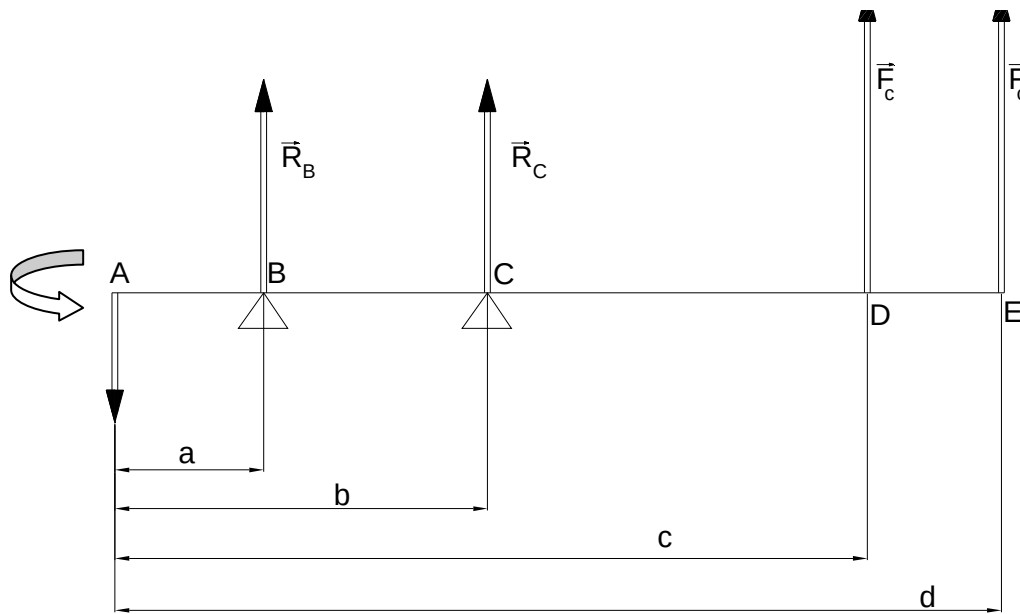


Figure 3-15: Représentation des forces exercent sur l'arbre de transmission

Avec

a : Distance entre pignon et le premier palier

b : Distance entre pignon et le deuxième palier

c : Distance entre pignon et le premier disque de l'alternateur discoïde

d : Distance entre pignon et le deuxième disque de l'alternateur discoïde

R_B : Réaction premier palier

R_C : Réaction Deuxième palier

P_p : Poids pignon

F_c : Force centrifuge au niveau de disque de masse « m_{al} »

μ_T : Moment de torsion du pignon.

$$\mu_T = f_c r$$

A l'équilibre ;

Le moment par rapport au point B

$$R_C = - \frac{\mu_T + P_p \cdot b + F_c (d - a)}{b - a}$$

avec

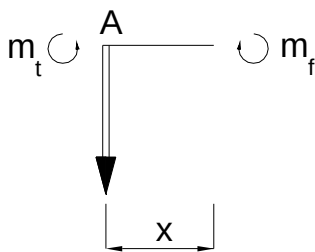
$$\mu_T = f_c \cdot r_{\text{Pignon}}$$

La projection des forces suivant l'axe des ordonnées donne :

$$R_B = P_p - R_C - 2.F_c$$

Diagramme de moment fléchissant

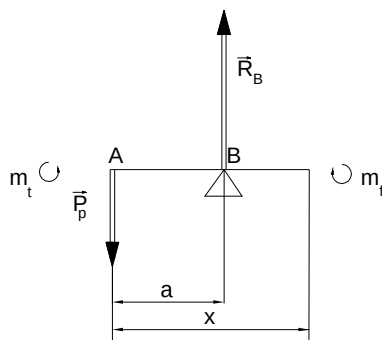
Pour $0 \leq x \leq 10$



$$\mu_T + m_f + P_p \cdot x = 0$$

$$\underline{m_f = -\mu_T - P_p \cdot x}$$

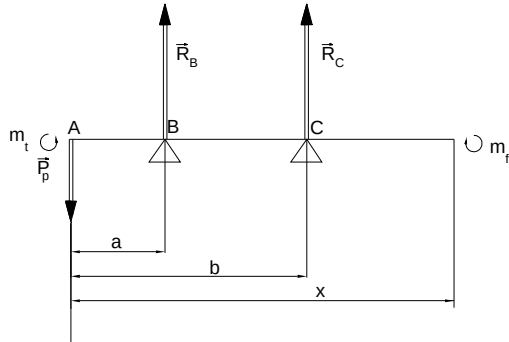
Pour $10 \leq x \leq 50$



$$\mu_T + m_f + P_p \cdot x - R_B \cdot (x - a) = 0$$

$$\underline{m_f = R_B \cdot (x - a) - \mu_T - P_p \cdot x}$$

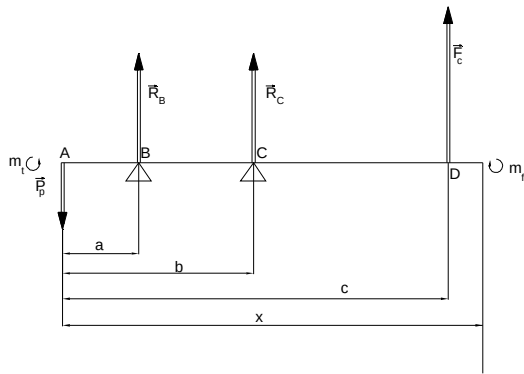
Pour $50 \leq x \leq 70$



$$\mu_T + m_f + P_p \cdot x - R_B \cdot (x - a) - R_C \cdot (x - b) = 0$$

$$\underline{m_f = R_B(x - a) + R_C \cdot (x - b) - \mu_T - P_p \cdot x}$$

Pour $70 \leq x \leq 113,4$



$$\mu_T + m_f + P_p \cdot x - R_B \cdot (x - a) - R_C \cdot (x - b) - F_c \cdot (x - c) = 0$$

$$\underline{m_f = R_B(x - a) + R_C \cdot (x - b) + F_c(x - c) - \mu_T - P_p \cdot x}$$

Les résultats sont présentés dans le tableau 9.

Tableau 10 : Valeur du moment fléchissant maximal

m_{Pignon} [kg]	m_{al} [kg]	ω [rad/s]	f_c [daN]	r_{Pignon} [mm]	F_c [daN]	R_B [daN]	R_C [daN]	μ_e [daN.mm]
0,426	3	49,58	277,89	56,125	110,61	620,6	-841,8	15596,6

a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	m_f [daN.mm]			
10	50	70	113,4	$0 \leq x \leq 10$ mm	$10 \leq x \leq 50$ mm	$50 \leq x \leq 70$ mm	$70 \leq x \leq 113,4$ mm
				-15596,6	-155970,26	9206,9	4774,38
				-155970,26	9206,9	4774,38	-43,71

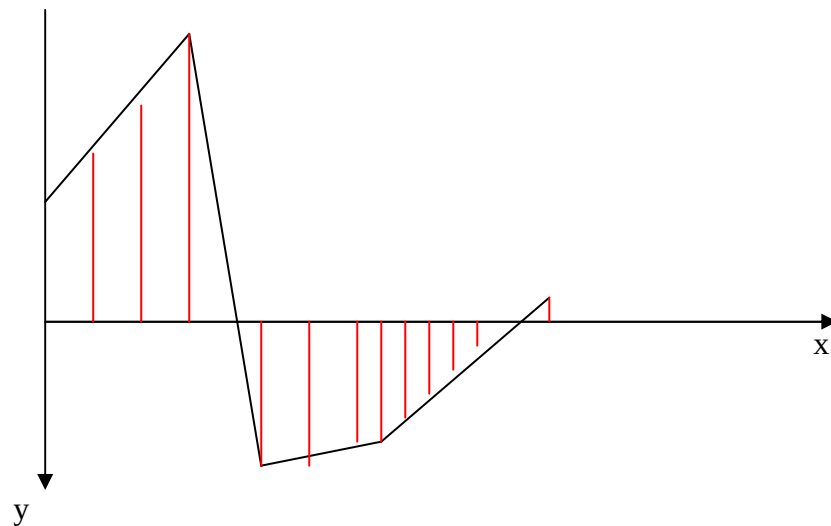


Figure 3-16 : Diagramme du moment fléchissant

D'après ce diagramme, on constate que la section au niveau du premier palier est la plus sollicitée.

L'arbre de transmission travaille en sollicitation composée : flexion avec torsion. D'après le diagramme précédent, le moment de flexion maximal est $m_{f\max} = 15028,8$ daN.mm et le moment de torsion ou couple moteur à $V_{\text{nominee}} = 8,5$ m/s agissant sur l'arbre

$$m_t = \mu_t = 15596,6 \text{ daN.mm.}$$

On procède au calcul en utilisant des moments idéaux de flexion et de torsion auxquels correspondent une contrainte normale σ et celle tangentielle ζ . A l'aide du cercle de Mohr, on démontre que ces deux contraintes déterminent dans une certaine direction une seule contrainte normale maximale $\sigma_{\max}$ qui résulte du seul moment idéal de flexion m_{fi} dont la valeur en fonction du moment de flexion maximal $m_{f\max}$ est :

$$m_{fi} = \frac{1}{2} \left(m_{f\max} + \sqrt{m_{f\max}^2 + m_t^2} \right) \quad (\text{III} - 48)$$

Et la contrainte maximale normale est :

$$\sigma_{\max} = \frac{\frac{|m_{fi}|}{I'}}{\frac{V''}{V''}} \quad (\text{III} - 49)$$

Avec m_{fi} : moment de flexion idéale

$$I' = \frac{\pi d_{nt}^4}{64} : \text{moment d'inertie par rapport à l'axe neutre}$$

$$V'' = \frac{d_T}{2} : \text{distance la plus éloignée de l'axe neutre}$$

d_T : diamètre de l'arbre de transmission

Finalement, la formule (II - 33) peut s'écrire :

$$\sigma_{\max} = \frac{32|m_{fi}|}{\pi d_{nt}^3} \quad (\text{III} - 50)$$

La détermination du diamètre de l'arbre de transmission s'obtient en utilisant la condition de résistance :

$$\sigma_{\max} \leq R'_e \quad (\text{III-51})$$

où $\sigma_{\max}$: contrainte maximale normale de flexion

R'_e : limite d'élasticité minimale du matériau constitutif de l'arbre de transmission.

