

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Construction mécanique

Thème:
**ÉTUDE DE MULTIPLICATEUR DE VITESSE D'UNE
ÉOLIENNE**

Proposé et encadré par :
M.MEGHATRIA

Réalisé par :
LOUZRI Hamza
AZIZI Mohamed Amine

Année universitaire 2018/2019

REMERCIEMENTS

A l'issue de ce modeste travail nos remerciements vont d'abord au Dieu tout puissant qui nous a permis et aidé à terminer ce travail.

Nos remerciements aux membres de jury qui ont accepté de juger ce travail.

Nos remerciements vont aussi à notre promoteur Mr Meghatria pour sa disponibilité et ses conseils.

Nous remercions également tous les enseignants qui ont contribué à assurer notre formation durant tout notre cycle universitaire.

Nous remercions les enseignants Mr tiberkek, Mr zghaimi, Mr lazar pour tous les information.

Que Monsieur TEMMAR trouve ici l'expression de notre gratitude pour son aide et sa patience.

Enfin nous remercions tous nos amis.

Résumé

Selon le cahier de charge de l'étude et la conception d'une éolienne de moyenne puissance, on se propose d'étudier le multiplicateur de vitesse. Les pales mues par les vents tournent avec une vitesse de rotation assez lente. La génératrice qui produit l'électricité sera d'autant plus performante que sa vitesse de rotation est élevée. Ce multiplicateur aura pour rôle outre la transmission des efforts à la génératrice, d'augmenter la vitesse de rotation à l'entrée de la génératrice. On a étudié dans ce mémoire un multiplicateur de vitesse à engrenages à dentures hélicoïdales. Pour diminuer l'encombrement et le poids de la structure on a opté pour des trains d'engrenages épicycloïdaux. L'étude a porté sur le dimensionnement des différents éléments constituant un train épicycloïdal.

ملخص

وفقاً لدفتر الشروط و تصميم توربينات الرياح متوسطة القوة، نقترح دراسة مضاعف السرعة. الشفرات التي تحركها الرياح تدور بسرعة دوران بطيئة. المولد الذي ينتج الكهرباء سوف يكون أكثر كفاءة حيث سرعة دورانه عالية. هذا المضاعف سيكون له دور اضافي في نقل الجهود الى المولد و زيادة سرعة الدوران عند مدخل المولد. درسنا في هذه المذكرة مضاعف السرعة ذو تروس ذات أسنان حلزونية لتقليل حجم ووزن الميكل حيث اخترنا التروس التداورية (كوكبية). ركزت الدراسة على تحديد ابعاد مختلف عناصر المكونة للتروس

التداورية.

Abstract

According to the specifications of the study and the design of a medium power wind turbine, it is proposed to study the speed multiplier. The blades moved by the winds rotate with a slow rotation speed. The generator that produces the electricity will be more efficient as its speed of rotation is high; this multiplier will role besides the transmission of forces to the generator, to increase the speed of rotation at the entrance of the generator. A gear multiplier with helical gears has been studied in this specification. To reduce the size and weight of the structure we opted for epicyclical gear trains. The study focused on the dimensioning of the various components of an epicyclical train.

Table des matières

Liste des symboles	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale.....	1

Chapitre 1: Généralités sur l'éolienne

1.1-Historique.....	4
1.2-Définition du système éolien.....	6
1.3-Production éolienne.....	6
1.4-Avantages et inconvénients de l'énergie éolienne.....	7
1.4.1-Avantages.....	7
1.4.2-Inconvénients.....	7
1.5-Constitution.....	7
1.6-Les différents types des systèmes éoliens.....	8
1.6.1-Turbines à axe horizontal.....	8
1.6.2-Turbines à axe vertical.....	9
1.7-Fonctionnement d'une éolienne.....	10
1.8-Taille des aérogénérateurs.....	11

Chapitre 02 : Cahier des charges et analyse fonctionnelle

2.1-Cahier de charge.....	14
2.1.1-Fiche technique de l'éolienne.....	14
2.1.2-Caractéristiques opérationnelles.....	14
2.2-analyse fonctionnelle.....	16
2.2.1-Etude fonctionnelle.....	16
2.2.2-Etude du besoin.....	16

2.2.3-Diagramme des interactions.....	17
2.2.4-Diagramme Faste.....	18

Chapitre 03 : Généralités sur les multiplicateurs de vitesses

3.1-Définition.....	20
3.2-Les différents types de réducteurs ou multiplicateurs.....	20
3.2.1-Multiplicateurs à engrenages parallèles.....	21
3.2.2-Multiplicateur à roue conique.....	21
3.2.3-Réducteur/multiplicateur à engrenage gauche (Système de vis sans fin).....	21
3.2.4-Les réducteurs/multiplicateur poulies / courroies.....	22
3.2.5-Trains épicycloïdaux.....	22
3.2.5.1-Types de trains épicycloïdaux.....	25
3.2.5.2-Formule de Willis.....	25
3.2.5.3-Porte-satellites bloqué.....	26
3.2.5.4-Couronne bloquée.....	26
3.2.5.5-Soleil bloqué.....	27
3.2.5.6-Trains épicycloïdaux de types 2,3 et 4.....	28
3.2.5.7-Conditions de montage des trains épicycloïdaux.....	28
3.2.5.7.1-Condition sur le module (Condition 1).....	28
3.2.5.7.2-Condition sur les entraxes (Condition 2).....	29
3.2.5.7.3-Règle du « haricot » (Condition 3).....	29
3.3-Principe de fonctionnement des réducteurs.....	30
3.4-Les engrenages.....	31
3.4.1 Avantages et inconvénients des engrenages.....	31

3.4.2-Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.....	32
3.4.3-Efforts.....	36
3.4.4-Avantages de la denture hélicoïdale par rapport à la denture droite.....	36
3.4.5-Choix de matière.....	36
3.5-Le carter.....	37
3.6-conclusion.....	37

Chapitre 4 : Dimensionnement

4.1-Calcul rapport de transmission du multiplicateur.....	39
4.2-Calcul des engrenages.....	40
4.2.1-Calcul le nombre de dent de chaque engrenage.....	40
4.2.2-Calcul du couple transmis du rotor des vers le porte-satellite.....	41
4.2.3-Calcul le module m.....	42
4.2.4-Calcul des diamètres des engrenages.....	43
4.2.5-Calcul du module apparente.....	44
4.2.6-Calcul du pas apparent.....	44
4.2.7-Calcul du pas réel.....	44
4.2.8-Calcul de la largeur.....	44
4.2.9-Calcul de la hauteur des dents.....	44
4.2.10-Calcul du diamètre primitif.....	45
4.2.11-Calcul du l'épaisseur de dents.....	46
4.2.12-Calcul du l'angle de pression.....	46
4.2.13-Calcule de rayon primitif.....	46
4.2.14-Calcul du rayon de base.....	47
4.2.15-Calcule du diamètre de base.....	47
4.2.16-Calcul de pas de base réel P_{bn}	48
4.2.17-Calcul de pas de la base apparente P_{bt}	48

4.2.18-Calcul du pas axial.....	48
4.2.19-Calcul du pas de l'hélice primitive.....	48
4.2.20-Calcul L'entraxe.....	49
4.3.-Calcul des efforts sur les engrenages et les dentures.....	49
4.3.1-Calcul de l'effort F sur la denture.....	49
4.3.2-Effort axial.....	49
4.3.3-Effort radial.....	50
4.4-Dimensionnement de l'arbre d'entrée en torsion.....	50
4.5-Roulement.....	50
4.5.1-Durée de vie.....	51
4.6-Les clavettes.....	52
4.6.1-Dimensionnement au cisaillement.....	52
4.6.2-Dimensionnement au Matage.....	53
4.7-conclusion.....	54
Conclusion générale.....	55

Liste des symboles

Ω_1 : vitesse de planétaire 1	(tr /min)
Ω_2 : vitesse de satellite 2.....	(tr /min)
Ω_3 : vitesse de couronne 3	(tr /min)
m_n : le module réel.....	(mm)
D_3 : diamètre de la couronne 3.....	(mm)
D_2 : diamètre de satellite.....	(mm)
D_1 : diamètre de planétaire.....	(mm)
Z_3 : Nombre de dent de la courone	
Z_2 : Nombre de dent de satellite	
Z_1 : Nombre de dent de planétaire	
η : Nombre de satellite	
P : puissance	(KW)
P_e : puissance entré	(KW)
C_e : couple entré	(Nm)
C_s : couple sorté	(Nm)
ω_e : vitesse angulaire entré	(rad/s)
ω_s : vitesse angulaire sortie	(rad/s)
r : le rapport	
β : Angle d'hélice	(degré)
A : entraxe	(mm)
m_t : module Apparent	(mm)

P_n : pas réel.....	(mm)
P_t : pas apparent.....	(mm)
P_{bn} : pas base réel	(mm)
P_{bt} : pas base apparent	(mm)
P_x : pas Axial.....	(mm)
P_z : pas de l'hélice primitive	(mm)
r_p : rayon primitive	(mm)
d_p : diamètre primitive	(mm)
h : hauteur de dent	(mm)
h_a : saille de dent.....	(mm)
h_f : creu de dent.....	(mm)
S : Épaisseur de dent.....	(mm)
α_n : Angle de pression réel.....	(degré)
α_t : Angle de pression apparents.....	(degré)
r_b : rayon de base	(mm)
d_b : diamètre de base	(mm)
F : effort sur la dent.....	(N)
F_a :effort axial	(N)
F_r : effort radial.....	(N)
F_t : effort tangentiel	(N)
M_t : moment de torsion	(N)
s : Coefficient de sécurité	(N)
K : coefficient	

R_e : limite élastique(MPa)
 R_m : résistance a la rupture(MPa)
 R_{pe} : résistance pratique a la traction(MPa)
 L_{10h} : durée de vie en heur(heur)
 C : capacité de charge dynamique(KN)
 P : charge équivalente(N)
 n : 10/3 pour le roulement a rouleaux comique
 N : vitesse de Rotation.....(tr/min)
 L : longueur de clavette(mm)
 d : diamètre de l'Arbre(mm)
 a : hauteur de la clavette(mm)
 b : largeur de la clavette(mm)
 Y, Y_1, Y_2 : coefficient déplacement de la charge Axial ou radial
 t_{adm} : contrainte tangentielle admissible(N/mm²)
 P_{adm} : pression admissible(N/mm²)
 e : coefficient de calcul
 F_p : fonction principale
 F_c : fonction complémentaire
 F_T : fonction technique

Listes des figures

- Fig. 1-1 : production de l'énergie éolienne dans le monde.
- Fig. 1-2 : exemple de constituants d'un système éolien à axe.
- Fig. 1-3 : Eoliennes trépales et multi pales.
- Fig. 1-4 : configuration à axe horizontal.
- Fig. 1-5 : Eolienne à axe vertical.
- Fig. 1-6 : Taille des hélices en m et puissances en KW.
- Fig. 2-1 : Recherche du besoin fondamental.
- Fig. 2-2 : Recherche des fonctions de service.
- Fig.2-3 :diagramme faste
- Fig. 3-1 : réducteur de vitesse à vis sans fin.
- Fig. 3-2 : engrenages parallèles.
- Fig. 3-3 : engrenages coniques.
- Fig. 3-4 : vis sans fin.
- Fig. 3-5.a : Train épicycloïdal.
- Fig. 3-5-b : Exemple d'un train épicycloïdal avec trois satellites.
- Fig. 3-5 : Des trains épicycloïdaux.
- Fig. 3-6 : Types de trains épicycloïdaux.
- Fig. 3-7 : Présentation graphique des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal.
- Fig. 3-8 : Conditions 1 et 2.
- Fig. 3-9 : Condition 3.
- Fig. 3-10 : Transmission de vitesse entre moteur et la boite de vitesses.
- Fig. 3-11 : Dessin représente les caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale.
- Fig. 3-12 : Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.
- Fig. 3-13 : les lois pour calculer les efforts (denture hélicoïdales.)

Fig. 3-14 : dessin représente les efforts (denture hélicoïdales.)

Fig. 2-1 : Recherche du besoin fondamental.

Fig. 2-2 : Recherche des fonctions de service.

Fig. 4.1 : dessin du train épicycloïdal avec couronne 3 bloquée.

Fig. 4-2 : Caractéristiques d'un engrenage

Fig. 4.3 : Dessin illustratif de la largeur d'un engrenage.

Fig. 4-3 : Dessin illustratif d'un roulement à rouleaux conique.

Fig. 4-4 : Dessin d'une clavette.

Liste des Tableaux

Tableau 3-1 : Mode de fonctionnement d'un train épicycloïdale avec les équations et un exemple de calculs.

Tableau 3-2 : Avantage et inconvénients des engrenages.

Tableau3-3 : Principales caractéristiques des engrenages droit (ou parallèle) a denture hélicoïdale.

Tableau3-4 : Nombre de dents indicatif évitant les interférences.

Introduction générale

Introduction générale : [43 [44] [45]

L'industrialisation massive a accrue la consommation mondiale d'énergie ces dernières années. Cette augmentation a tendance de s'amplifier de plus en plus et, plus précisément, dans certaines zones géographiques précisément les régions du nord.

Cette énergie est produite essentiellement à partir des matières fossiles (hydrocarbures). Ces matières premières qui risquent de connaître des pénuries sont l'objet de contestation et de controverses dans le monde industrialisé à cause des effets néfastes qu'elles produisent. Les émissions de carbones sont la cause première du réchauffement climatique selon plusieurs études.

Plusieurs sources des énergies renouvelables non polluantes sont en cours d'exploitation et de recherche. Le but étant de développer des techniques d'exploitation et d'extraction des sources d'énergie dites « propres ».

Le défi étant de baisser les couts de productions de ces énergies pour les rendre plus compétitifs que les énergies fossiles.

Dans les dernières décennies, la demande d'électricité a continué d'augmenter. Cette augmentation a été largement compensée par le développement de la capacité des génératrices conventionnelles.