L'arbre de transmission utilisée est fabriquée à partir d'aciers fortement allié (voir Annexe 5), présentant comme résistance minimale élastique :

$$R'_e = 275 \text{ MPa} = 27,5 \text{ daN/mm}^2.$$

Le diamètre du noyau de la tige filetée est donné par la formule finale :

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{32|m_{fi}|}{\pi R'_e}} \quad (\text{III} - 52)$$

Le tableau suivant représente tous les résultats des calculs.

Tableau 11 : Valeur du diamètre de l'arbre de transmission

m_{fmax} [daN.mm]	m_t [daN.mm]	m_{fi} [daN.mm]	R'_e [daN/mm ²]	d_T [mm]
155970,21	15596,6	15830,6	27,5	≥ 22

La valeur normalisée du diamètre de l'arbre de transmission choisie est **$d_T = 25 \text{ mm}$** avec un ϕ et de longueur totale de **120 mm**

E - Palier à roulement [1],[2]

E-1 Principe du roulement

En remplaçant le frottement de glissement par du frottement de roulement, on diminue la puissance absorbée. Le rendement du guidage en rotation est ainsi meilleur.

On place alors des éléments de roulement (Bille, rouleaux ou aiguilles) entre deux bagues. La bague intérieure est ajustée sur l'arbre, et la bague extérieure est ajustée sur l'alésage.

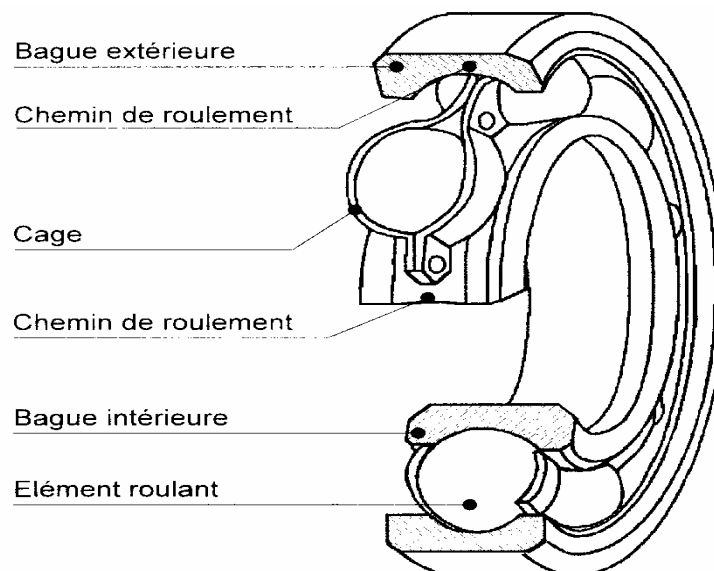


Figure 3-17: Constitution d'un roulement

E -2 Angle de rotulage d'un roulement à bille [2]

Il existe toujours un jeu, aussi minime soit-il, entre les billes et leur chemin de roulement. Ce jeu a pour conséquence de permettre une rotation relative des bagues du roulement, autour des axes perpendiculaires à l'axe principal du roulement.

L'amplitude de cette rotation est appelé: **angle de rotulage**. Par conséquent , **un roulement à billes unique ne réalise pas de liaison pivot**.

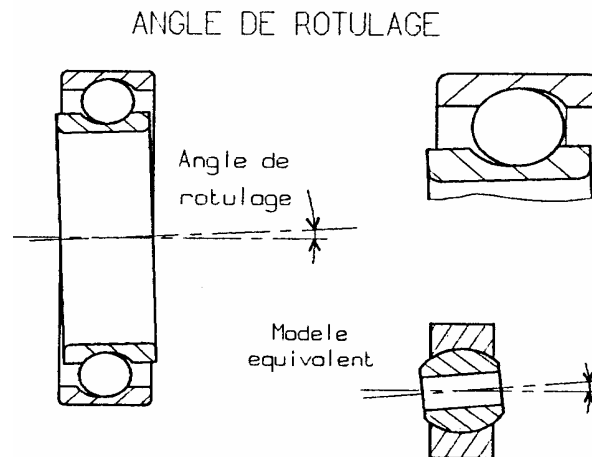


Figure 3-18 : Angle de rotulage

E -3 Typologie des roulements [2]

Il existe différents types de roulement. On peut les classer en fonction du type de charge (axiale et/ou radiale) qu'ils peuvent supporter

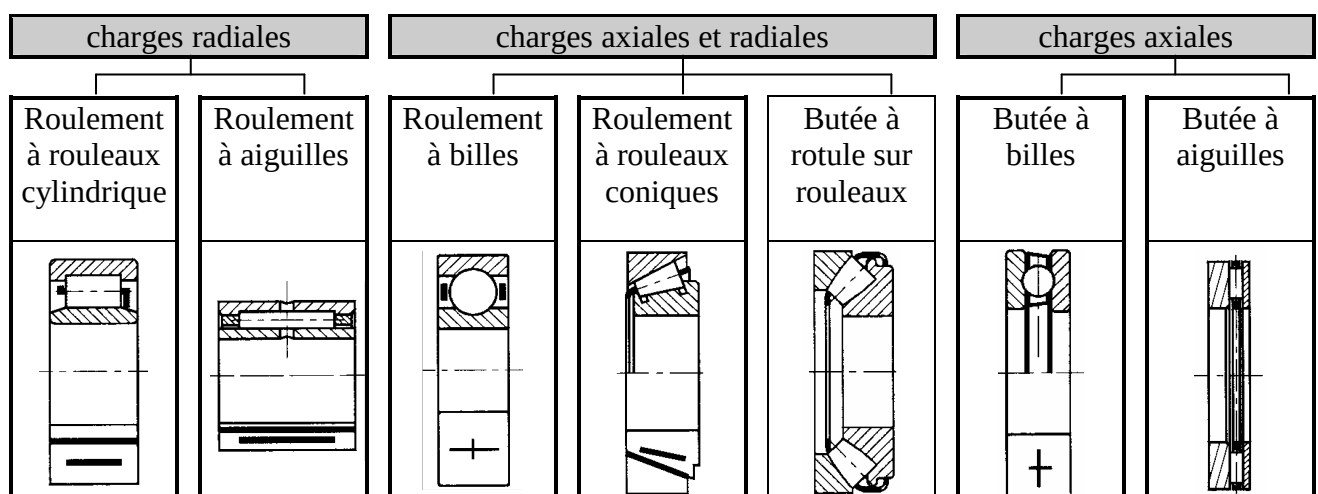


Figure 3-19 : Typologie des roulements

Dans notre cas, vu les charges (Charge radiale et charge axiale) exercées par le système éolien et le vent, les roulements utilisés doivent être des roulements à rouleaux coniques.

Et cette charge radiale appliquée sur le roulement à rouleaux coniques, engendre obligatoirement une poussée axiale résultant de la conicité des surfaces de frottement en contact. Cette réaction axiale, bien que peu importante, doit néanmoins être compensée.

C'est la raison pour laquelle les roulements à rouleaux coniques doivent toujours être montés en opposition par paire. [12]

Or il existe deux dispositions pour les roulement à rouleaux à savoir :

- Le montage direct ou montage en X

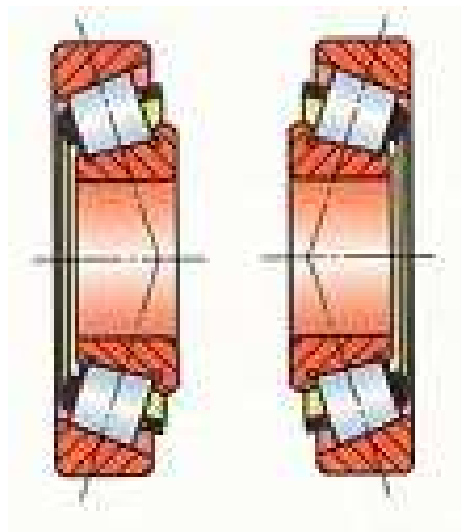


Figure 3-20 : Roulement à contact oblique montage en X

- Le montage indirect ou en montage en O

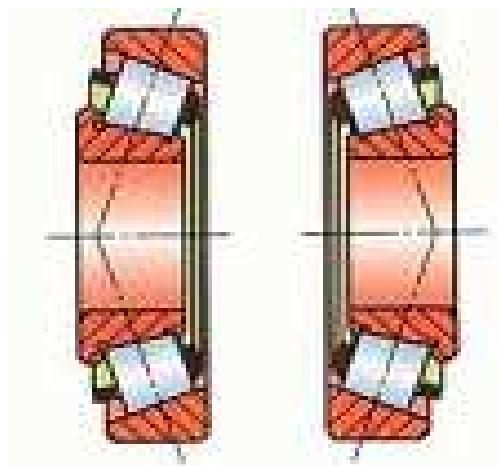


Figure 3-21 : Roulement à contact oblique montage en O

Or le montage direct ou montage en X est généralement employé pour les arbres tournant; d'où l'utilisation de celui-ci dans notre cas.

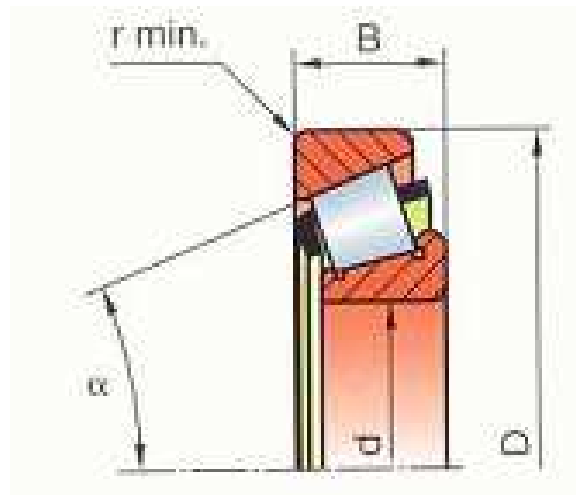


Figure 3-22 : Caractéristique du roulement à rouleaux conique

Tableau 12 : Valeur des caractéristiques du roulement à rouleau conique

d [mm]	B [mm]	D [mm]	r_{min} [mm]
25	22	52	1

F- Fixation de l'arbre de transmission

La longueur total de l'arbre de transmission « L_T » est légèrement supérieure à la longueur théorique de celui-ci, pour raison de fixation sur le fer U déjà existant. L'arbre est espacé d'une distance **d** par rapport à l'axe de giration. Cela est représenté par la figure ci-dessous.

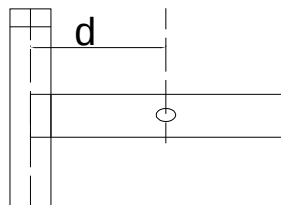


Figure 3-23 : Ecartement de l'axe de l'arbre de transmission

Suite à cet écartement, il apparaît un couple ou moment de giration dû à la poussée (axiale) du vent tendant toujours à faire tourner les pales hors du vent.

Le vent frappe la surface de l'empennage et y crée une force de poussée. La pression du vent par unité de surface est donnée par l'expression :

$$p' = 0,13V^2 \quad (\text{III} - 53)$$

La force exercée par le vent à l'empennage s'écrit :

$$F_e = p' \cdot S_e \quad (\text{III} - 54)$$

L'éloignement de la direction de cette force à l'axe du pivot à une distance L provoque l'apparition d'un couple μ_{tps} obligeant les pales à affronter le vent. Ce couple est donné par la formule :

$$\mu_{tps} = F_e \cdot L \quad (\text{III} - 55)$$

La force du vent sur le safran par son moment (μ_{tps}) doit à son tour compenser ou contrebalancer le moment de giration (μ_g), d'où l'équilibre de la machine, de manière à ce que les pales soient exactement face au vent et la machine prenne un maximum de puissance.

La détermination de « **d** » est donc :

$$\mu_{tps} = \mu_g = F \cdot d \quad (\text{III} - 56)$$

La valeur de « **d** » est donnée dans le tableau 13.

Tableau 13 : Valeur de l'écartement de l'arbre par rapport l'axe de giration

V_{maximale} [m/s]	p' [daN/m ²]	S_e [mm ²]	F_e [daN]	L [mm]	$\mu_{tps} = \mu_g$ [daN.mm]	F [daN]	d [mm]
26,9	94,3	206806,5	19,5	656,2	12809	196,1	65,2

De ce fait, il n'y a pas de changement sur la fixation du stator par rapport à la conception d'origine. Pour la fixation des deux paliers, ils seront fixé sur les mêmes supports que le stator.

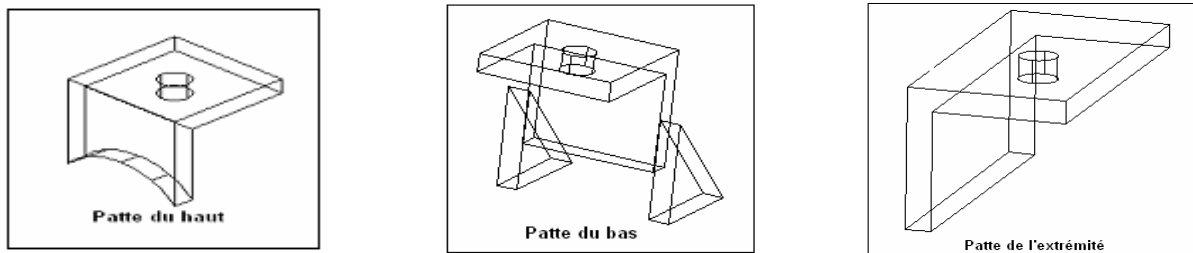


Figure 3-24 : Pattes de support du stator

G - Fixation des roulements

Les deux roulements à rouleaux coniques sont placés côte à côte à une distance de 4 cm, ils sont tous encastrés par pression à l'intérieur d'une bague en métal de même largeur que celle-ci. La fixation de cette bague est assurée par trois tiges en fer Ø 20 de longueur 8 cm chacun.

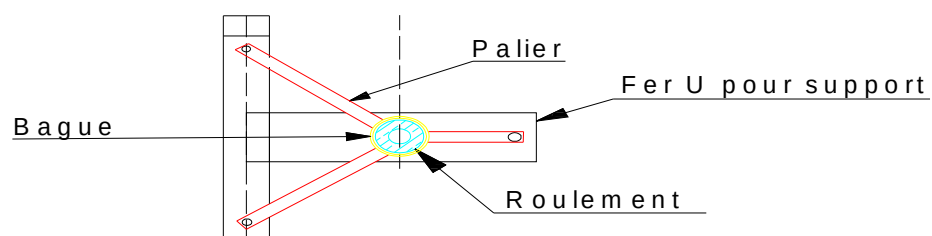


Figure 3-25 : Palier avec le roulement

Détermination de la dimension des tiges filetées

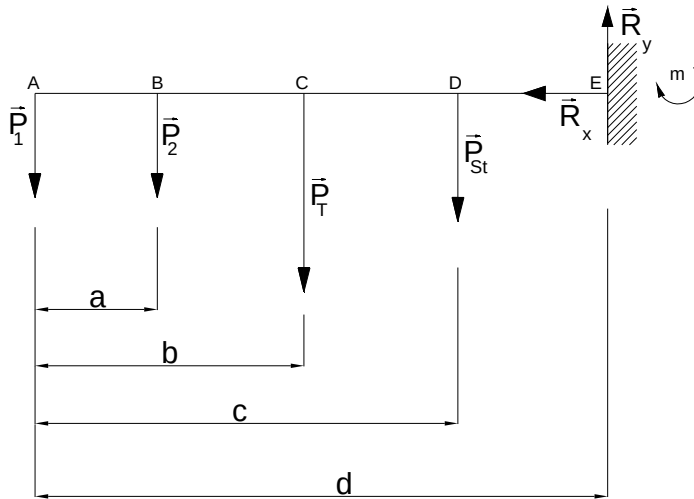


Figure 3-26 : Force agissant sur l'un des tiges filetées

P_1 : Poids exercé par le premier palier sur la tige fileté

P_2 : Poids exercé par le deuxième palier sur la tige fileté

P_T : Poids résultant de l'arbre de transmission

a : distance entre le premier palier et le deuxième palier

b : distance entre le premier palier et l'abscisse du poids résultant de l'arbre de transmission

c : distance entre le premier palier et le stator

d : distance

La projection sur les deux axes nous donne :

- Par rapport à X : $R_x=0$
- Par rapport à Y : $R_y=P_1+ P_2+ P_T+ P_{St}$

Le moment par rapport au point E :

$$m_e= P_1.d+ P_2.(d-a)+ P_T.(d-b)+ P_{St}(d-c)$$

Diagramme du moment fléchissant

Pour $0 \leq x \leq 40$

$$m_f + P_1 \cdot x = 0$$

$$m_f = -P_1 \cdot x$$

Pour $40 \leq x \leq 60$

$$m_f + P_1 \cdot x + P_2 \cdot (x - a) = 0$$

$$m_f = -P_1 \cdot x - P_2 \cdot (x - a)$$

Pour $60 \leq x \leq 91,7$

$$m_f + P_1 \cdot x + P_2 \cdot (x - a) + P_T(x - b) = 0$$

$$m_f = -P_1 \cdot x - P_2 \cdot (x - a) - P_T \cdot (x - b)$$

Pour $91,7 \leq x \leq 100$

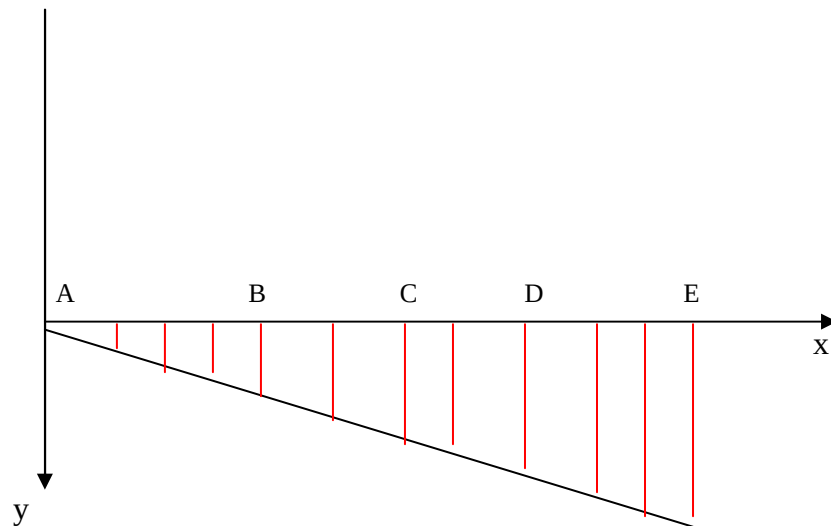
$$m_f + P_1 \cdot x + P_2 \cdot (x - a) + P_T(x - b) + P_{St}(x - c) = 0$$

$$m_f = -P_1 \cdot x - P_2 \cdot (x - a) - P_T \cdot (x - b) - P_{St}(x - c)$$

Tableau 14 : Valeur du moment fléchissant maximal

P_1 [daN]	P_2 [daN]	P_T [daN]	P_{St} [daN]	μ_e [daN.mm]
0,173	0,173	2,296	0,25	266,195

a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	m_f [daN.mm]			
40	60	91,7	150	$0 \leq x \leq 40$ mm	$40 \leq x \leq 60$ mm	$60 \leq x \leq 91,7$ mm	$91,7 \leq x \leq 150$ mm
				0	-6,92	-13,84	-97,591
				-6,92	-13,84	-97,591	-266,195


Figure 3-27: Diagramme du moment fléchissant

D'après se diagramme, on voit que la fixation sur le pivot est très sollicitée.

On procédant de la même façon que (II-35) et en tenant compte que cette tige filetée est un acier fortement allié X2Cr Ni 19-11 avec $R_{e\min} = 175 \text{ MPa} = 17,5 \text{ daN.mm}^2$, nous obtenons ;

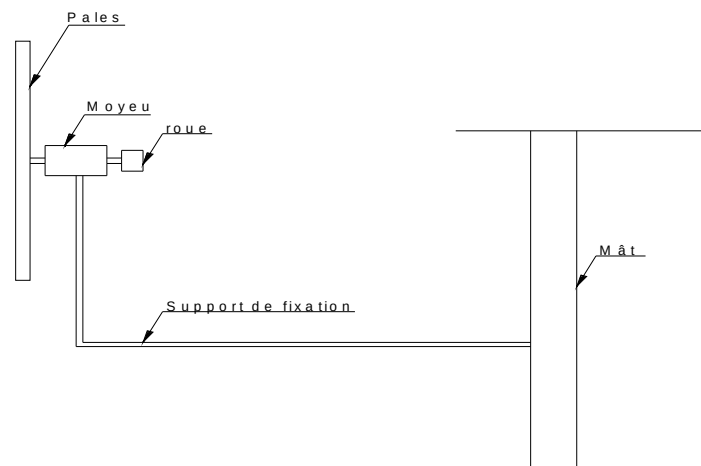
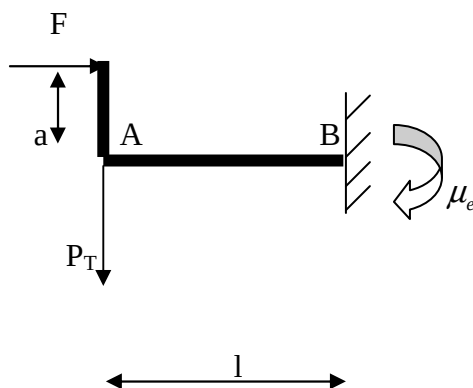
Tableau 15 : Dimension tige fileté

$M_{f \max 1}$ [daN.mm]	$R_{e \min}$ [daN.mm ²]	d [mm]
266,195	17,5	5,37

La valeur normalisée du diamètre de la tige filetée choisie est **d= 10 mm** avec un pas de **2mm** et de longueur totale de **200 mm** , d'où la designation **M10 x 2**

I - Fixation des pales , moyeu sur le mât

La fixation de l'ensemble pales, moyeu et la roue dentée sur le mât est explique sur la figure 3-8.