Cependant, le développement de la capacité de ces génératrices pour l'équilibre de la demande d'électricité est considéré comme non viable en raison des ressources limitées de leurs énergies primaires et aussi de leurs effets négatifs sur l'environnement. De nouvelles technologies telles que l'énergie éolienne, solaire photovoltaïque, solaire thermique, biodiesel, biomasse, l'énergie marémotrice et l'énergie des vagues ont été développées afin de remplacer les génératrices existantes et de satisfaire les besoins en électricité.

Les énergies renouvelables sont des sources importantes d'énergie dans le monde et en particulier le vent qui est devenu une source de production d'électricité. En raison de leurs avantages tels que les émissions nulles de polluants, la non- dépendance aux ressources fossiles, et surtout en raison de son abondance dans la plupart des endroits du monde.

L'énergie éolienne est une source importante quasi inépuisable qui contribue à résoudre le problème de la demande en énergie.

La réapparition du vent comme source importante d'énergie dans le monde incite au développement de ce secteur comme un changement majeur de ce siècle. Aujourd'hui, l'énergie éolienne est l'une des sources d'électricité les plus dynamiques et aussi l'un des marchés les plus dynamiques au monde.

L'énergie éolienne est une énergie propre pour produire de l'électricité. En raison des progrès technologiques, l'énergie éolienne est une source d'électricité à coût compétitif. Toutes les machines nécessaires sont fabriquées et disponibles à travers le monde.

D'entretien faible ; les éoliennes ne nécessitent qu'une maintenance semestrielle. Par rapport aux systèmes à alternateur à turbine à vapeur et à gaz, où les coûts de maintenance ou d'exploitation sont très élevés.

L'éolienne transforme l'énergie des vents en une énergie mécanique qui sera par la suite transformée en énergie électrique. Ce processus fait intervenir des éléments mécaniques, électriques, de mesure et de fixation.

Notre étude s'intéresse justement à un des éléments mécaniques constituant la chaîne de transformation de l'énergie. Il s'agit du multiplicateur de vitesses. Un multiplicateur de vitesse est un mécanisme largement utilisé dans la vie courante et notamment dans le monde de l'automobile et généralement dans tous types d'engins motorisés (aérospatial, aéronautique, robotique, fabrication des machines-outils etc. ...). L'étude de ce mécanisme est donc source d'intérêt. Nous allons, dans ce projet, réaliser l'étude d'un multiplicateur de vitesses d'une éolienne à moyenne puissance, comportant un train épicycloïdal mettant en prise des roues à dentures hélicoïdales. Nous allons faire ce travail à la manière d'un bureau d'étude, en effet, nous devons procéder dans un premier temps aux calculs de différents éléments d'un multiplicateur. Dans un second temps, nous nous pencherons sur certaines vérifications afin de voir si notre réducteur est réalisable, à savoir si ces éléments tiennent sous les différentes sollicitations ne.

Ce projet sera également l'occasion pour nous de mettre en application notre savoir-faire et de tester nos capacités de restitution des connaissances acquises tout au long de notre formation.

CHAPITRE 1

1. GENERALITES SUR L'EOLIENNE

1.1 Historique

L'énergie éolienne est l'énergie cinétique du vent transformée en énergie mécanique ou électrique à l'aide d'un aérogénérateur (éolienne). C'est une énergie renouvelable qui tire son nom d'Éole, Dieu du vent dans la Grèce antique. [1] La conquête de l'énergie éolienne ne date pas d'hier.

L'histoire nous apprend que les moulins à vent, ancêtre des éoliennes existaient déjà dès la plus haute antiquité, en Perse, en Irak, en Egypte et en Chine. Les moulins utilisés à l'époque étaient vraisemblablement à axes verticaux et sans doute analogues à ceux d'aujourd'hui.

C'est seulement au moyen Age que les moulins à vent font leur apparition en Italie, en France puis en Espagne et au Portugal, principalement comme systèmes à moudre du grain et surtout du blé

Les premières éoliennes rapides entraînant des générateurs électriques font leur apparition en France puis se répandent dans le monde. Leur invention est l'œuvre de l'Académicien français Darrieus. [2]

Ce n'est qu'à la fin du XIX^{ème} siècle, lorsque l'électricité pris son essor, que l'aérogénérateur électrique fit ses premiers pas. Au Danemark, Poul La Cour fut, sans doute, le pionnier, il a associé une turbine éolienne à une dynamo en 1891. En France, contrairement à ce que la situation actuelle pourrait laisser penser, les recherches allèrent bon train dans les années 1920 (éolienne bipale de 20 m de diamètre, compagnie CEM) puis dans les années 1950-60 (tripale de 30 m et génératrice synchrone de 800 kW à Nogent le Roi, bipale de 35 m et génératrice asynchrone de 1 MW à Saint Rémy des Landes). En 1941, une éolienne bipale de 1250 kW (machine synchrone) était expérimentée aux USA dans le Vermont. En 1978, les Danois, aujourd'hui leaders dans le domaine, réalisèrent une machine tripale de 54 m pour une puissance de 2 MW. Les nombreuses réalisations expérimentales (notamment en Californie) et leurs avatars permirent de perfectionner les turbines, les systèmes de freinage d'urgence, les pylônes et les divers dispositifs de contrôles et d'obtenir des aérogénérateurs viables et compétitifs à la fin du

XXème siècle. C'est principalement la crise pétrolière de 1974 qui relança les études et les expériences, cette fois à plus grande échelle : l'expérience californienne a été la première à grande échelle (le « Wind-rush ») au début des années 80, notamment avec des turbines de moyenne puissance (55 kW) et grâce à une incitation fiscale très volontariste. On passa ainsi de 144 machines (pour un total de 7MW) en 1981, à 4687 machines (386 MW) en 1985. Mais c'est vers la fin des années 1980 que le marché des systèmes raccordés au réseau électrique a réellement décollé en Europe, dans le reste des USA et également en Asie et en Afrique du Nord.

En Europe, les leaders furent les Danois, principalement à cause de leurs faibles ressources énergétiques classiques, aujourd'hui, ils conservent une très large avance au niveau mondial (plus de la moitié des systèmes éoliens vendus). [3]

1.2 Définition du système éolien.

Un système éolien , un aérogénérateur ou encore une éolienne peut être défini comme étant : un système composé d'éléments aptes à transformer une partie de l'énergie cinétique du vent (fluide en mouvement) en énergie mécanique puis en énergie électrique. [4]

La plupart des aérogénérateurs commerciaux, surtout les grands, sont à axe horizontal. La part du marché représentée par les systèmes à axe vertical est minuscule. Les aérogénérateurs de grande taille sont parfois installés en groupes et là on parle de parcs d'éoliennes comportant dix éléments ou plus, parfois même des centaines. [5]

1.3 Production éolienne. [6] [7] [8] [9]

A l'échelle mondiale, l'énergie éolienne maintient une croissance de 30% par an, depuis une dizaine d'années. En Europe, principalement sous l'impulsion Allemande, Scandinave et Espagnole, on comptait en 2000 environ 15000 MW de puissance installée. Ce chiffre a presque doublé en 2003, soit environ 27000 MW pour 40000MW de puissance éolienne installée dans le monde. En 2010, on peut estimer une puissance éolienne installée en Europe de l'ordre 70000 MW .



Figure 1. 1 : Production de l'énergie éolienne dans le monde

1.4 Avantages et inconvénients de l'énergie éolienne

1.4.1 Avantages :

L'énergie éolienne est une énergie renouvelable, contrairement aux énergies fossiles.

L'énergie éolienne est une énergie propre.

Elle n'a aucun impact néfaste sur l'environnement.

Ne produit pas de gaz à effet de serre

Ne produit pas de déchets radioactifs, contrairement à l'énergie nucléaire.

1.4.2 Inconvénients : [10]

La nature stochastique du vent a une influence sur la qualité de la puissance électrique produite.

Ce qui représente une contrainte pour les gérants des réseaux.

Le coût de l'énergie éolienne reste plus élevé par rapport aux autres sources d'énergie classique, surtout sur les sites moins ventés

Le bruit : il a nettement diminué grâce aux progrès réalisés au niveau des multiplicateurs

1.5 Constitution

Une éolienne est composée de plusieurs éléments présentés sur la figure (1. 2)

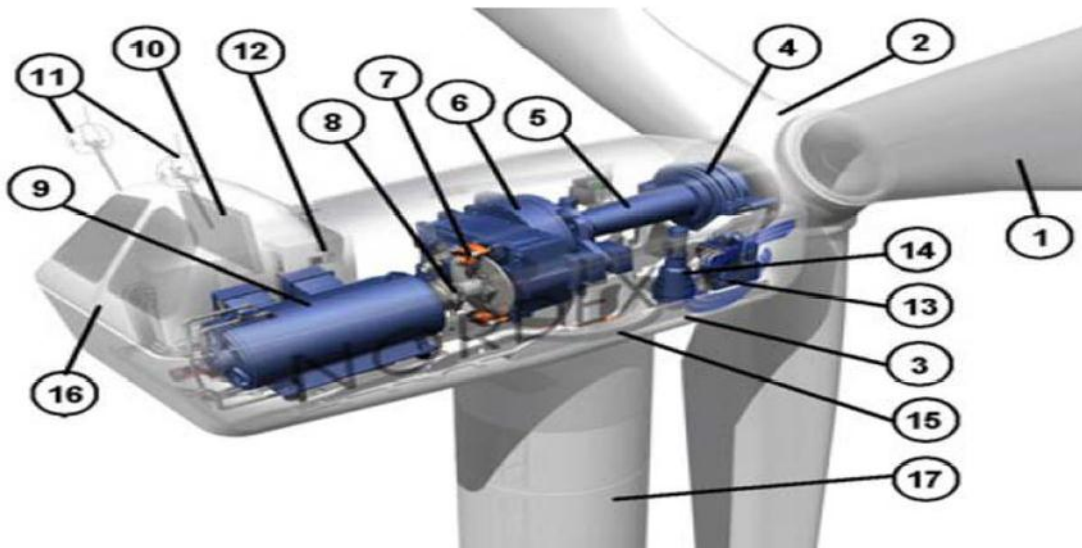


Figure 1. 2: Exemple de constituants d'un système éolien à axe

1: pales, 2: moyeu rotor, 3: nacelle, 4: cardan, 5: transmission, 6: multiplicateur de vitesse, 7: frein à disque, 8: accouplement, 9: génératrice, 10: radiateur de refroidissement, 11: centrale de mesures du vent, 12: contrôle, 13: centrale hydraulique, 14: mécanisme d'orientation face au vent, 15: paliers du système d'orientation équipés d'un frein à disque, 16: capot, 17: mât.

1.6 Les différents types des systèmes éoliens

Il existe deux types d'éoliennes, selon l'orientation de leurs axes de rotation par rapport à la direction du vent:

Turbines à axe horizontal

Turbines axe vertical.

1.6.1. Turbines à axe horizontal [6]

La plupart des éoliennes, installées actuellement, utilisent des turbines à axe horizontal.

Les différentes éoliennes sont soit à deux pales, Trois pales ou multi pales

Néanmoins les plus usitées sont celles à trois pales.

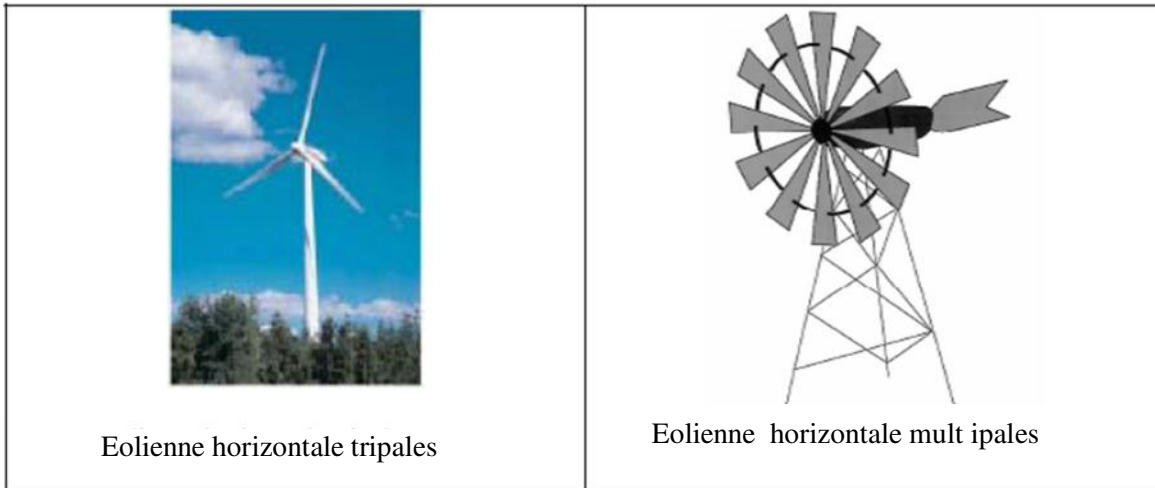


Figure 1.3 : Eoliennes tripales et multi pales

La voilure peut être placée avant la nacelle (*éolienne amont*). Alors, un système mécanique d'orientation de la surface active de l'éolienne « face au vent » est nécessaire. Une autre solution qui permet d'alléger la construction, par la suppression de tout dispositif mécanique d'orientation, est l'emplacement de la turbine derrière la nacelle (*éolienne aval*). Dans ce cas, la turbine se place automatiquement face au vent. Les éoliennes de ce type sont assez rares. Car, des vibrations importantes sont provoquées par passage des pales derrière le mat.

La (figure 1. 4) montre les deux procédés.