**Figure 3-28 : Fixation du moyeu sur le mât.****Figure 3-29 : Forces agissant sur la fixation du moyeu au mât.**

F : Force axial du vent agissant sur les pales

l : longueur du support horizontal

a : longueur du support vertical

P_T : Poids de l'ensemble de pales ,roue dentée et moyeu

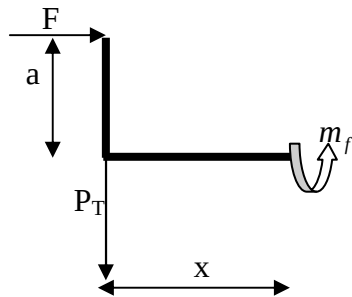
Détermination du moment d'encastrement

$$\sum_{\mu / B} (\overrightarrow{F_{ext}}) = 0$$

$$\mu_e = P_T - F.a$$

Détermination du moment fléchissement

Pour $0 \leq x \leq 200$



$$m_f - F.a + P_T.x = 0$$

$$m_f = P_T.x - F.a$$

Tableau 16 : Valeur du moment fléchissant maximal

a (mm)	l (mm)	F (daN)	P _T (daN)	m _f (daN.mm)	
				x=0	x=250
250	250	19,52	5,86	-4881,2	-4178

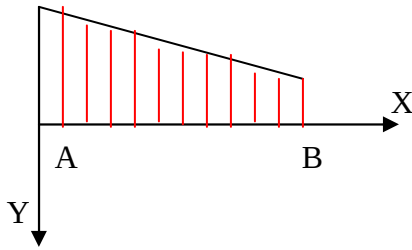


Figure 3-30 : diagramme du moment fléchissant

Détermination du support

Nous avons choisi un tube plein de profil carré de côté « r » pour le support du moyeu avec les pales. Ce support est soumis à la flexion :

$$\sigma_{\max} = \frac{|m_{f_{\max}}|}{\frac{I}{V}} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{III-57})$$

$$I = \frac{r^4}{12} \quad \text{moment d'inertie par rapport à l'axe neutre}$$

$$V = \frac{r}{2} \quad \text{Distance la plus éloigné de l'axe neutre}$$

$$r \geq \sqrt[3]{\frac{6.m_{f_{\max}}}{\sigma_{adm}}}$$

Le support utilisé est fabriqué à partir d'un acier fortement allié $R_{pe} = \sigma_{adm} = 275\text{MPa}$

Tableau 17: La valeur du côté « r » du tube carré plien

m_{fi} [daN.mm]	R_{pe} [daN/mm ²]	r [mm]
4881,2	27,5	≥ 10,21

On va prendre pour supporter l'ensemble pales, moyeu et roue dentée par $r = 15 \text{ mm}$, un fer carre plein de $\square 15$.

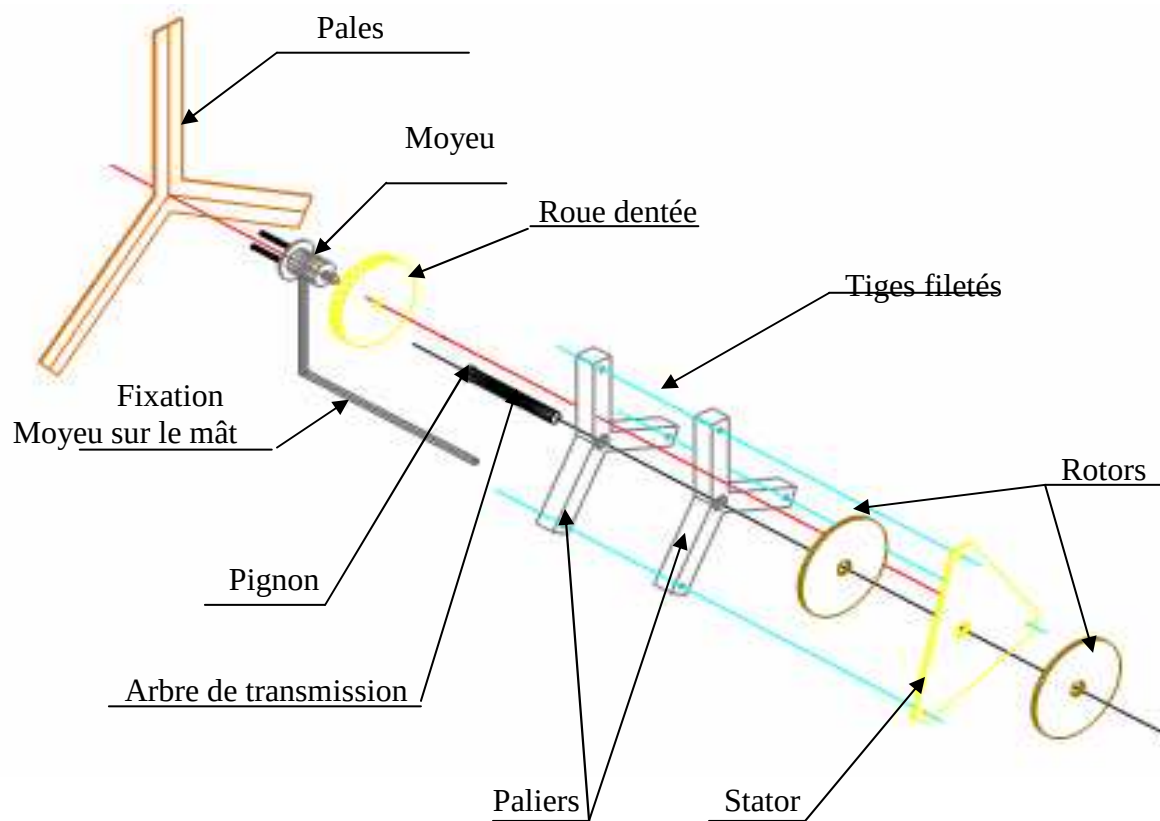


Figure 3-31 : Représentation du système

CHAPITRE IV PIVOT – MAT – GOUVERNAIL - HAUBANS CONCEPTION DU LOGICIEL DE DIMENSIONNEMENT DU MULTIPLICATEUR

4 - 1 Axe pivot [15]

Cet axe constitué par un tube d'acier travaille en sollicitation composée c'est-à-dire qu'il est soumis aux moments de torsion μ_g et de flexion m_f dus à la force axiale de la pale à la vitesse du vent maximale $V_{\text{maximale}} = 26,9$ m/s pour raison de sécurité.

D'après le diagramme de Mohr, il résulte un moment idéal de flexion m_{fi} donné par l'expression :

$$m_{fi} = \frac{1}{2} \left(m_f + \sqrt{m_f^2 + \mu_g^2} \right) \quad (\text{IV} - 1)$$

Avec : $\mu_g = F \cdot d$

$m_f = F \cdot l''$ où l'' : distance d'encastrement à la direction de F

Puisque ce tube doit s'emboîter dans le palier de giration de diamètre intérieur $d_i = 57$ mm, on a choisi un tube de diamètre extérieur $d_{ex} = 48$ mm et de longueur $l'' = 500$ mm.

La formule de JOURAVSKI permet de déterminer le diamètre intérieur d_{in} et par conséquent l'épaisseur e_2 en calculant la contrainte de flexion maximale σ_{max} qui doit être inférieure à celle admissible σ_{adm} .

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{\mu_{fi}}{W_z} = \frac{32 \cdot d_{ex} \cdot m_{fi}}{\pi \cdot (d_{ex}^4 - d_{in}^4)} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (\text{IV} - 2)$$

où : W_z : module de résistance de flexion ou module de flexion

Le matériau constitutif est l'acier **XC10** dont la résistance minimale élastique est de

$R'_e = \sigma_{\text{adm}} = 21,5 \text{ daN/mm}^2$.

Le diamètre intérieur d_{in} a donc comme expression :

$$d_{in} \leq \sqrt[4]{d_{ex}^4 - \frac{32 \cdot d_{ex} \cdot m_{fi}}{\pi \cdot R'_e}} \quad (\text{IV} - 3)$$

Tableau 18 : Valeur du diamètre intérieur de l'axe pivot

d_{ex} [mm]	m_{fi} [daN.mm]	R'_e [daN/mm ²]	d_{in} [mm]
48	69258	21,5	$\leq 43,9 \text{ mm}$

On va prendre comme valeur normalisée $d_{in} = 43 \text{ mm}$ donnant comme épaisseur $e_2 = 5 \text{ mm}$.

4 - 2 Efforts agissant sur le mât ou pylône [13],[15]

Tout le système par le palier de giration est placé sur un poteau qui est constitué par deux tubes d'acier pour tuyauterie, soudés latéralement au niveau de la jonction par l'intermédiaire d'une pièce circulaire avec un trou au centre pour faire passer le câble de puissance, de diamètre extérieur différent. La hauteur de l'ensemble est de $H = 7,5 \text{ m}$, et afin de permettre ou de garantir une meilleure stabilité et fixation du système, on a choisi l'hauban à l'aide de quatre câbles en acier. Ces câbles sont fixés d'une part à la hauteur $h' = 7 \text{ m}$ au-dessus du sol sur le poteau au moyen des serre-câbles et d'autre part, à la distance $b' = 3 \text{ m}$ du poteau par des piquets en fer rond.

L'ensemble du système sur lequel agissent les différents efforts peut être représenté schématiquement par la figure 4-1:

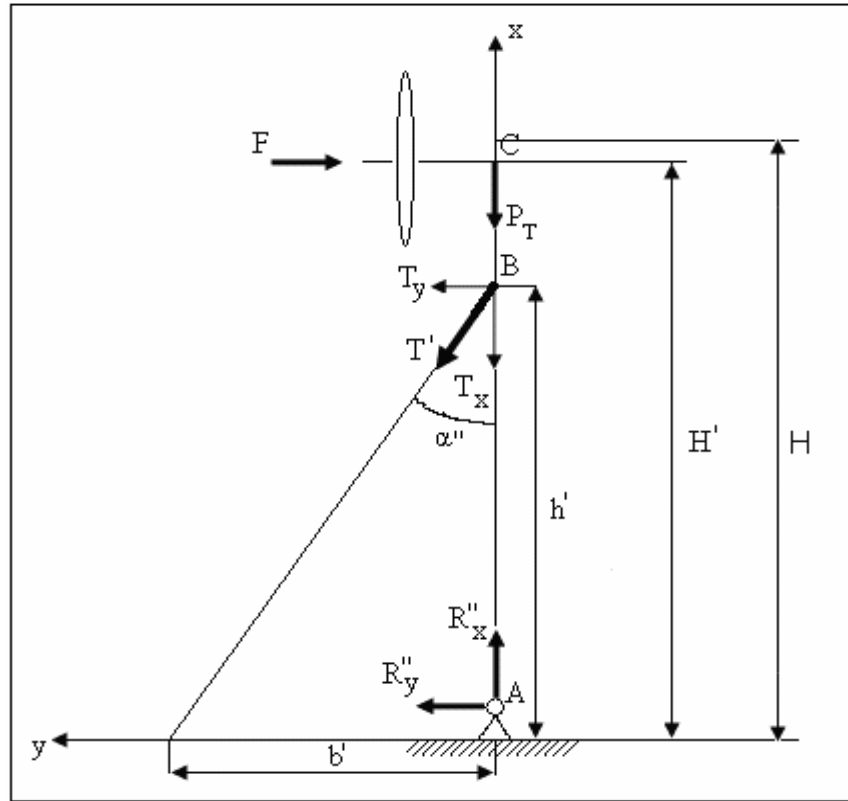


Figure 4-1 : Représentation schématique du système

Les études mécaniques du système en utilisant les projections suivant les deux axes et le calcul du moment par rapport au point A nous donne :

- les projections suivant les axes x et y :

$$F = T_y + R''_y \quad (\text{IV - 4})$$

$$P_T + T_x = R''_x \quad (\text{IV - 5})$$

- le moment des forces par rapport au point A :

$$T_y h' = F H' \quad (\text{IV - 6})$$

- la relation mathématique $\tan \alpha = \frac{b'}{h'} = \frac{T_y}{T_x}$ nous permet d'obtenir

$$T_y = T_x \tan \alpha'' \quad (\text{IV - 7})$$

A partir de (IV - 6), on peut déduire :

$$T_y = F \left(\frac{H'}{h'} \right)$$

$$\text{d'où } T_x = \frac{T_y}{\tan \alpha''} = \frac{F}{\tan \alpha''} \left(\frac{H'}{h'} \right) = \frac{F \cdot H'}{b'}$$

En rapportant l'expression de T_y dans la relation (IV - 4), on obtient :

$$R''_y = F - F \left(\frac{H'}{h'} \right) = F \left(1 - \frac{H'}{h'} \right)$$

Enfin, l'expression de R''_x peut s'écrire à partir de (IV - 5) en remplaçant T_x :

$$R''_x = P_T + \frac{F}{\tan \alpha''} \left(\frac{H'}{h'} \right)$$

D'où

- les efforts à l'appui sont :

$$R''_x = P_T + \frac{F}{\tan \alpha''} \left(\frac{H'}{h'} \right) = P_T + \frac{F.H'}{b'}$$

$$R''_y = F - F \left(\frac{H'}{h'} \right) = F \left(1 - \frac{H'}{h'} \right)$$

- et la tension résultante du câble :

$$T' = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = T_y \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \alpha''}}$$

$$T' = F \left(\frac{H'}{h'} \right) \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \alpha''}}$$

Avec

- ✓ F : la force axiale à la vitesse du vent maximale
- ✓ P_T : le poids total de l'ensemble (l'aéromoteur, le moyeu, la génératrice, système de multiplicateur, paliers, le support de la génératrice et le mât)
 - Aéromoteur : 2,8 daN
 - Moyeu + Axes : 2,5 daN
 - Génératrice : 6 daN
 - Supports de génératrice : 4,25 daN
 - Poids pignon : 0,426 daN
 - Poids roue dentée : 1,32 daN
 - Poids paliers : 0,52 daN
 - Poids arbre de transmission : 0,462 daN
 - Mât : 10 daN

D'où le poids total est

$$P_T = 28,28 \text{ daN}$$

Les valeurs des autres inconnues sont groupées dans le tableau 19 :

Tableau 19 : Valeurs des autres efforts

F	H'	h'	b'	T _x	T _y	T'	R'' _x	R'' _y
[daN]	[m]	[m]	[m]	[daN]	[daN]	[daN]	[daN]	[daN]
196,1	7,35	7	3	480,6	206	522,8	508,88	9,8

4 – 3 Diamètre des câbles

Les haubans sont fabriqués en câbles d'acier enroulés. On utilise l'acier d'usage général (acier pour câble) qui est l'acier de série A dont la résistance minimale élastique **R'_e** varie de **33 à 70 daN / mm²**.

On sait que la tension résultante T' du câble est **T' = 522,8 daN**.

La contrainte maximale à la traction est de :

$$\sigma_{\max} = \frac{T'}{S_c} \quad (\text{IV - 8})$$

Avec :

T' : la tension du câble

$S_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$: la section du câble qui est

D'après la condition de résistance, on peut écrire :

$$\sigma_{\max} \leq R'_e \quad (\text{IV - 9})$$

D'où le diamètre du câble s'exprime par :

$$d_c \geq \left(\frac{4T'}{\pi R'_e} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{IV - 10})$$

Si on prend l'acier de **série A70**, on a comme valeur du diamètre du câble :

Tableau 20 : Valeurs du diamètre du câble

T' [daN]	R' _e [daN/mm ²]	d _c [mm]
522,8	37	≥ 4,2

Donc on prend comme diamètre du câble **d_c = 6 mm**

4 - 4 Diamètre des vis de scellement [15]

4 - 4 - 1 Profondeur d'ancrage

On utilise habituellement l'approximation $L_s = (40 - 50)\phi$ où ϕ est le diamètre de la vis de scellement, norme FeE400 (limite d'élasticité garantie).

Si L_s est supérieure à L_1 qui est la longueur à ne pas dépasser, il faut couder le bout de la vis.

On peut rencontrer trois types de coudage suivant les angles de pliage.

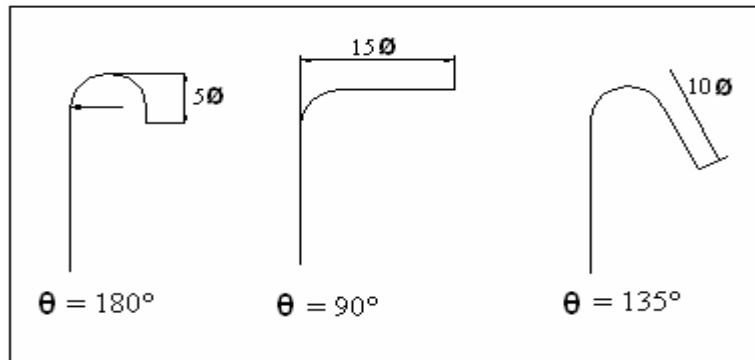


Figure 4-2 : Différents types de coudage

La condition courante de fabrication, béton dosé à 350 kg.m^{-3} , l'acier utilisé est la barre d'acier haute adhérence. La contrainte de service est :

$$\sigma_s = \sup(240, 110\sqrt{\eta'' f_{ij}}) \text{ [MPa]} \quad (\text{IV} - 11)$$

Où $\eta'' = 1.5$ = coefficient de fissuration

$f_{ij} = f_{t28} = 2,10 \text{ MPa}$: force de traction après 28 jours de prise de béton , c'est-à-dire lorsque l'élément est exposé aux intempéries ou à des condensations ou alternativement noyé et immergé (barrage, château d'eau, ...).

L'état limite de service est

$$A_{ser} = \frac{N_{ser}}{\sigma_s} \quad (\text{IV} - 12)$$

A_{ser} : section de service de l'acier ;

N_{ser} : effort de traction de service égal à R''_x

$\sigma_s = 240 \text{ MPa}$

$$A_{ser} = \frac{\pi \phi^2}{4}$$

Le tableau 18 donne le diamètre de la vis de scellement et la profondeur d'ancrage.

Tableau 21 : Valeurs du diamètre de la vis de scellement et la profondeur d'ancrage

N_{ser} [daN]	σ_s [MPa]	A_{ser} [mm ²]	ϕ [mm]	L_s [mm]
506,2	240	21	5,1	320

Il est donc suffisant d'utiliser **4 vis de diamètre $\phi = 8$ mm.**

4 - 4 - 2 Dimension du béton semelle [15]

Comme la force de traction verticale est **$R'_x = 506,2$ daN**. La dose du béton est de 350 kg.m^{-3} .

D'après cet effort, il est donc recommandé de couler **$1,4 \text{ m}^3$** de béton pour la semelle

Et la tension exercée verticalement par le câble est **$T_x = 480,6$ daN**.

La dose du béton correspondant à cet effort est de 350 kg.m^{-3} .

Il faut **$1,3 \text{ m}^3$** de béton pour les quatre trous latéraux.

4 - 4 - 3 Fixation des haubans [15]

Les quatre haubans sont fixés à une distance située à 7m au - dessus du sol, sur un flasque muni de quatre trous soudé au pylône.

Les extrémités supérieures sont maintenues par des serre - câbles en formant des boucles, et celles inférieures sont accrochées aux éléments d'ancrages à l'aide des tendeurs œil - œil.