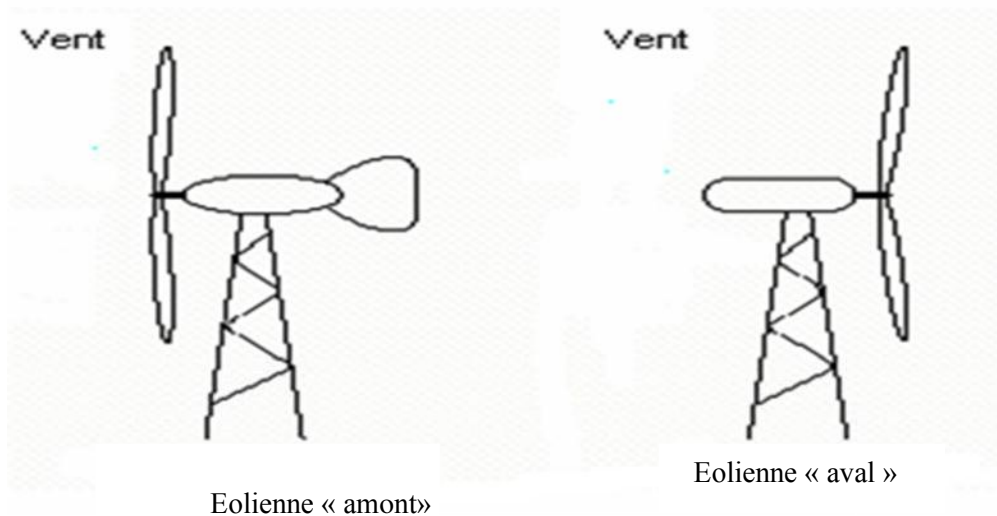


Figure 1.4: Configurations à axe horizontal

1.6.2 .Turbines à axe vertical [11]

Elles présentent certains avantages : machineries au sol, pas besoin d'orientation en fonction de la direction du vent et construction souvent simple. Elles tournent à faible vitesse et sont, de ce fait, peu bruyantes.

Il existe principalement trois technologies de ce type d'éoliennes :

- Les turbines Darrieus classiques.
- Les turbines Darrieus à pales droites (type-H).
- Les turbines Savonius

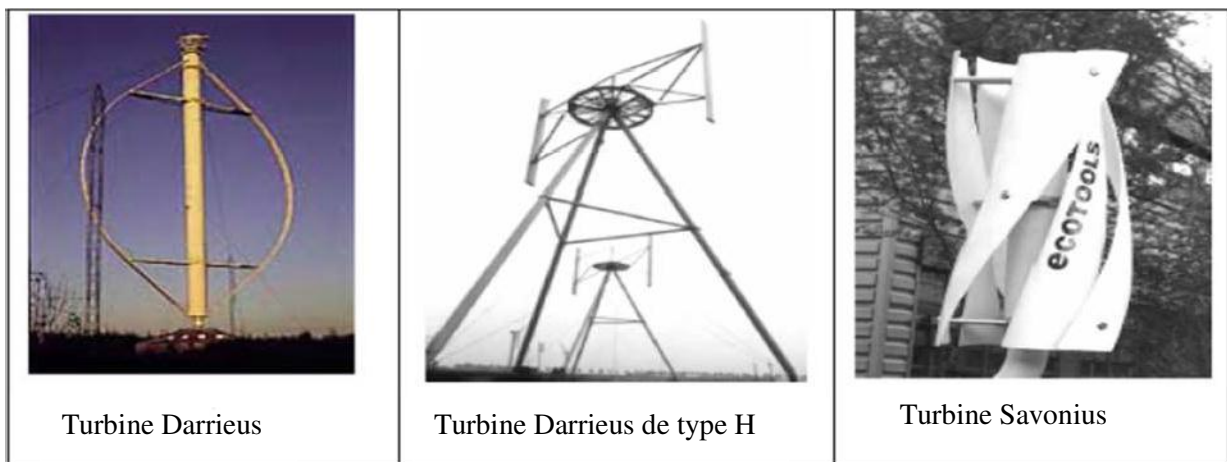


Figure 1. 5: Eolienne à axe vertical.

1.7 Fonctionnement d'une éolienne : [12] [13] [14] [15]

A la hauteur de la nacelle, souffle un vent de vitesse V_{vent} . Tant que cette vitesse est en dessous de la vitesse de seuil, les pales sont en drapeau (la surface de ces dernières est perpendiculaire à la direction du vent) et le système est à l'arrêt. A la vitesse seuil détectée par l'anémomètre, un signal est donné par le système de commande pour la mise en fonctionnement, le mécanisme d'orientation fait tourner la nacelle face au vent, les pales sont ensuite placées avec l'angle de calage éolienne et commence à tourner. Une puissance P_{vent} est alors captée et est transmise à l'arbre. Le rôle du multiplicateur est de transmettre cette puissance à l'arbre de la génératrice mais avec un mouvement de rotation nettement plus important. Cette puissance mécanique va enfin être transformée en puissance électrique grâce à une génératrice.

On distingue alors deux cas, soit que l'éolienne est reliée au réseau de distribution (directement

ou à travers des convertisseurs statiques), soit qu'elle est reliée à des batteries qui stoquent cette énergie électrique à travers des convertisseurs statiques.

Pour des vitesses de vent égales au seuil de la vitesse de la turbine, la puissance est maintenue constante en réduisant progressivement la portance des pales. L'unité hydraulique régule la portance en modifiant l'angle de calage des pales qui pivotent sur leurs roulements. Lorsque la vitesse du vent dépasse le seuil, les pales sont mises en drapeau (parallèles à la direction du vent), leur portance devient quasiment nulle et l'éolienne cesse alors de tourner (Arrêt de production d'électricité).

Tant que la vitesse du vent reste supérieure à celle du seuil, le rotor tourne « en roue libre » et la génératrice est déconnectée du réseau. Dès que la vitesse du vent diminue, l'éolienne se remet en production.

Toutes ces opérations sont automatisées. En cas d'arrêt d'urgence, un frein à disque placé sur l'axe rapide permet de mettre l'éolienne en sécurité. Au pied de chaque éolienne, un transformateur convertit la tension produite en tension du réseau sur lequel toute l'électricité produite est déversée (figure 1-5).

Les éoliennes sont classées selon leurs puissances nominales, où chaque type a sa propre utilisation :

- Eoliennes de petite puissance : Inférieure à 40 KW.
- Eoliennes de moyenne puissance : De 40 à quelques centaines de KW.
- Eoliennes de forte puissance : supérieure à 1MW.

1.8 Taille des aérogénérateurs : [15] [16]

Les chercheurs ont eu l'idée que pour exploiter le mieux possible la force du vent, il faut que l'hélice balaie la surface où le vent est maximum, c'est-à-dire le plus haut possible du sol, ce qui demande aux constructeurs des hélices hautes perchées, donc de grands diamètres.

Plus le diamètre du rotor sera grand, plus la puissance récupérable sera importante pour un vent donné. Actuellement la gamme des éoliennes disponibles sur le marché des éoliennes est très large, de 50 Watt (diamètre de 90Cm) à 5 MW et plus (+ de 124 m de diamètre). Les perspectives de l'avenir sont représentées dans la figure 1-6.

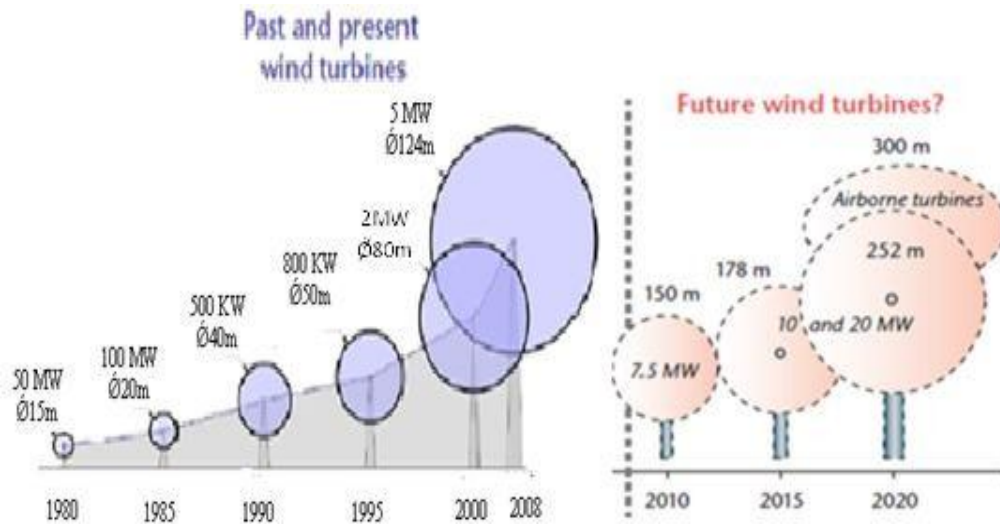


Figure 1-6: Taille des hélices en m et puissances en KW.

Chapitre 02 :Cahier des charges et analyse fonctionnelle

2.1 Cahier de charge

(EOLIENNE DE MOYENNE PUISSANCE) [47]

L'éolienne utilise la force motrice du vent pour produire de l'électricité. Sous l'effet du vent, les pales tournent, ce qui entraîne le rotor. Le multiplicateur de vitesse augmente la vitesse de rotation du rotor, ce qui est nécessaire pour faire fonctionner l'alternateur et produire de l'électricité.

La vitesse minimale du vent pour faire fonctionner une éolienne est d'environ 4 m/s, soit 14.5 km/h. L'éolienne s'arrête automatiquement à partir de vents soufflant à plus de 25 m/s, soit 90 km/h. La vitesse optimale du vent pour l'éolienne est d'environ 12 m/s, soit 43 km/h.

La force du vent influe sur la production d'une éolienne, donc sur l'endroit où elle doit être construite. La vitesse du vent doit être optimale et il faut également que le vent ne souffle pas dans tous les sens, autrement l'éolienne ne pourrait pas tourner correctement. Entre les cols, au sommet des collines, près de la mer, les éoliennes sont particulièrement efficaces.

Betz a prouvé par la loi qui porte son nom que les éoliennes ne peuvent transformer que 60 % de l'énergie totale du vent en énergie mécanique au maximum. Les éoliennes modernes et industrielles ont généralement 3 pales.

2.1.1 Fiche technique de l'éolienne.

Cette fiche technique peut donner une idée générale de l'éolienne car cette éolienne est une éolienne industrielle standard.

2.1.2 Caractéristiques opérationnelles :

Puissance maximale : 525KW

Production annuelle estimée : 1.039 MW (400 foyers hors chauffage)

Vitesses :

- du vent de démarrage : 3,0 m/s
- du vent nominal : 12,0 m/s

- du vent de coupure : 25,0 m/s

Rotor :

- Diamètre : 82,0 m
- Surface balayée : 5 281 m²
- Nombre de pales : 3
- Vitesse de rotation : 8,5 à 17,1 tours/min
- Poids : 17 tonnes

Pales :

- Longueur : 41 m
- Matériaux : composite résine, fibre de verre et de carbone
- Poids unitaire : 6,5 tonnes

Nacelle :

- Élément fixé au sommet de la tour, contenant la génératrice.
- Poids : 68 tonnes

Système d'orientation :

- Type : quatre motoréducteurs
- Stabilisation : frein à disque

Multiplicateur :

- Type : étages parallèles.
- Rapport de réduction : 1/105,4

Génératrice :

- Type : quatre pôles, asynchrone, à double alimentation
- Puissance nominale : 2 000 kW
- Vitesse de rotation : 900 à 1 800 tours/min
- Tension nominale : 690 V

Mât :

- Type : Tubulaire en acier
- Hauteur du moyeu : 80 m
- Poids de la virole : 10 tonnes

Résistance au froid :

Supporte jusqu'à - 20°C, la neige, le givre et la glace.

A partir de cette fiche technique on s'intéresse à l'étude de conception du multiplicateur de vitesse par la méthode de l'analyse fonctionnelle.

2.2 Analyse fonctionnelle

2.2.1 Etude fonctionnelle.

Le multiplicateur de vitesse outre qu'il augmente la vitesse de rotation du rotor à sa sortie transmet le couple moteur généré par les forces des vents sur les pales de l'éolienne.

2.2.2 Etude du besoin

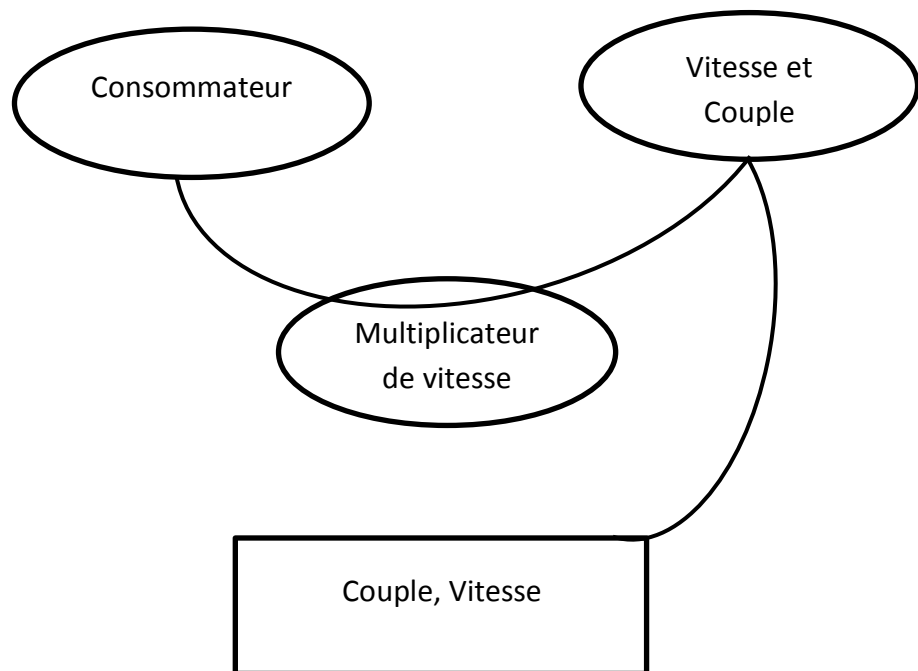


Fig2.1 : Recherche du besoin fondamental

2.2.3 Diagramme des interactions

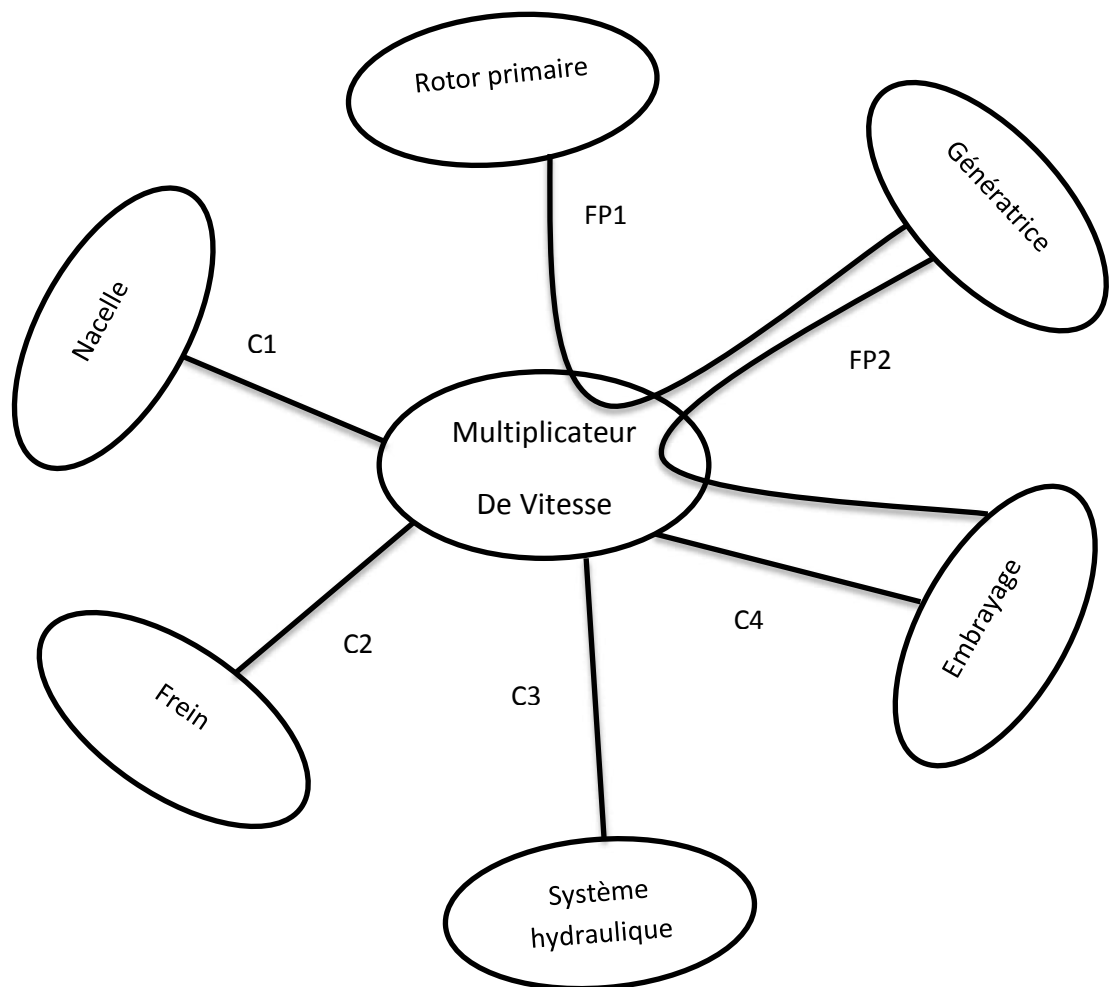


Fig.2.2 Recherche des fonctions de service

Les fonctions

FP1 : Transmettre et adapter le mouvement de rotation

FP2 : Cesser la transmission du mouvement

C1 : Etre solidement fixé

C2 : stopper la rotation à tout moment

C3 : Graisser le système

C4 : permettre l'accouplement et le désaccouplement

2.2.4 Diagramme Fast :

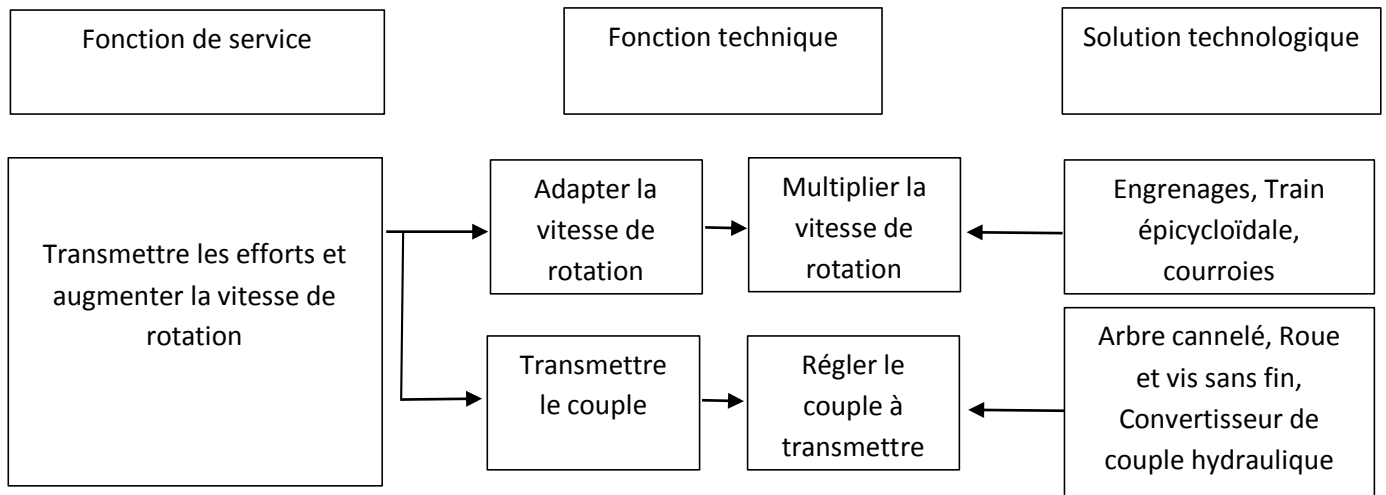


Fig.2-3 :diagramme faste

Chapitre 03 : Généralités sur les multiplicateurs de vitesses

3.1. Définition [39]

Un multiplicateur mécanique est un élément permettant de transmettre une puissance entre un moteur et une machine (dans la plupart des cas) et entre les pales et le générateur (notre cas) en augmentant la vitesse (c'est-à-dire avec un rapport supérieur à 1). Cette transmission de puissance a pour but d'adapter les caractéristiques du moteur à celles de la machine tout en augmentant la vitesse de sortie.

Donc il permet de transformer la puissance à faible vitesse avec un couple élevé produite par le rotor de l'éolienne, en une puissance à grande vitesse à un couple faible transmise à la génératrice.

Il existe différents types de réducteurs (multiplicateur) mécaniques, hydrauliques, pneumatiques. Parmi les réducteurs mécaniques, on rencontre, les systèmes poulies/courroies, les trains d'engrenage ordinaire (parallèle, conique, gauche) ou encore les trains épicycloïdaux (plan, sphérique).

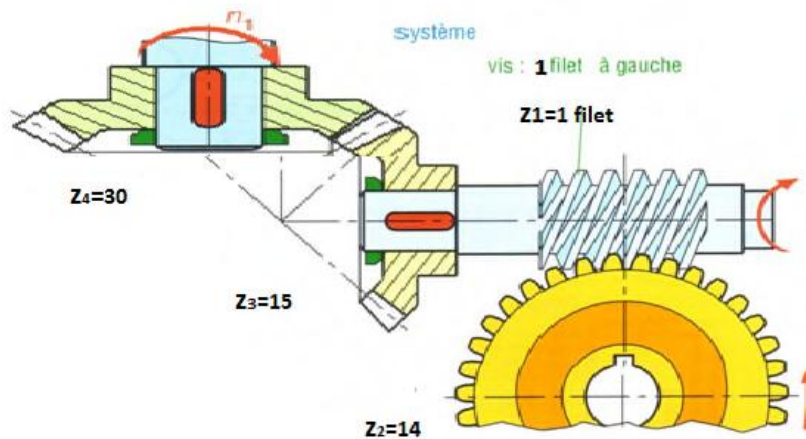


Figure 3-1: réducteur de vitesse à vis sans fin [39]

3.2. Les différents types de réducteurs ou multiplicateurs

Les dentures pouvant être droites ou hélicoïdales

3.2.1. Multiplicateurs à engrenages parallèles. [42]

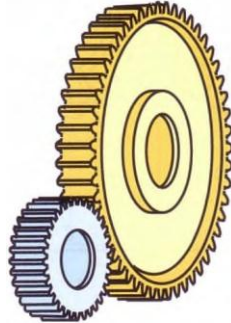


Figure 3-2 : engrenages parallèles [39]

3.2.2 Multiplicateur à roue conique

Les engrenages coniques sont des engrenages à axes concourants. Ils permettent de transmettre le mouvement entre deux arbres concourants, avec un rapport de vitesse rigoureux. Les conditions d'engrènement imposent que les deux roues doivent avoir un même module et que les sommets des deux cônes soient confondus. Ce dernier impératif oblige le concepteur à un centrage très précis des deux roues pour assurer un fonctionnement correct. Il faut donc prévoir au montage un réglage axial des deux roues. On peut utiliser par exemple des boîtiers et des cales de réglage.

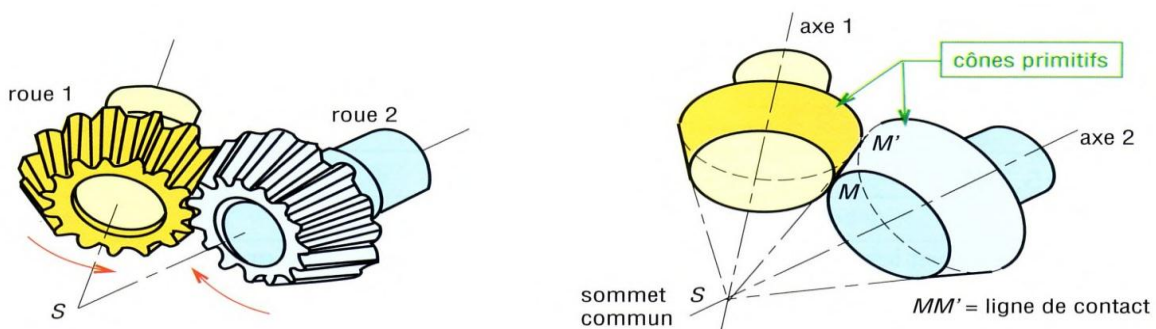


Figure 3-3 : engrenages coniques [39]

3.2.3 Réducteur/multiplicateur à engrenage gauche (Système de vis sans fin)

C'est un engrenage hélicoïdal dont les axes sont orthogonaux et non concourants. La

transmission par ce type d'engrenage donne une solution simple pour les grands rapports de réduction/multiplication, avec un fonctionnement peu bruyant. La poussée de la vis est forte surtout si la démultiplication est grande.

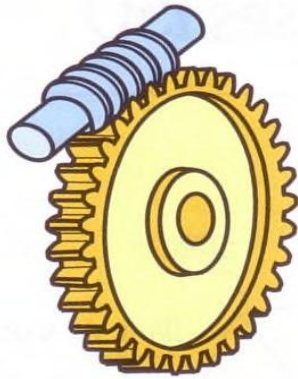


Figure 3- 4 : vis sans fin [39]

3.2.4 Les réducteurs/multiplicateur poulies / courroies

Une poulie est une pièce en forme de roue et servant à la transmission du mouvement. Elle est destinée à être utilisée avec une courroie, une corde, une chaîne ou un câble. Le système poulie/courroie est utile lorsque le moteur à entraîner est trop loin de la poulie. L'entraînement se fait alors par friction.

3.2.5 Multiplicateur à trains épicycloïdaux

Les trains épicycloïdaux permettent d'obtenir (figure3.5) un grand rapport de réduction/augmentation. Les configurations sont nombreuses et variées. Sous le nom de train épicycloïdal ou engrenage planétaire, on désigne un système de transmission de puissance entre deux ou plusieurs arbres dont certains tournent non seulement autour de leur propre axe, mais aussi avec leur axe autour d'un autre axe. Les engrenages peuvent être cylindriques ou coniques. Ceux dont l'axe coïncide avec un axe fixe dans l'espace s'appellent "Couronne (3) et soleil (1)" et ceux qui tournent avec leur axe autour d'un autre s'appelle "satellites (2)". Ces derniers sont généralement maintenus en place par une pièce mobile nommée "porte-satellites (4)". Les axes des satellites ne sont pas fixes.



Fig.3.5.a Train épicycloïdal[17]

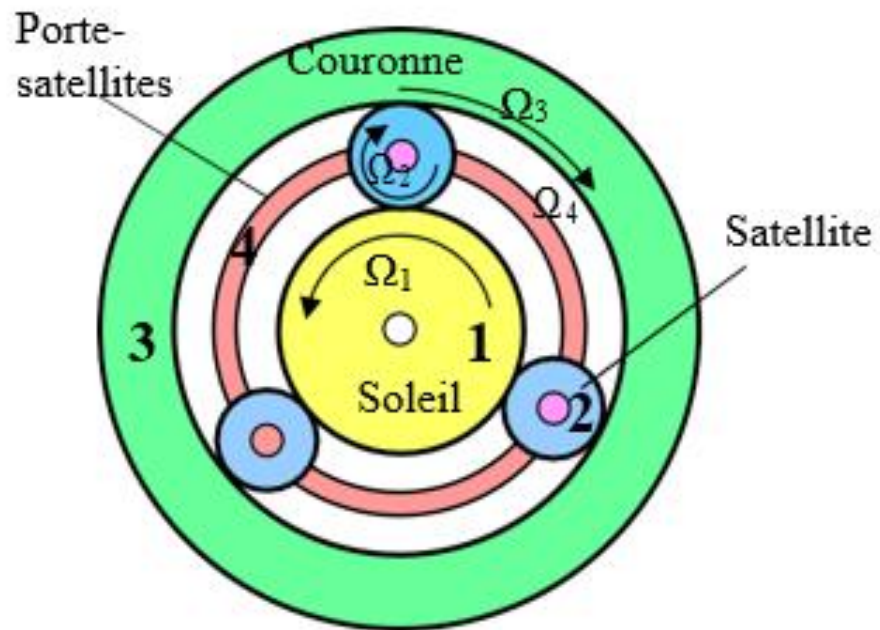


Fig.3.5.b Exemple d'un train épicycloïdal avec trois satellites

Fig.3.5 Des trains épicycloïdaux

Les systèmes planétaires offrent les avantages suivants :

- Possibilité d'arrangement coaxial des arbres.
- Réduction du poids et de l'encombrement pour une puissance donnée.
- Possibilité d'un rapport de réduction très élevé avec un minimum d'éléments pour les transmissions à faible puissance.
- Excellent rendement quand le système est judicieusement choisi.