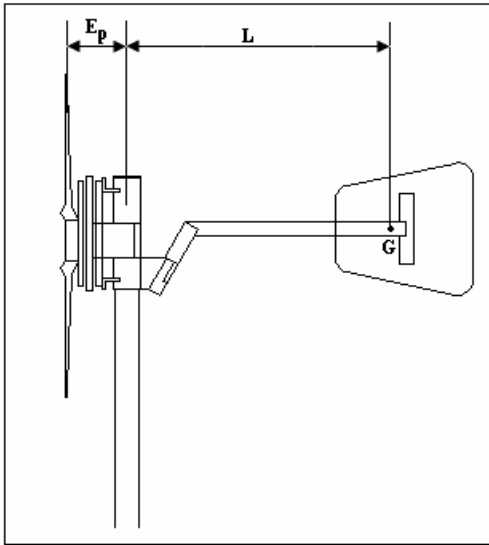
4 – 5 Gouvernail [4],[13],[14],[15],[18]

Pour un aérogénérateur à axe horizontal de type « amont » ou « hélice au vent » comme notre cas, l'orientation permanente de la machine dans une direction parallèle à celle du vent est essentiellement nécessaire afin de réduire les perturbations produites lors du passage de chacune des pales près du mât et les pertes de puissance. L'orientation est assurée par un gouvernail : plan vertical, fixé à l'extrémité d'un tube horizontal ou incliné dont l'autre extrémité est lié au support de génératrice. Il prend une part importante dans le bon fonctionnement de la machine puisque les changements de direction et les variations de fréquence de rotation liés aux rafales entraînent des vibrations néfastes.

4-5-1 Principe [13],[18]

La position d'équilibre du système est celle où le plan vertical (gouvernail) se trouve dans le lit du vent. Si le vent change de direction, les forces aérodynamiques qui s'exercent sur la plaque créent un moment par rapport au pivot, qui ramène cette dernière dans le nouveau lit du vent et oblige l'hélice à se placer toujours face au vent.

4-5-2 Surface du gouvernail [10],[12],[13]



L'empennage sert à pivoter le système éolien à l'aide d'un gouvernail. Il est valable pour un diamètre

D < 6000mm.

E_p : distance entre l'axe de la pale et celui du pivot

L : distance entre l'axe du pivot et la direction du centre de gravité de l'empennage.

L et E_p doivent être de proportion quasiment grande.

La surface du gouvernail (empennage) est donnée par la formule :

$$S_e = 0,16S_1 \frac{E_p}{L} \quad (\text{IV - 13})$$

Figure 4-3 : Empennage

Avec S_e : Surface de l'empennage

Le tableau 10 représente la valeur de la surface de l'empennage.

Tableau 22 : Valeur de la surface de l'empennage

D [mm]	S_1 [mm ²]	E_p [mm]	L [mm]	S_e [mm ²]
2400	4523893,4	250	656,2	275763,1

4-5-3 Coordonnées du centre de gravité

La détermination du centre de gravité d'un gouvernail s'effectue à partir des deux principales formules suivantes :

$$x_G = \frac{\sum_i x_{G_i} \cdot S_i}{\sum_i S_i} \quad (\text{VI - 14})$$

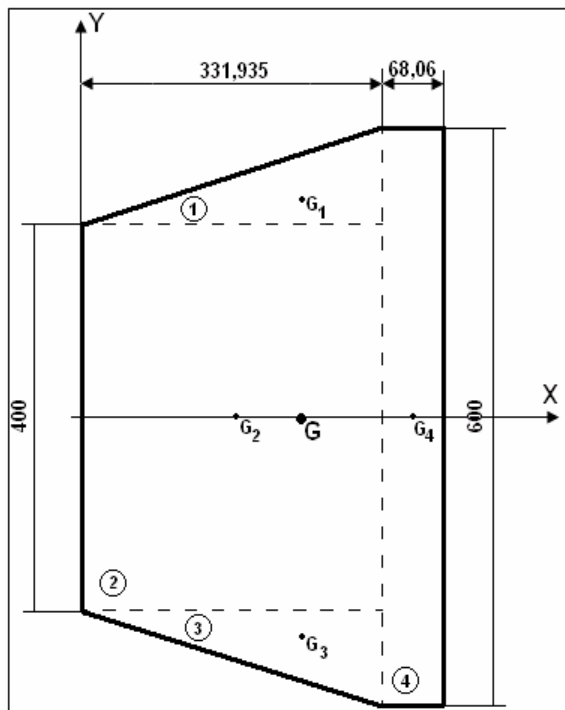
$$y_G = \frac{\sum_i y_{G_i} \cdot S_i}{\sum_i S_i} \quad (\text{VI - 15})$$

où

x_{G_i} : Distance du centre de gravité de chaque surface constituant le gouvernail par rapport à l'axe Y

y_{G_i} : Distance du centre de gravité de chaque surface constituant le gouvernail par rapport à l'axe X

S_i : Surface de chaque élément formant le gouvernail



D'après cette figure ci-contre, le gouvernail, en contreplaqué d'épaisseur 10 mm, est formé par quatre surfaces géométriquement bien définies.

Figure 4-4: Position du centre de gravité du gouvernail

Toutes les coordonnées du centre de gravité de l'empennage sont données dans le tableau 23.

Tableau 23 : Valeurs des coordonnées du centre de gravité de l'empennage

Eléments de surface	Forme	Dimensions [mm ²]	x _{Gi} [mm]	y _{Gi} [mm]	x_G	y_G
1	Triangle rectangle	16754,7	252,2	247,3	253,5	0
2	Rectangle	132873	165,9	0		
3	Triangle rectangle	16523,7	252,2	-247,3		
4	Rectangle	40845	373,9	0		
S _e = $\sum_i S_i$		206806,5				

Finalement, on a **G (253,5; 0)** et la surface totale du gouvernail est **S_e = 275763,1mm²**

4 – 6 Présentation et conception du logiciel de dimensionnement de la multiplicateur

4-6-1 Généralités

Le présent logiciel de dimensionnement de multiplicateur est conçu sous Microsoft Visual Basic. Microsoft Visual Basic est un outil de développement d'application rapide et facile à utiliser. L'environnement de développement intégré de Visual Basic (IDE Integrated Development Environment) peut être personnalisé, pour ce qui concerne sa présentation et son mode de fonctionnement. Visual Basic est en parfaite harmonie avec Windows.

4-6-2 Organigramme

L'organigramme ci-dessous permet de représenter visuellement l'enchaînement logique de toutes les opérations.

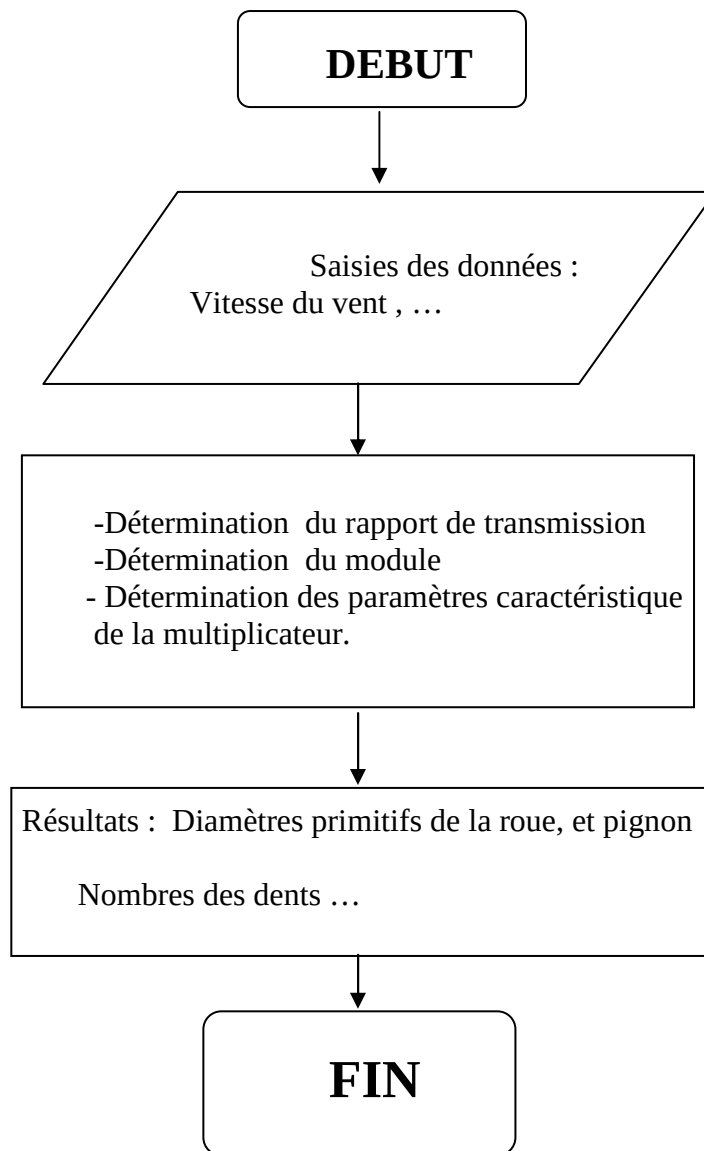


Figure 4-5: Organigramme

4-6-3 Guide d'utilisation

Pour avoir toutes les dimensions qui caractérisent le multiplicateur, les données suivantes sont nécessaires :

- La vitesse du vent existant V_V
- La vitesse nominale $V_{Nominale}$
- Coefficient largeur de denture
- Résistance pratique
- Force tangentielle
- Entraxe a

LES DIMENSIONS DE L'ENGRENAGE	
Données	
Vitesse du vent:	3 m/s
Vitesse nominale:	8.5 m/s
Coef. largeur de denture:	8
Resistance pratique Rpe:	355 Mpa
Force tangentielle Ft:	3705.2 N
Entraxe imposé a:	75 mm
OK Annuler Quitter	
Résultats	
Rapport de transmission i:	2.83
Module m:	2.67
Saillie ha:	2.67 mm
Craux hf:	3.34 mm
Hauteur du dent. h:	6.01 mm
Pas P:	8.39
Largeur de denture b:	21.38 mm
DIAMETRES CARACTERISTIQUE ROUE DENTEE	
Diamètre primitif dr:	113.58 mm
Diamètre de tête dar:	118.93 mm
Diamètre de pied dfr:	106.90 mm
Nombre de dents Zr:	42.5
DIAMETRES CARACTERISTIQUE PIGNONS	
Diamètre primitif dp:	40.08 mm
Diamètre de tête dap:	45.43 mm
Diamètre de pied dfp:	33 mm
Nombre de dents Zp:	15