Le désavantage majeur des systèmes planétaires est la difficulté qu'on rencontre à aligner les éléments et à éviter les déformations qui modifient l'alignement.

Pendant les dernières décennies, les engrenages et les trains planétaires ont bénéficié d'importants progrès, aussi bien dans le domaine du calcul géométrique et de la résistance des matériaux que dans l'usinage, la lubrification ou la réduction du bruit [18] [19] [20] [21] [22] [23] [24] [25] [26] [27] .

Il existe de nombreuses applications des trains épicycloïdaux dans tous les domaines dont celui des véhicules, en particulier les véhicules hybrides qui permettent de diminuer la consommation de carburant donc les émissions de produits de combustion. Ces véhicules utilisent un train épicycloïdal mécanique pour gérer le système de transmission des vitesses et des couples. [28] [29]

3.2.5.1 Types de trains épicycloïdaux

Il y a quatre types de trains épicycloïdaux (figure 3.6). 1 s'appelle le soleil, 2 les satellites, 3 la couronne et 4 le porte-satellites [30] [31]

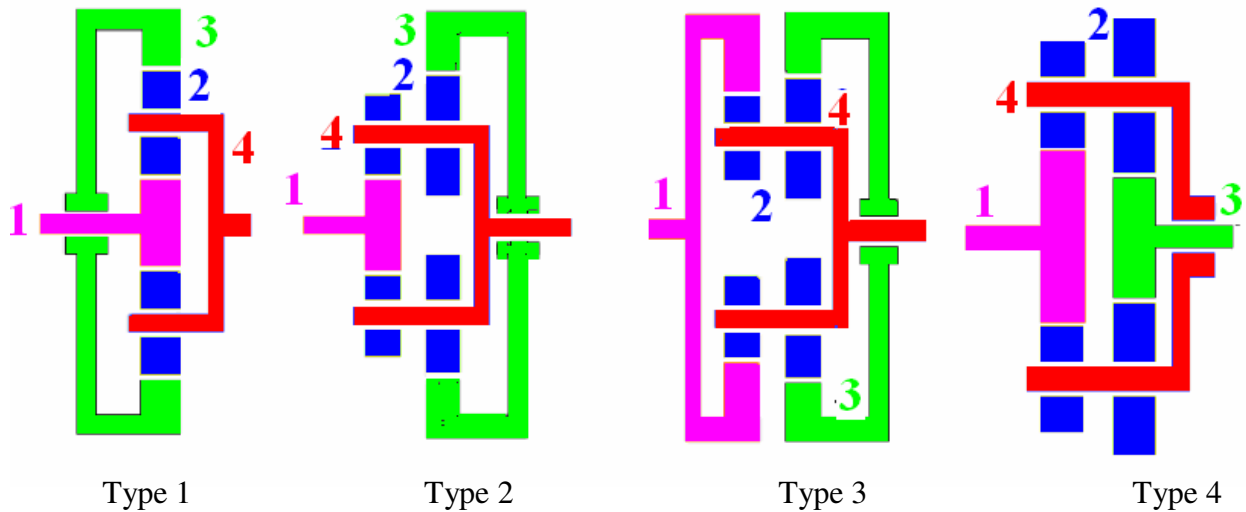


Fig.3.6 Types de trains épicycloïdaux

Cette classification permet l'identification d'un train en fonction de son corps. Les 4 principaux types présentés permettent le calcul du rapport de vitesse de la plupart des trains d'engrenages.

3.2.5.2. Formule de Willis

On écrit d'abord la formule de Willis (loi de Willis 1841) pour un train épicycloïdal de type 1 qui permet de déterminer facilement le rapport de réduction i d'un train épicycloïdal [32] [33] [30] [31]

$$k\Omega_1 + (1 - k)\Omega_4 - \Omega_3 = 0 \quad (3.1)$$

Avec ; $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4$ les vitesses respectives du soleil, d'un satellite, de la couronne et du porte-satellites. Dans la plupart des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal, au moins une des pièces (le soleil, le satellite, la couronne ou le porte-satellites) est fixe.

3.2.5.3 Porte-satellites bloqué ($\Omega_4=0$) :

➤ **Mode 1 :**

L'entrée se fait par le soleil (Ω_1),

La sortie par la couronne (Ω_3)

$$r = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_3}{\Omega_1} = k = -\frac{Z_1}{Z_3} \quad (3.2)$$

➤ **Mode 2 :**

L'entrée se fait par la couronne (Ω_3),

La sortie par le soleil (Ω_1)

$$r = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_1}{\Omega_3} = \frac{1}{k} = -\frac{Z_3}{Z_1} \quad (3.3)$$

3.2.5.4 Couronne bloquée ($\Omega_3=0$) :

➤ **Mode 3**

- L'entrée se fait par le soleil (Ω_1),
- La sortie par le porte-satellites (Ω_4)

$$r = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_4}{\Omega_1} = \frac{k}{1-k} = -\frac{Z_1}{Z_3+Z_1} \quad (3.4)$$

➤ **Mode 4 :**

- L'entrée se fait par le porte-satellites (Ω_4),
- La sortie par le soleil (Ω_1),

$$r = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_1}{\Omega_4} = \frac{1-k}{k} = -\frac{Z_3+Z_1}{Z_1} \quad (3.5)$$

3.2.5.5 Soleil bloqué ($\Omega_1=0$)

➤ **Mode 5 :**

- L'entrée se fait par la couronne (Ω_3),
- La sortie par le porte-satellites (Ω_4),

$$r = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_4}{\Omega_3} = \frac{1}{1-k} = -\frac{Z_3}{Z_1+Z_3} \quad (3.6)$$

➤ **Mode 6 :**

- L'entrée se fait par le porte-satellites (Ω_4),
- La sortie par la couronne (Ω_3),

$$r = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_3}{\Omega_4} = 1 - K = \frac{Z_3+Z_1}{Z_1} \quad (3.7)$$

En tout il y a 6 modes différents de fonctionnement et une large marge du rapport de réduction i de ce train (voir la figure 3.7 et le tableau 3.1).

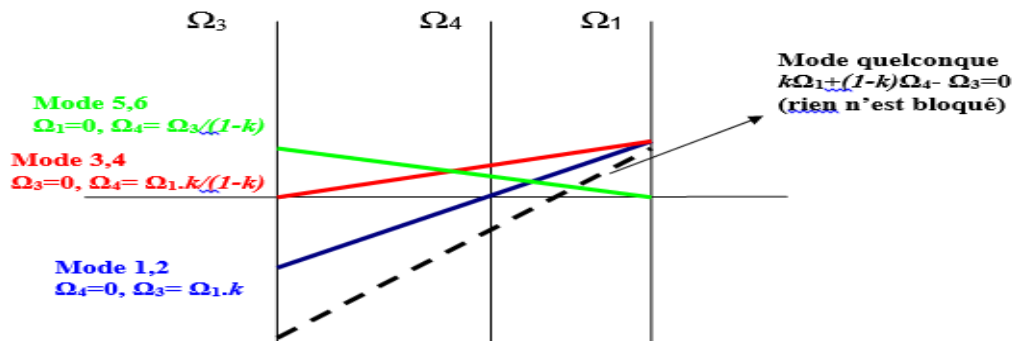


Fig3.7 Présentation graphique des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal

Tableau3.1 Modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal avec les équations et un exemple de calculs						
						Exemple $Z_1=21, Z_2=21, Z_3=63$
Mode	Ω_{entr}	Ω_{sort}	bloqué	$r=$ $\Omega_{sort}/\Omega_{entr}$	$r=$ $\Omega_{sort}/\Omega_{entr}$	$\Omega_{sort}/\Omega_{entr}$
1	Ω_1	Ω_3	Ω_4	K	$-Z_1/Z_3$	-0,334
2	Ω_3	Ω_1	Ω_4	$1/k$	$-Z_3/Z_1$	-3
3	Ω_1	Ω_4	Ω_3	$k/(1-k)$	$-Z_1/(Z_1+Z_3)$	-0,25
4	Ω_4	Ω_1	Ω_3	$(1-k)/k$	$-(Z_1+Z_3)/Z_1$	-4
5	Ω_3	Ω_4	Ω_1	$1/(1-k)$	$Z_3/(Z_1+Z_3)$	0,75
6	Ω_4	Ω_3	Ω_1	$(1-k)$	$(Z_1+Z_3)/Z_3$	1,334

3.2.5.6 Trains épicycloïdaux de types 2,3 et 4

On trouve dans les trains épicycloïdaux de type 1, ceux où les satellites sont en même temps roues menâtes et menées. Mais dans les types 2,3 et 4, les satellites sont faits de deux roues : une qui engrène avec la couronne et une avec le soleil. Les trains épicycloïdaux de type 2,3 et 4 sont également décrits par la formule de Willis (la méthodologie est similaire à celle relative au type 1). La différence est que les satellites ne pourront plus être en même temps menant et menés.

3.2.5.7 Conditions de montage des trains épicycloïdaux [31]

Pour bien monter les trains épicycloïdaux, il faut respecter quatre conditions.

3.2.5.7.1 Condition sur le module (Condition 1)

Pour tous les engrenages, deux roues ne peuvent engrener que si elles ont un module identique. Donc, le soleil, le satellite et la couronne ont le même module m (équation 3.8 et figure 3.8)

$$m_1 = m_2 = m_3 = m \quad (3.8)$$

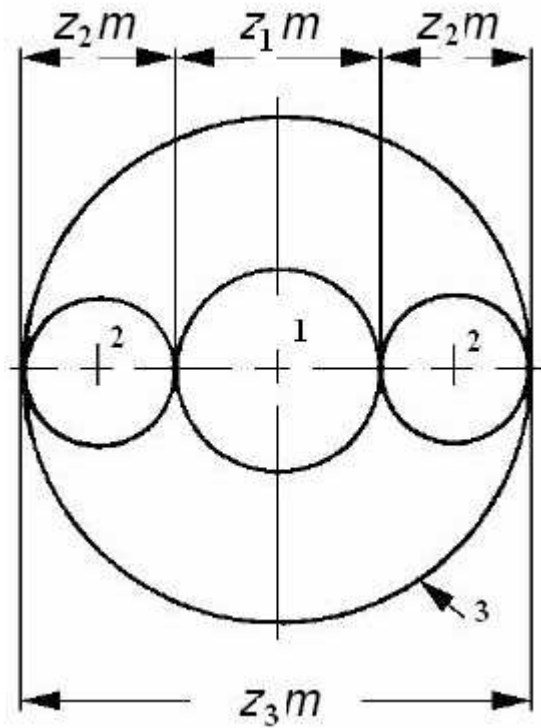


Figure. 3.8 Conditions 1 et 2

3.2.5.7.2 Condition sur les entraxes (Condition 2)

Pour fonctionner, il faut que l'entre axe soit respecté de la sorte (figure 3.8) :

$$D_3 = D_1 + 2D_2 \quad (3.9)$$

Comme :

$$D = mZ$$

Et à partir de l'équation 3.9 on obtient

$$Z_3 = Z_1 + 2Z_2 \quad (3.10)$$

3.2.5.7.3 Règle du « haricot » (Condition 3)

Les trains planétaires ont de nombreux satellites, n_{sat} (souvent $n_{sat} = 3$). Afin que les satellites puissent engrener en même temps avec la couronne et avec le soleil, le nombre de dents

comptées sur le contour en pointillés de la figure (3.9) (en forme de haricot) doit être entier.

$$\frac{Z_3}{\eta_{Sat}} + \frac{Z_1}{\eta_{Sat}} + \frac{Z_2}{2} + \frac{Z_2}{2} = \eta_1, \eta_1 \text{ est entier} \quad (3.11)$$

donc :

$$\frac{Z_3}{\eta_{Sat}} + \frac{Z_1}{\eta_{Sat}} + Z_2 = \eta_1 \quad (3.12)$$

Le nombre de dents Z_2 étant entier. On obtient donc :

$$\frac{Z_3}{\eta_{Sat}} + \frac{Z_1}{\eta_{Sat}} = \eta_2 \quad (3.13)$$

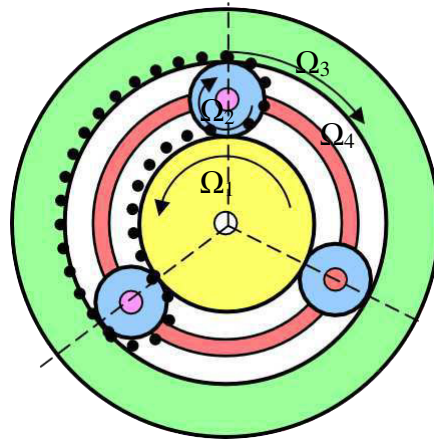


Figure3.9 Condition 3

3.3 Principe de fonctionnement des réducteurs [4]

La puissance d'entrée P_e se définit comme

$$P_e = C_e \cdot \omega_e \quad (3.14)$$

C_e : le couple d'entrée (N.m)

ω_e : la vitesse angulaire d'entrée (rad/s).

La puissance de sortie P_s se définit comme :

$$P_s = C_s \cdot \omega_s \quad (3.15)$$

C_s : le couple de sortie (N.m)

ω_s : la vitesse angulaire de sortie (rad/s).

Dans le cas d'un mouvement de rotation :

La loi entrée sortie d'un point de vue cinématique revient à établir le rapport entre les vitesses angulaires comme suit :

$$\omega_s/\omega_e = r \quad (3.16)$$

Ici r est appelé rapport de réduction du réducteur

3.4 Les engrenages [34]

Les engrenages sont utilisés pour transmettre les puissances entre deux ou plus en rotation. Ces deux paramètres (puissance et nombre de tours) étant liés l'un à l'autre car à puissance constante, si l'un augmente, l'autre diminue avec la relation

$$P = C\omega. \quad (3.17)$$

A titre d'exemple, dans un véhicule motorisé, l'adaptation se fait au moyen des engrenages constituant la boîte de vitesses (voir schéma ci-dessous).

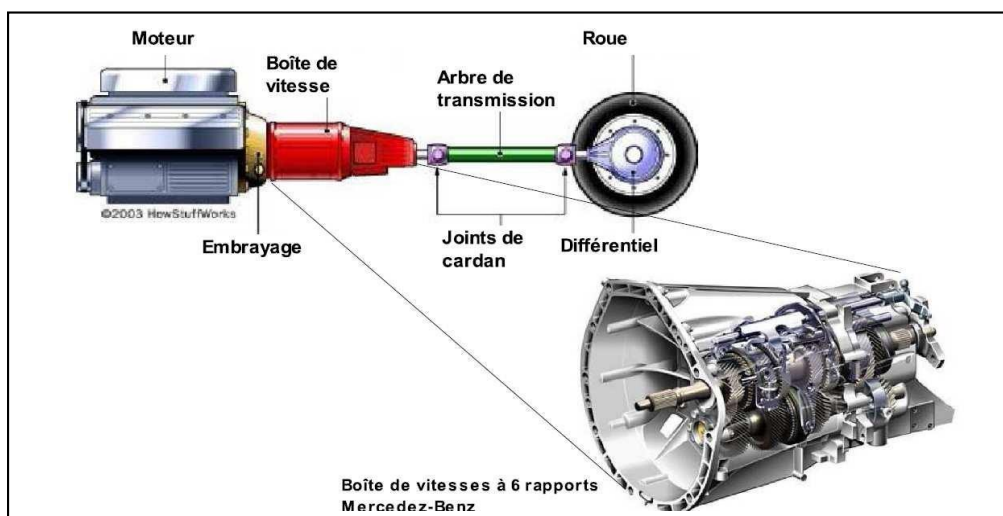


Figure 3.10: Transmission de vitesse entre moteur et la boîte de vitesses. [34]

3.4.1 Avantages et inconvénients des engrenages

On peut recenser les avantages et les inconvénients des engrenages dans le tableau suivant :

AVANTAGES	INCONVÉNIENTS
<ul style="list-style-type: none"> • Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées. • Transmission à rapport rigoureusement constante (transmission synchrone). • Transmission parfaitement homocinétique. • Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. • Bon rendement général, suivant classe de qualité. • Durée de vie importante. • Bonne fiabilité. 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Nécessité d'un entraxe précis et constant. <input type="checkbox"/> Niveau sonore variable suivant type d'engrenage. <input type="checkbox"/> Transmission des à-coups et vibrations. <input type="checkbox"/> Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide. <input type="checkbox"/> Réversibilité possible suivant type d'engrenage. <input type="checkbox"/> Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

Tableau 3.2 : Avantages et inconvénients des engrenages. [35]

3.4.2 Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales [36] [37]

Comme ceux à denture droite, ils permettent la transmission du mouvement entre deux arbres parallèles. L'angle d'inclinaison de la denture, l'angle d'hélice, est le même pour les deux roues, mais en sens inverse.

Certaines applications sont montées sur des arbres non parallèles et les engrenages sont appelés engrenages gauches.

Les engrenages à dentures hélicoïdales sont les plus utilisés en transmission de puissance, les dents inclinées par rapport à l'axe de l'angle d'inclinaison de denture, permettent d'avoir une surface de contact plus importante et une meilleure répartition des charges, une meilleure progressivité et une plus grande continuité d'engrènement.

Ils sont ainsi plus performants et pour transmettre des puissances et des couples supérieurs tout en étant plus silencieux. Mais l'inclinaison de la denture engendre des poussées axiales et des surcharges sur l'arbre qu'il faudra encaisser.

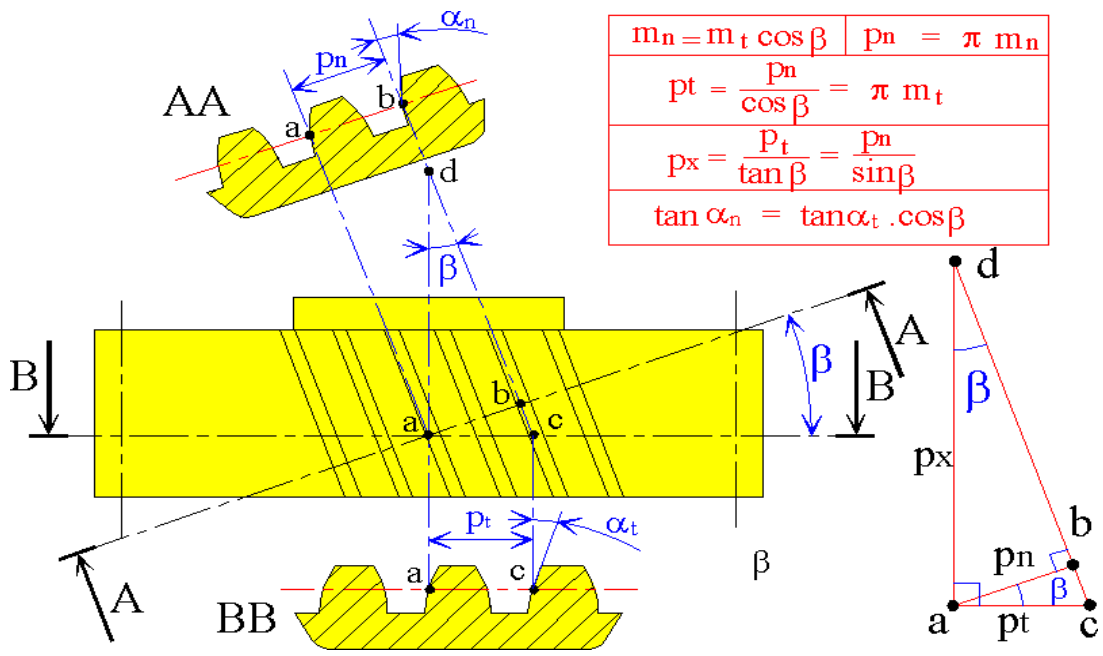
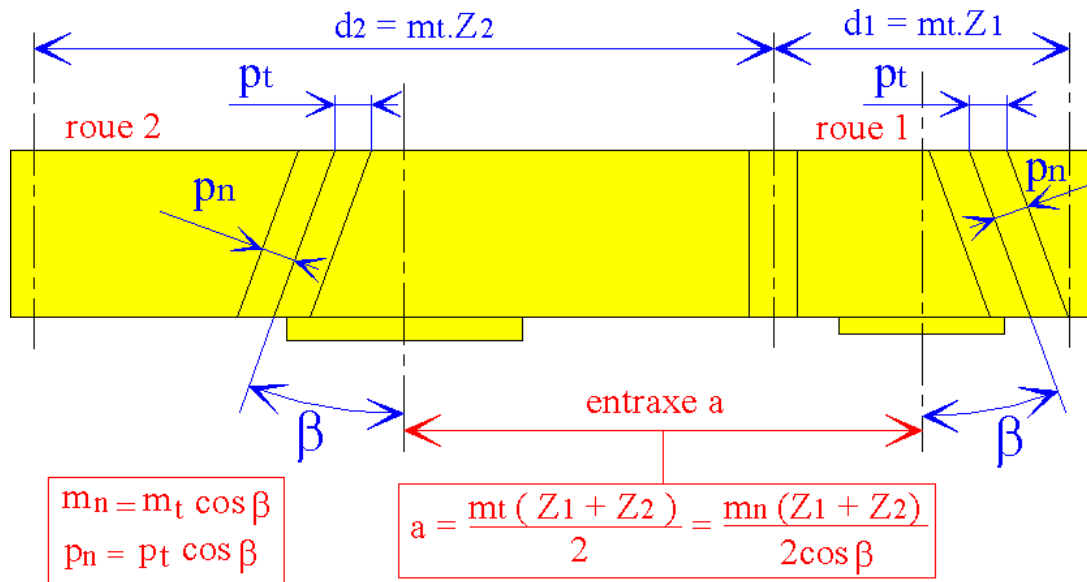


Figure 3.11: Dessin représente les caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale

Certaines caractéristiques sont communes avec celles des dentures droites.

Principales caractéristiques des engrenages droits (ou parallèles) à denture hélicoïdale		
Caractéristiques	Symbole ISO	Définitions, observations
angle d'hélice	β	$\beta_1 = -\beta_2$; valeurs usuelles: $15^\circ < \beta \leq 30^\circ$
sens de l'hélice		si la roue 1 à une hélice à droite, alors la roue 2 à une hélice à gauche, d'où $\beta_1 = -\beta_2$
vitesse angulaire	ω	en rad.s^{-1} ; $\omega = \pi N/30$
nombre de tours	n	n en tours par minute ou tr.min^{-1}
Entraxe	a	$a = r_1 + r_2 = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$ $= \frac{1}{2}m_t(Z_1 + Z_2) = \frac{1}{2}m_n(Z_1 + Z_2)/\cos\beta$
nombre de dents	Z	Z_1 (roue 1) et Z_2 (roue 2)
module reel (ou normal)	m_n	nombre normalisés; voir tableaux des valeurs
pas reel (ou normal)	p_n	$p_n = \pi m_n$ (remarque $p_{n1} = p_{n2} = p_n$)
module apparent	m_t	$m_t = m_n/\cos\beta$ (augmente avec la valeur de β)
pas apparent	p_t	$p_t = p_n/\cos\beta = \pi m_t$
rayon primitive	r	$r_1 = \frac{1}{2}mZ_1 = \frac{1}{2}d_1$; $r_2 = \frac{1}{2}mZ_2 = \frac{1}{2}d_2$
diamètre primitive	d	$d_1 = m_t.Z_1$; $d_2 = m_t.Z_2$
rayon de tête	r_a	$r_a = r + m_n = r + h_a = \frac{1}{2}d_a$
diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m_n = d + 2h_a$
rayon de pied	r_f	$r_f = r - 1,25m_n = r - h_f = \frac{1}{2}d_f$
diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2,5m_n = d - 2h_f$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$
Creux	h_f	$h_f = 1,25m_n$
hauteur de dent	h	$h = 2,25m_n = h_a + h_f$
épaisseur de la dent	s	$s_1 = e_1 = s_2 = e_2 = \frac{1}{2}\pi m$ (si jeu nul...)
Intervalle	e	$s_1 + e_1 = s_2 + e_2 = p$
angle de pression réel	α_n	valeur usuelle: $\alpha = 20^\circ$
angle de pression apparent	α_t	$\tan\alpha_n = \tan\alpha_t \cdot \cos\beta$
rayon de base	r_b	$r_b = r \cdot \cos\alpha_t = \frac{1}{2}d_b$
diamètre de base	d_b	$d_b = d \cdot \cos\alpha_t$
pas de base reel	p_{bn}	$p_{bn} = p_n \cdot \cos\alpha_n$
pas de base apparent	p_{bt}	$p_{bt} = p_t \cdot \cos\alpha_t$
pas axial	p_x	$p_x = p_t/\tan\beta = p_n/\sin\beta = p_z/Z$
pas de l'hélice primitive	p_z	$p_z = \pi d/\tan\beta = Z \cdot p_x$
largeur de denture	b	$b > 2\pi m_n/\sin\beta = 2p_x$

Tableau 3-3 : Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale

Angle d'hélice (β) : il mesure l'inclinaison de la denture, ou de l'hélice, par rapport à l'axe de la roue (valeurs usuelles entre 15 et 30°. De grandes valeurs de β amènent plus de douceur et de progressivité mais aussi des efforts axiaux plus grands. Un engrenage droit est un engrenage hélicoïdal avec $\beta=0^\circ$.

Grandeurs réelles (ou normales) : p_n , m_n et $\alpha_n (=20^\circ)$. Elles sont normalisées ISO et sont mesurées perpendiculairement à l'hélice.

Les valeurs du module réel m_n sont à choisir parmi les valeurs normalisées du module m indiquées pour les dentures droites.

$$p_n = \pi m_n \text{ (en remarquant que } p_{n1} = p_{n2} = p_n) \quad (3.18)$$

Grandeurs apparentes (ou tangentielles) : p_t , m_t et α_t ne sont pas normalisées et dépendent de la valeur de β . Elles sont mesurées dans le plan de rotation de la roue (analogie avec une denture droite).

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta \quad m_t = m_n / \cos \beta \quad (3.19)$$

$$p_t = p_n / \cos \beta = \pi m_t$$

Entraxe a : il dépend de la valeur de l'angle β . En faisant varier β on peut obtenir n'importe quel entraxe désiré, ce qui est particulièrement intéressant pour les trains d'engrenages.

$$a = r_1 + r_2 = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}m_t(Z_1 + Z_2) = \frac{1}{2}m_n(Z_1 + Z_2) / \cos \beta \quad (3.20)$$

Largeur b : pour des raisons de continuité et de progressivité la largeur b de la roue doit être

tableau 3.4 : Nombre de dents indicatif évitant les interférences								
Nombre de dents dupignon Z_1	Nombre maximal de dents Z_2 de la roue 2 en fonction de β							
	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 5^\circ$	$\beta = 10^\circ$	$\beta = 15^\circ$	$\beta = 20^\circ$	$\beta = 25^\circ$	$\beta = 30^\circ$	$\beta = 35^\circ$
8								12
9							12	34
10						12	26	∞
11					13	23	93	∞
12			12	16	24	57	∞	
13	16	17	20	27	50	∞		
14	26	27	34	53	207	∞		
15	45	49	69	181	∞			
16	101	121	287	∞				
17	∞	∞	∞					

Problèmes d'interférence : pour une denture non corrigée, les interférences de taillage pourront être évitées en utilisant les valeurs indicatives suivantes.