Figure 4-6: Fenêtre de dimensionnement de la multiplicateur

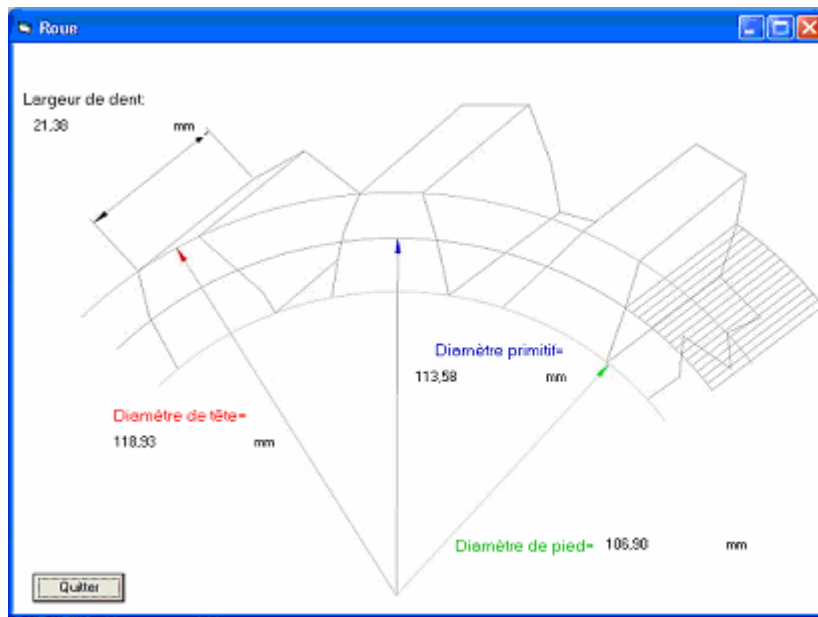


Figure 4-7 : Fenêtre de définition du roue

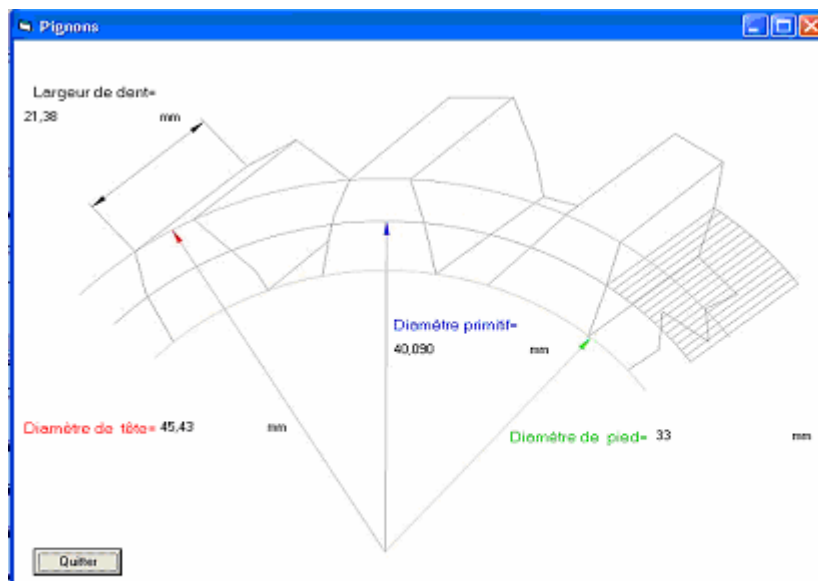


Figure 4-8 : Fenêtre de définition de pignon

CONCLUSION GENERALE

Nombreuses sont les sources d'énergie pouvant être utilisées et exploitées pour assouvir nos besoins. Cependant, quelques unes présentent certains problèmes quand à leur durée de vie comme l'énergie fossile qui tend à s'épuiser actuellement; et qui est la plus utilisée presque dans tous les domaines (production d'électricité, ...)

On a opté parmi ces dernières « **l'énergie du vent** » ou « **l'énergie éolienne** » à cause de ses divers avantages pour pouvoir produire de l'électricité puisque l'électrification surtout pour les zones rurales et même dans le milieu urbain ou suburbain, reste encore jusqu'à maintenant l'un des problèmes majeurs dans le cas de Madagascar.

Le travail élaboré dans cet ouvrage est particulièrement axé sur l'amélioration du rendement d'un aérogénérateur à axe horizontal avec un alternateur discoïde 500 Watts. Grâce à ces études, on est parvenu à redimensionner toutes les pièces mécaniques : multiplicateur, les différentes fixations ..., conçues pour ce modèle et à concevoir un logiciel de dimensionnement de l'engrenage (Multiplicateur de vitesse) sous Visual Basic.

Néanmoins, il reste toujours quelques modifications et améliorations à apporter pour ce modèle qui est encore classique, tant sur les études de la partie mécanique en vue d'obtenir un nouveau prototype plus perfectionné, plus résistant et pouvant fournir de grande puissance afin de l'exploiter industriellement, que sur la conception du logiciel.

Poussée axiale du vent à la vitesse nominale $V_{nominale} = 8,5 \text{ m/s}$

Sections	p	r [m]	ρ	l [°]	sin (l)	k	V [m/s]	W [m/s]	C _z	C _x	ε	cos (l - ε)	cos (ε)	l [m]	∫dr	F _i [daN]
1	3	0,12	1,225	36,672	0,597	0,384	8,500	9,853	1,552	0,002	0,073	0,802	0,999	0,128	0,120	0,3414
2	3	0,24	1,225	23,692	0,401	0,353	8,500	14,340	1,534	0,002	0,074	0,916	0,999	0,11	0,120	0,7015
3	3	0,36	1,225	16,976	0,291	0,343	8,500	19,614	1,505	0,002	0,076	0,956	0,999	0,087	0,120	1,0629
4	3	0,48	1,225	13,103	0,226	0,339	8,500	25,180	1,465	0,002	0,078	0,974	0,999	0,066	0,120	1,3180
5	3	0,6	1,225	10,63	0,184	0,337	8,500	30,882	1,414	0,002	0,081	0,985	0,999	0,061	0,120	1,7884
6	3	0,72	1,225	8,928	0,155	0,336	8,500	36,632	1,353	0,002	0,084	0,988	0,999	0,054	0,120	2,1381
7	3	0,84	1,225	7,69	0,133	0,335	8,500	42,660	1,281	0,002	0,089	0,991	0,999	0,049	0,120	2,4986
8	3	0,96	1,225	6,75	0,117	0,335	8,500	48,494	1,198	0,001	0,047	0,993	0,999	0,046	0,120	2,8404
9	3	1,08	1,225	6,013	0,104	0,335	8,500	54,555	1,104	0,001	0,051	0,994	0,999	0,045	0,120	3,2440
10	3	1,2	1,225	5,42	0,094	0,334	8,500	60,314	0,999	0,001	0,057	0,995	0,999	0,045	0,120	3,5915
																19,5248

Couple moteur à la vitesse nominale $V_{nominale} = 8,5 \text{ m/s}$

Sections	p	r [m]	ρ	l [°]	sin (l)	k	V [m/s]	W [m/s]	C _z	C _x	ε	sin (l - ε)	cos (ε)	l [m]	∫rdr	m _t [daN.mm]
1	3	0,12	1,225	36,672	0,597	0,384	8,500	9,853	1,552	0,002	0,073	0,596	0,999	0,128	0,007	14,8
2	3	0,24	1,225	23,692	0,401	0,353	8,500	14,340	1,534	0,002	0,074	0,400	0,999	0,11	0,021	53,6
3	3	0,36	1,225	16,976	0,291	0,343	8,500	19,614	1,505	0,002	0,076	0,290	0,999	0,087	0,360	967,3
4	3	0,48	1,225	13,103	0,226	0,339	8,500	25,180	1,465	0,002	0,078	0,225	0,999	0,066	0,050	126,9
5	3	0,6	1,225	10,63	0,184	0,337	8,500	30,882	1,414	0,002	0,081	0,183	0,999	0,061	0,064	177,2
6	3	0,72	1,225	8,928	0,155	0,336	8,500	36,632	1,353	0,002	0,084	0,153	0,999	0,054	0,079	218
7	3	0,84	1,225	7,69	0,133	0,335	8,500	42,660	1,281	0,002	0,089	0,132	0,999	0,049	0,093	257,9
8	3	0,96	1,225	6,75	0,117	0,335	8,500	48,494	1,198	0,001	0,047	0,116	0,999	0,046	0,108	298,6
9	3	1,08	1,225	6,013	0,104	0,335	8,500	54,555	1,104	0,001	0,051	0,103	0,999	0,045	0,122	341,8
10	3	1,2	1,225	5,42	0,094	0,334	8,500	60,314	0,999	0,001	0,057	0,093	0,999	0,045	0,136	380,4
																2836,5

POIDS DE L'ACIER

Dim en mm	Poids en Kg/m	Dim en mm	Poids en Kg/m	Dim en mm	Poids en Kg/m	Dim en mm	Poids en Kg/m
5	0,154	24	3,551	43	11,40	64	25,25
6	0,222	25	3,853	44	11,94	65	26,05
7	0,320	26	3,853	45	12,48	66	26,86
8	0,395	27	4,495	46	13,05	68	28,51
9	0,499	28	4,834	47	13,62	70	30,21
10	0,617	29	5,185	48	14,20	72	31,96
11	0,746	30	5,549	49	14,80	74	33,76
12	0,888	31	5,925	50	15,41	75	34,68
13	1,042	32	6,313	51	16,04	76	35,61
14	1,208	33	6,714	52	16,67	78	37,51
15	1,387	34	7,128	53	17,32	80	39,46
16	1,578	35	7,533	54	17,98	82	41,46
17	1,782	36	7,990	55	18,65	84	43,50
18	1,998	37	8,440	56	19,34	85	44,55
19	2,226	38	8,903	57	20,03	86	45,60
20	2,466	39	9,378	58	20,74	88	47,75
21	2,719	40	9,865	59	21,46	90	49,94
22	2,984	41	10,36	60	22,20	92	52,18
23	3,261	42	10,88	62	23,70	94	54,48

Dim en mm	Poids en Kg/m	Dim en mm	Poids en Kg/m	Dim en mm	Poids en Kg/m	Dim en mm	Poids en Kg/m
95	55,64	130	104,2	175	188,8	220	298,4
96	56,82	135	112,4	180	199,8	225	312,1
98	59,21	140	120,8	185	211,0	230	326,2
100	61,65	145	129,6	190	222,6	235	340,5
105	67,97	150	138,7	195	234,4	240	355,1
110	74,60	155	148,1	200	246,6	245	370,1
115	81,54	160	157,8	205	259,1	250	385,3
120	88,78	165	167,9	210	271,9		
125	96,33	170	178,2	215	285,0		