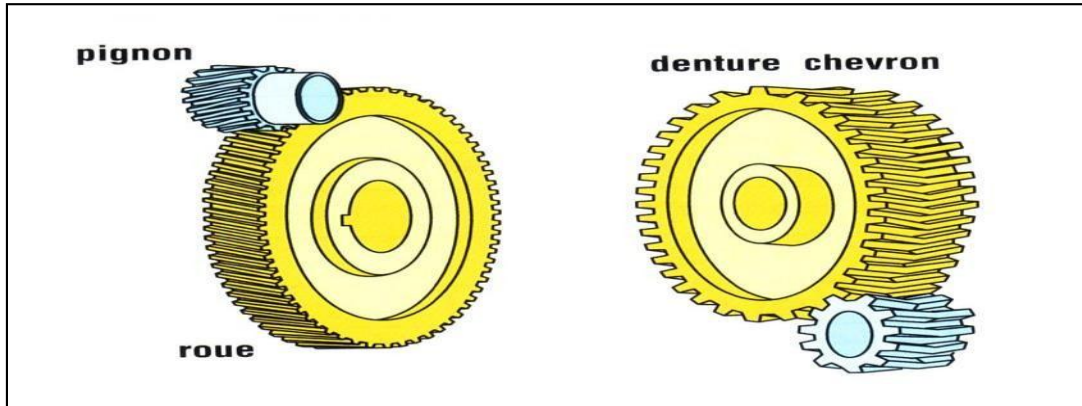


Figure 3.12 : Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales. [37]

3.4.3 Efforts [38]

* La composante normale à la denture donne ici trois forces:

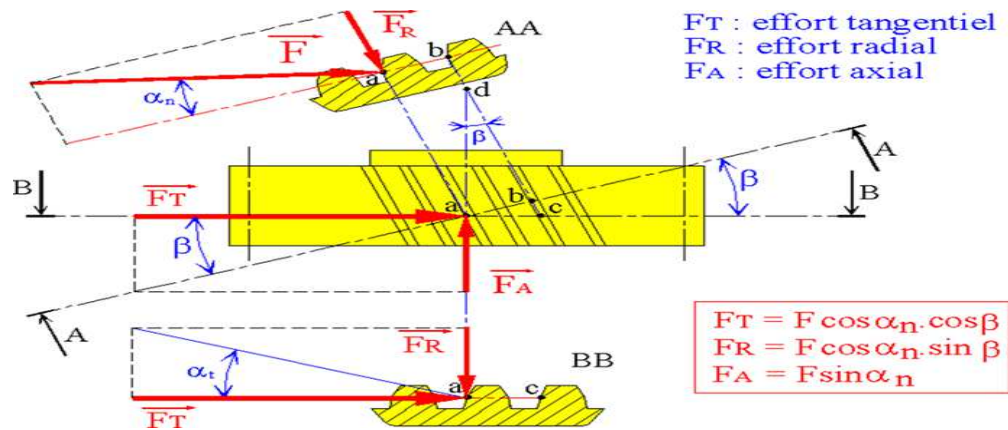


Figure 3.14 : dessin représente les (efforts denture hélicoïdales.)

3.4.4 Avantages de la denture hélicoïdale par rapport à la denture droite

- Transmission plus souple.
- Moins de bruit.
- 2, 3 ou 4 dents toujours en prise ; efforts transmis plus importants.

Variation d'entraxe en faisant varier l'angle d'hélice.

3.4.5 Choix de matière

Un grand nombre de matériaux sont utilisés pour la fabrication des engrenages, les aciers, fontes

ordinaires et spéciales et bronze ; etc.....

Le choix de matériaux dépend de plusieurs facteurs :

Types d'engrenages.

Vitesse de rotation.

Résistance à la rupture et l'usure.

Dimension de l'engrenage.

Les aciers spéciaux sont de plus en plus utilisés pour la fabrication des engrenages car ils permettent une augmentation très sensible de la capacité de charge

3.5 Le carter

Le carter du multiplicateur fixe la position relative des arbres et implicitement celle des roues dentées. Donc pour assurer un meilleur engrènement, on a besoin d'une bonne rigidité du carter.

Le carter est réalisé en deux morceaux afin de monter facilement les arbres, les roues et les roulements: le carter inférieur et le carter supérieur. On utilise dans la plupart des cas la fonte, plus rarement l'acier (pour les carters chargés lourdement et surtout si des charge dynamiques ont lieu) ou l'Alpax (pour diminuer la masse).

3.6 Conclusion

Lors du choix d'un multiplicateur, il est nécessaire de prendre en considération de nombreuses caractéristiques : rendement, encombrement, poids, prix de fabrication et d'entretien. Et justement les multiplicateurs à trains épicycloïdaux sont les plus avantageux en termes de rapport de réduction (multiplication) très élevé à encombrement identique. Avec en plus ils supportent très bien la transmission de grands couples ce qui correspond aux couples développés par les éoliennes

Chapitre 04 : Dimensionnement

4. Dimensionnement :

Selon le cahier de charge la puissance nominale qu'aura à développer l'éolienne est de 525KW, estimant le rendement global de l'éolienne comme 30%, la puissance que doivent générer les pales donc que l'on retrouve à l'entrée du multiplicateur sera d'environ 750 KW.

Le dimensionnement des éléments constituant le multiplicateur sera fait sur la base des hypothèses suivantes :

Puissance : 525KW

Vitesse de rotation des pales : 45tr/min

4.1 Calcul rapport de transmission du multiplicateur :

A partir de la formule (3.4) nous obtenons cette équation :

$$\frac{Cps}{C1} = \frac{Ns(sortie)}{Ne(entré)} = \frac{Z1 + Z3}{Z1} \quad (4.1)$$

Le multiplicateur doit réaliser les transformations suivant :

- Vitesse de rotation « entrée » : $N_e = 45$ tr/min
- Vitesse de sortie : $N_s = 1500$ tr/min
- Puissance : $P_e = 750$ KW

Le nombre de trains à placer dans le multiplicateur pour réaliser ce rapport.

On opte pour trois trains.

La relation qui détermine le nombre de rapports :

$$r = r_1 = r_2 = r_3 \quad (4.2)$$

Calcul du rapport de chaque train :

- 1^{er} train : rapport r_1

$$r_1 = \frac{N_1}{N_e} = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}} \rightarrow N_1 = N_e r_1 \quad (4.3)$$

- 2^{eme} train :

$$r_2 = \frac{N_2}{N_1} = r_1 \rightarrow N_2 = N_1 r_1 = N_e r_1^2$$

- 3^{eme} train :

$$r_3 = \frac{N_s}{N_2} = r_1 = r_2 \rightarrow N_s = N_2 r_1 = r_2 = N_e r_1^3$$

$$r_1^3 = \frac{N_s}{N_e} \rightarrow r_1 = \sqrt[3]{\frac{N_s}{N_e}}$$

$$r_1 = \sqrt[3]{\frac{1500}{45}}$$

$$r_1 = 3.22$$

4.2. Calcul des engrenages :

Cas de la couronne 3 bloqué $n_3 = 0$

On prend l'exemple du 1er train épicycloïdal

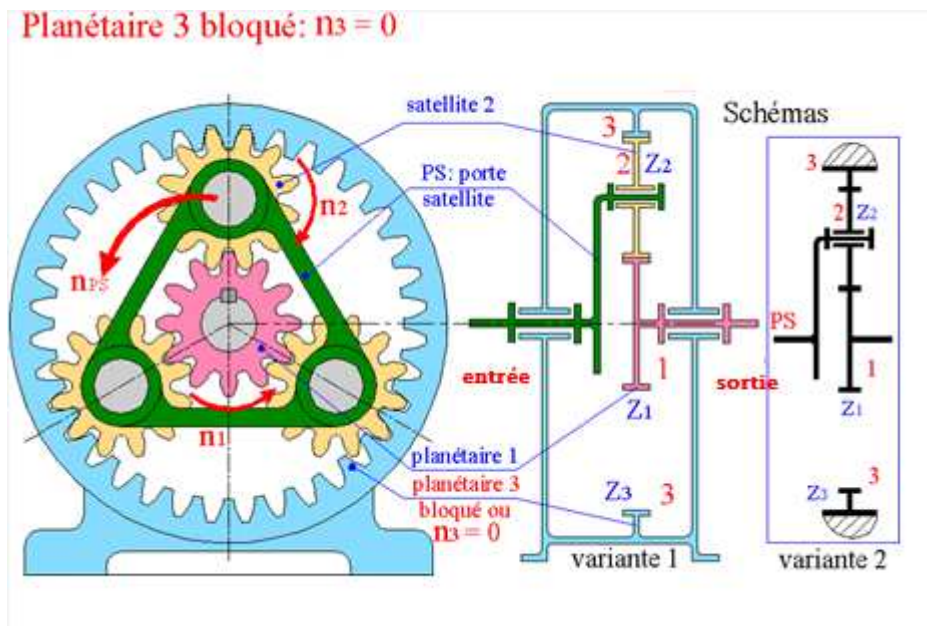


Fig.4.1 : dessin du train épicycloïdal avec couronne 3 bloquée

4.2.1. Calcul le nombre de dents de chaque engrenage :

$$\frac{Z_1 + Z_3}{Z_1} = 3.22 \quad (4.4)$$

$$3.22 Z_1 = Z_1 + Z_3$$

On prend :

$$Z_1 = 32 \text{ dents}$$

Alors :

$$Z_3 = 71.04 \text{ dents}$$

$$Z_3 = 72 \text{ dents}$$

On a la relation :

$$D_3 = D_1 + 2D_2 \quad (4.5)$$

$$mZ_3 = mZ_1 + 2mZ_2 \quad (4.6)$$

Eliminer m : $m=m_1=m_2=m_3$

le reste :

$$Z_1 = Z_1 + 2Z_2$$

$$Z_1 = \frac{Z_3 - Z_1}{2} = \frac{72 - 32}{2} = 20 \text{ dents}$$

Alors :

$$Z_1 = 32 \text{ dents}$$

$$Z_2 = 20 \text{ dents}$$

$$Z_3 = 72 \text{ dents}$$

4.2.2. Calcul du couple transmis du rotor vers le porte-satellite

$$P = C * W \quad (4.7)$$

$$W = \frac{2\pi n}{60} \quad (4.8)$$

$n =$ vitesse entre = 45tr/min

$$= \frac{\pi n}{30} = \frac{3.14 * 45}{30}$$

$$W = 4.71 \text{ rad/s}$$

Couple Cps?

Couple Cps ?

$$P = Cps * \omega_e \rightarrow Cps = \frac{P_e}{\omega_e} = \frac{750 * 10^3}{4.71}$$