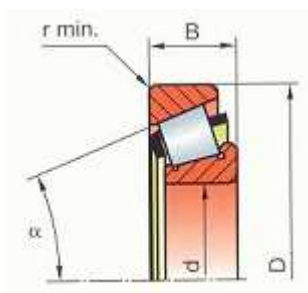
Vitesse relative sur chaque section de pale à $V_{\text{nominale}} = 8,5 \text{ m/s}$

Sections	r [m]	$\frac{r}{R}$	λ	k	I [°]	sin (I)	V [m/s]	W [m/s]
1	0,12	0,1	0,7	0,384	36,672	0,597	8,500	9,853
2	0,24	0,2	1,4	0,353	23,692	0,401	8,500	14,340
3	0,36	0,3	2,1	0,343	16,976	0,291	8,500	19,614
4	0,48	0,4	2,8	0,339	13,103	0,226	8,500	25,180
5	0,6	0,5	3,5	0,337	10,630	0,184	8,500	30,882
6	0,72	0,6	4,2	0,336	8,928	0,155	8,500	36,632
7	0,84	0,7	4,9	0,335	7,690	0,133	8,500	42,660
8	0,96	0,8	5,6	0,335	6,750	0,117	8,500	48,494
9	1,08	0,9	6,3	0,335	6,013	0,104	8,500	54,555
10	1,2	1	7	0,334	5,420	0,094	8,500	60,314

Vitesse relative sur chaque section de pale à $V_{\text{maximale}} = 26,9 \text{ m/s}$

Sections	r [m]	$\frac{r}{R}$	λ	k	I [°]	sin (I)	V [m/s]	W [m/s]
1	0,12	0,1	0,7	0,384	36,672	0,597	26,9	31,232
2	0,24	0,2	1,4	0,353	23,692	0,401	26,9	45,455
3	0,36	0,3	2,1	0,343	16,976	0,291	26,9	62,175
4	0,48	0,4	2,8	0,339	13,103	0,226	26,9	79,819
5	0,6	0,5	3,5	0,337	10,63	0,184	26,9	97,892
6	0,72	0,6	4,2	0,336	8,928	0,155	26,9	116,120
7	0,84	0,7	4,9	0,335	7,69	0,133	26,9	135,226
8	0,96	0,8	5,6	0,335	6,75	0,117	26,9	153,719
9	1,08	0,9	6,3	0,335	6,013	0,104	26,9	172,934
10	1,2	1	7	0,334	5,42	0,094	26,9	191,188

Caractéristique roulement conique



d (mm)	D (mm)	B (mm)	r (mm)	C ₀ (N)	C (N)	n.max (tr/min)
15	42	14,25	1	20 000	22 400	13 000
17	40	13,25	1	18 600	19 000	13 000
17	47	15,25	1	25 000	28 100	12 000
17	47	20,25	1	33 500	34 700	11 000
20	42	15	0,6	27 000	24 200	12 000
20	47	15,25	1	28 000	27 500	11 000
20	52	16,25	1,5	32 500	34 100	11 000
20	52	22,25	1,5	45 500	44 000	10 000
25	47	15	0,6	32 500	33 500	56 000
25	52	16,25	1	27 000	30 800	47 300
25	52	22	1	11 000	10 000	9 000
30	72	20,75	1,5	56 000	56 100	7 500
30	62	17,25	1	44 000	40 200	8 500
30	62	21,25	1	57 000	50 100	8 500
30	72	28,75	1,5	85 000	76 500	7 000
35	72	18,25	1,5	56 000	51 200	7 000
35	72	24,25	1,5	78 000	66 000	5 300
35	72	28	1,5	106 000	84 200	4 800
35	80	32,75	2	114 000	93 500	6 000
40	80	19,75	1,5	68 000	61 600	6 300
40	80	24,75	1,5	86 500	74 800	6 300
40	90	20,25	2	95 000	85 800	4 500
45	85	20,75	1,5	76 500	66 000	6 000
45	85	24,75	1,5	93 000	73 700	5 600
45	100	27,25	2	120 000	108 000	5 300
50	90	21,75	1,5	91 500	76 500	5 800
50	110	29,25	1,5	140 000	125 000	4 800

Nuance usuelle d'acier fortement alliés

Nuances Usuelles	Traitement de référence	
	R Min (Mpa)	Re Min (Mpa)
X4Cr Mo S 18	400	275
X2 Cr Ni 19-11	460	175
X 5 Cr Ni 18-10	510	195

Exemple : X30 Cr 13 veut dire 0,30% de Carbone – 13% de chrome

Ligne de programmes

Dim Vv, Vnom, k, Rpe, Ft As Integer

Dim i, m, h0, hf, h, P, b, Dr As Integer

Dim Dir, dar, dfr, d As Integer

Dim dp, dap, dfp As Integer

Dim Zr, Zp As Integer

Private Sub Command1_Click()

On Error Resume Next

Vv = Val(Text(0).Text)

Vnom = Val(Text(1).Text)

k = Val(Text(2).Text)

Rpe = Val(Text(3).Text)

Ft = Val(Text(4).Text)

a = Val(Text(5).Text)

i = Vnom / Vv

entry(0).Text = i

m = 2.34 * (Math.Sqrt(Ft / (k * Rpe)))

entry(1).Text = m

ho = m

entry(2).Text = ho

hf = 1.25 * m

entry(3).Text = hf

h = ho + hf

entry(4).Text = h

P = m * 3.14

entry(5).Text = P

b = k * m

entry(6).Text = b

Zp = (2 * a) / (m * (i + 1))

Txt2(3).Text = Zp

dp = m * Zp


```
Txt2(0).Text = dp
dap = dp + (2 * m)
Txt2(1).Text = dap
dfp = dp - (2.5 * m)
Txt2(2).Text = dfp
Zr = i * Zp
Txt1(3).Text = Zr
Dir = m * Zr
Txt1(0).Text = Dir
dar = Dir + (2 * m)
Txt1(1).Text = dar
dfr = Dir - (2.5 * m)
Txt1(2).Text = dfr
End Sub
```

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **A. CHEVALIER** , « Guide du technicien industriel », Edition 1982.
- [2] **A. CHEVALIER** , « Guide du technicien industriel », Edition 2004.
- [3] **Désiré Le GOURIERER** , « Energie éolienne : théorie, conception et calcul pratique des installations », Edition EYROLLES,1980.
- [4] **Emmanuel Riolet** , « Le mini-éolien », Edition EYROLLES, 1980.
- [5] **Frédéric POITIER** , « Etude et commande de génératrices asynchrone pour l'utilisation de l'énergie éolienne », Thèse de Doctorat de l'Université de Nantes, 19 Novembre 2003.
- [6] **G. Pissarenko, A. Yakokiev et V. Matveev** , « Aide mémoire de Résistance des matériaux », traduit du russe par SAGASAYO, Edition Mir Moscou.
- [7] **Guy CUNTY** , « Eoliennes et Aérogénérateurs », Guide de l'énergie éoliennes. Edisud 1979.
- [8] **H . GLAUERT**, traduction française par A . TENOT et R . KEERENS, « Aérodynamique, Ailes portantes et helices », DUNOD, Paris 1947
- [9] **JUSTUS C . G**, traduit par J.L PLAZY, « Vent et performances des éoliennes ». France 1980.
- [10] **JEAN PAUL LUCIEN** , «Electrification rurale ,les villages à éoliennes du Nord », Gazette Hebdo de Madagascar N° 0197 du Vendredi21 au Jeudi 27 Novembre 2008
- [11] **P.REBUFFET** , « Aérodynamique expérimentale I et II», DUNOD, Paris 1969.
- [12] **Le Syndicat des Constructeurs et Fabricants d'Organe de Transmission (S.C.O.T)**, «Organe de Transmission» Guide du technicien industriel », Edition 1962.
- [13] **RANAIVOSOA Samuel** , « Les équipages mobiles d'un aérogénérateur», Mémoire de fin d'études 2002.
- [14] **RAZANAKOLONA Harison Fidèle**, « Amélioration d'un aérogénérateur classique à l'aide d'un dispositif de commande des pales », Mémoire de fin d'études 2006.
- [15] **RAZANAMPARANY Nestor**, « Etudes, conception et réalisation de la partie mécanique d'un aérogénérateur classique 500 Watts à alternateur discoïde », Mémoire de fin d'études 2008.
- [16] Cours de **M. RASOLDIER Olivier** , Résistance des matériaux.
- [17] www.windpower.org/composite-192.htm
- [18] [http:// www.planete-eolienne.fr](http://www.planete-eolienne.fr)

**TITRE : AMELIORATION DU RENDEMENT D'UN AEROGENERATEUR
A AXE HORIZONTAL AVEC UN ALTERNATEUR DISCOÏDE 500
WATTS**

RESUME :

L'objet du travail entrepris dans le cadre de ce mémoire est la valorisation des données météorologiques, collectées auprès du Ministère de la Météorologie située à Ampandrianomby. Ces données concernent surtout les vitesses du vent à Madagascar, plus précisément dans les hauts plateaux. Ce qui nous a permis d'améliorer le bon fonctionnement de l'éolien expérimental déjà mis en place dans l'enceinte de l'Université d'Antananarivo. Aussi, la finalité en est la réalisation de l'étude d'un prototype dont certains paramètres seront dimensionnés à partir de l'éolien existant à savoir le mât, le gouvernail, la fixation ainsi que le montage d'un multiplicateur. Dans cette étude, nous avons pu concevoir un outil de calcul sous **VISUAL BASIC** permettant de dimensionner la roue et le pignon situant dans le multiplicateur.

Mots clés : Aérogénérateur, alternateur discoïde, puissance, multiplicateur, engrenage, palier, arbre de transmission.

ABSTRACT :

The object of this work is the valorization of the meteorological data, collected by the Ministry of the Meteorology located in Ampandrianomby. These data especially concern the speeds of wind in Madagascar, more precisely in the high trays. What allowed us to improve the good working of the wind already experimental put in place within the University of Antananarivo. Also, the finality is the realization of the survey of a prototype of which some parameters will be proportioned from the wind existing to know the mast, the rudder, the fixing and the multiplier installation. In this survey, we could conceive a calculation tool under VISUAL BASIC permitting to proportion the wheel and the gable situating in the multiplier.

Key words : Aerogenerator, discoid generator, power, multiplier, gearing, landing, driveshaft.

Encadreur :
Dr. RAKOTOMALALA Minoson

Impétrant :
ANDRITSARAOENDRY Tsanganiassy

Maritinà Tovoharimino

032 43 635 42

tsanganiassy@gmail.com

Lot B 271 Bis Andranomanalina Centre