$$Cps = 159235.67 \text{ N.m}$$

Calcul du couple à la sortie du premier train

$$\text{On a } \frac{Cps}{C_1} = r$$

$$\text{Alors } C_1 = \frac{Cps}{r}$$

$$= \frac{159235.67}{3.22}$$

$$C_1 = 49452.07 \text{ N.m}$$

4.2.3. Calcul le module m :

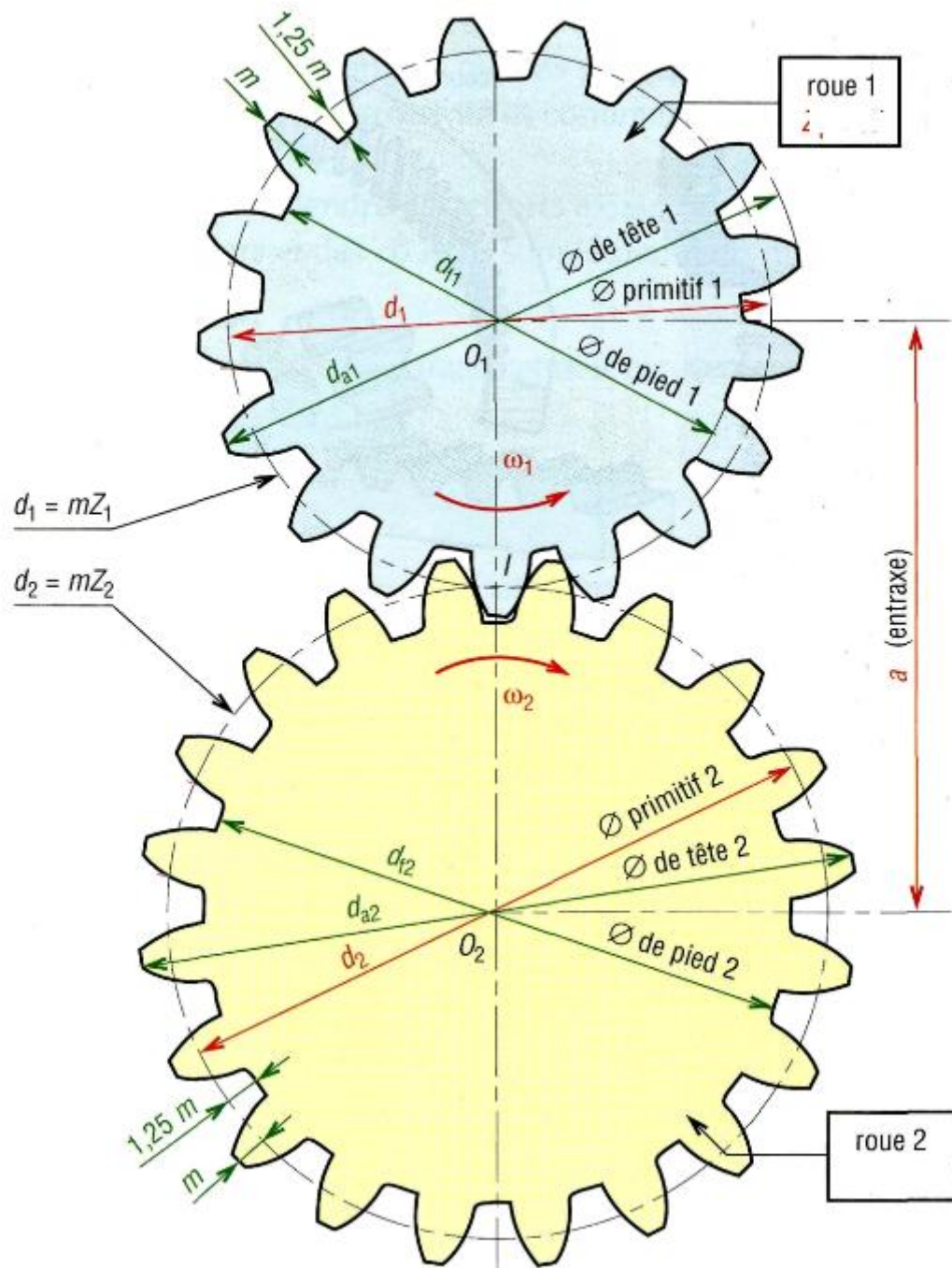


Fig4-2 : Caractéristiques d'un engrenage

$$m = 2,34 \sqrt{\frac{F_t}{K * Re}} \quad (4.9)$$

$$C1 = F_t * \frac{D_1}{2} \rightarrow F_t = \frac{2C}{D_1} \quad (4.10)$$

$$D = m * Z_1$$

$$\text{Alors : } F_t = \frac{2C}{m * Z_1} \quad \ll \text{Planétaire 1} \gg$$

$$m = 2,34 \sqrt{\frac{F_t}{K * Re}}$$

$$m = 2,34 \sqrt{\frac{2C}{m * Z_1 * K * Re}} \quad (4.11)$$

$$7 < K < 12$$

On prend $k=7$

Si On choisit un matériau pour les engrenages de la gamme des aciers spéciaux

Soit : Matériaux : acier 42CD4, alors sa résistance pratique a la traction est :

$$R_{pe} = 250 \text{ Mpa} = 250 * 10^6 \text{ N.m}^{-2}$$

$$m^2 = (2,34)^2 \frac{2C}{m * Z_1 * K * R_{pe}}$$

$$m^3 = (2,34)^2 \frac{2C}{Z_1 * K * R_{pe}}$$

$$m = \sqrt[3]{(2,34)^2 \frac{2C}{Z_1 * K * R_{pe}}}$$

$$m = \sqrt[3]{5,4756 \frac{2 * 49452,07}{32 * 7 * 250 * 10^6}}$$

$$m = 0.022 \text{ m}$$

$$m = 22 \text{ mm}$$

On prend comme module parmi les valeurs normalisées : $m = 25 \text{ mm}$

4.2.4. Calcul des diamètres des engrenages :

$$D = m * z \quad (4.12)$$

- Diamètre du Planétaire 1 = $D_1 = m * Z_1 = 25 * 32 = 800 \text{ mm}$
- Diamètre du Satellite 2 = $D_2 = m * Z_2 = 25 * 20 = 500 \text{ mm}$
- Diamètre du la Couronne 3 = $D_3 = m * Z_3 = 25 * 72 = 1800 \text{ mm}$

Vérification aux conditions d'engrènement

1) 1^{er} condition $D_3 = D_1 + 2D_2$
 $D_3 = 800 + (2 * 500)$
 $D_3 = 1800 \text{ mm}$ Vérifiée

2) 2^{eme} condition $n = \text{nombre de planétaires}$

$$\frac{Z_1 * Z_3}{n} = \text{nombre entier} \quad (4.13)$$

$$\frac{32 * 72}{3} = 768 \quad \text{Vérifiée}$$

2) 3^{eme} condition $m=m_1=m_2=m_3$ (4.14)

4.2.5. Calcul du module apparent :

$$m_t = \frac{mn}{\cos \beta} \quad \cos \beta = 10^\circ \quad (4.15)$$

$$m_t = \frac{25}{0,98} = 25,51 \text{ mm}$$

4.2.6. Calcul du pas apparent :

$$P_t = \pi * m_t \quad (4.16)$$

$$P_t = 3.14 * 25.51$$

$$P_t = 80.10 \text{ mm}$$

4.2.7. Calcul du pas réel :

$$P_n = \pi * m_n \quad (4.17)$$

$$P_n = 3.14 * 25$$

$$P_n = 78.5 \text{ mm}$$

4.2.8 Calcul de la largeur :

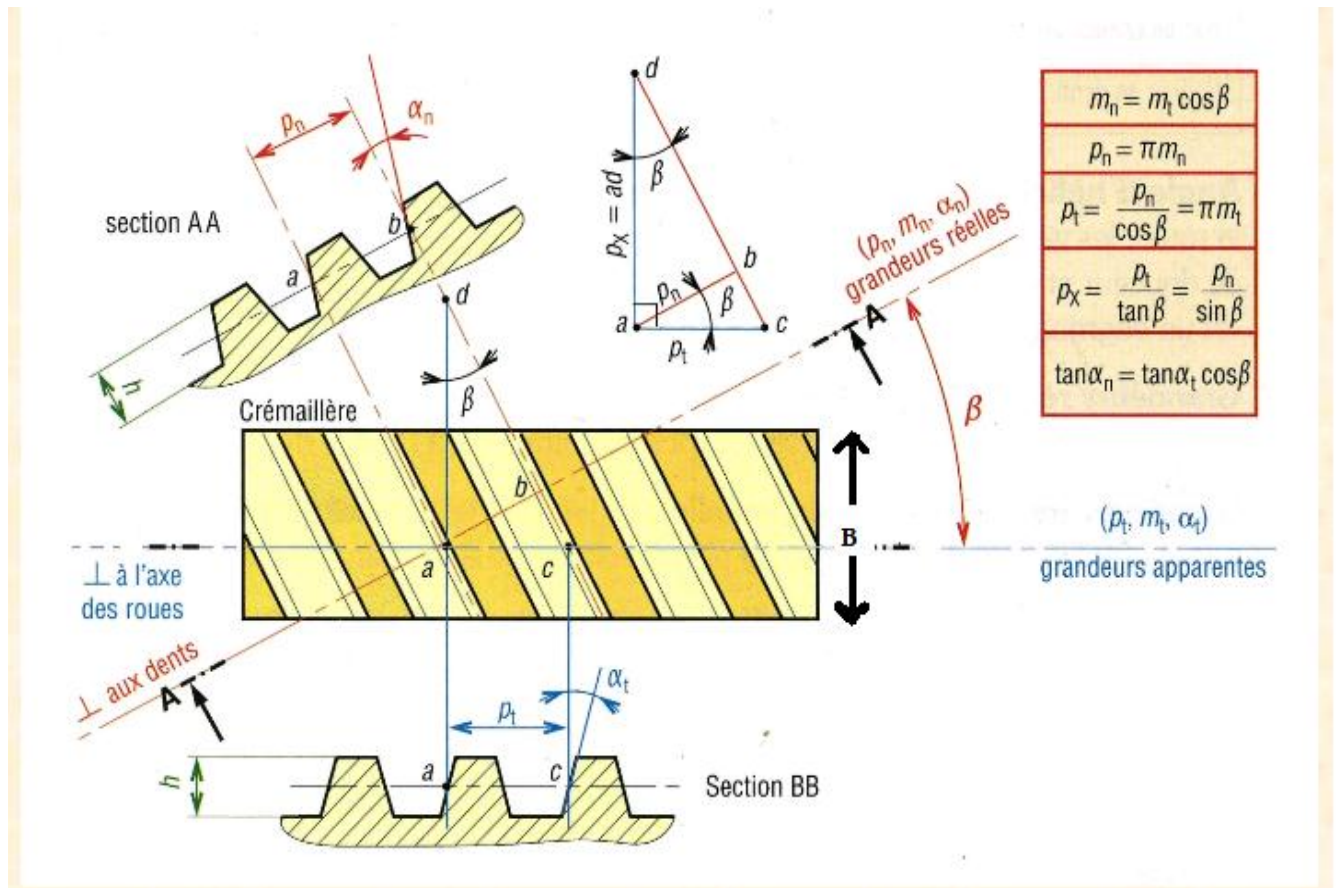


Fig. 4.3 : dessin illustratif de la largeur d'un engrenage

$$b > \frac{2\pi mn}{\sin \beta} \quad (4.18)$$

$$b > \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 25}{0.17}$$

$$b > 923.52 \text{ mm} \quad \text{on prend } b=925 \text{ mm}$$

4.2.9. Calcul de la hauteur des dents :

$$h = h_a + 1.25h_f \quad (4.19)$$

- Saïlle de la dent : $h_a = m_n = 25 \text{ mm}$

- Creux de la dent : $h_f = 1.25m_n$

$$h_f = 31.25 \text{ mm}$$

Hauteur de la dent :

$$h_a + 1.25h_f = 2.25m_n = 56.25 \text{ mm}$$

4.2.10. Calcul du diamètre primitif :

$$d = m_t * Z \quad (4.20)$$

- Planétaire 1 = $d_1 = m_t * Z_1 = 25.51 * 32 = 816.32 \text{ mm}$
- Satellite 2 = $d_2 = m_t * Z_2 = 25.51 * 20 = 510.2 \text{ mm}$
- Couronne 3 = $d_3 = m_t * Z_3 = 25.51 * 72 = 1836.72 \text{ mm}$

4.2.11. Calcul du l'épaisseur de la dent :

$$s = s_1 = e_1 = s_2 = e_2 = s_3 = e_3 \quad (4.21)$$

$$s = \frac{1}{2} \pi * m \text{ (si le jeu nul)} \quad (4.22)$$

$$s = \frac{1}{2} 3.14 * 25$$

$$s = 39.25 \text{ mm}$$

4.2.12. Calcul du l'angle de pression :

$$\alpha_n = 20^\circ < \alpha_n < 30^\circ \text{ « cour »}$$

$$\text{On prend } \alpha_n = 20^\circ \quad \beta = 10^\circ$$

α_t : Angle de pression apparent :

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t * \cos \beta \quad (4.23)$$

$$0.36 = \tan \alpha_t * 0.98$$

$$\tan \alpha_t = \frac{0.36}{0.98} = 0.37$$

$$\alpha_t = 20.30^\circ$$

4.2.13. Calcul du rayon primitif :

$$r_{p1} = \frac{1}{2} mZ = \frac{1}{2} D \quad (4.24)$$

- Planétaire 1 $r_{p1} = \frac{1}{2} mZ_1 = \frac{1}{2} * 25 * 32 = 400 \text{ mm}$

- Planétaire 2 $r_{p2} = \frac{1}{2} mZ_2 = \frac{1}{2} * 25 * 20 = 250 \text{ mm}$

- couronne 3 $r_{p3} = \frac{1}{2} mZ_3 = \frac{1}{2} * 25 * 72 = 900 \text{ mm}$

Vérification :

$$\begin{aligned}r_{p3} &= r_{p1} + 2r_{p2} = 400 + (2 * 250) \\ &= 900 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.2.14. Calcul du rayon de base :

$$r_b = r * \text{Cos } \alpha_t \quad (4.25)$$

- Planétaire 1 $r_{b1} = r_1 * \text{Cos } \alpha_t = 400 * 0.93 = 372 \text{ mm}$
- Planétaire 2 $r_{b2} = r_2 * \text{Cos } \alpha_t = 250 * 0.93 = 232.5 \text{ mm}$
- couronne 3 $r_{b3} = r_3 * \text{Cos } \alpha_t = 900 * 0.93 = 837 \text{ mm}$

Vérification :

$$r_{b3} = r_{b1} + 2r_{b2} = 372 + (2 * 232.5)$$

$$r_{b3} = 837 \text{ mm}$$

4.2.15. Calcul du diamètre de base :

$$d_b = d * \text{Cos } \alpha_t \quad (4.26)$$

- Planétaire 1 $d_{b1} = d_1 * \text{Cos } \alpha_t = 800 * 0.93 = 744 \text{ mm}$
- Planétaire 2 $d_{b2} = d_2 * \text{Cos } \alpha_t = 500 * 0.93 = 465 \text{ mm}$

- Couronne 3 $d_{b3} = d_3 * \text{Cos } \alpha_t = 1800 * 0.93 = 1674 \text{ mm}$

Vérification :

$$d_{b3} = d_{b1} + 2d_{b2} = 744 + (2 * 465)$$

$$d_{b3} = 1674 \text{ mm}$$

4.2.16. Calcul du pas de base réel P_{b_n} :

$$P_{b_n} = P_n * \text{Cos } \alpha_n \quad (4.27)$$

$$P_{b_n} = 78.5 * 0.93 = 73 \text{ mm}$$

4.2.17. Calcul du pas de la base apparente P_{b_t} :

$$P_{b_t} = P_t * \text{Cos } \alpha_t \quad (4.28)$$

$$= 80.10 * 0.94 = 75.29 \text{ mm}$$

4.2.18. Calcul du pas axial :

$$P_x = \frac{P_t}{\tan \beta} \quad (4.29)$$

$$= \frac{80.10}{0.18} = 445 \text{ mm}$$

4.2.19. Calcul du pas de l'hélice primitive :

$$P_z = Z * P_x \quad (4.30)$$

- $P_{z1} = Z_1 * P_x = 32 * 445 = 14240 \text{ mm}$
- $P_{z2} = Z_2 * P_x = 20 * 445 = 8900 \text{ mm}$
- $P_{z3} = Z_3 * P_x = 72 * 445 = 32040 \text{ mm}$

Vérification :

$$P_{z3} = P_{z1} + 2P_{z2} = 14240 + (2 * 8900)$$

$$P_{z3} = 32040 \text{ mm}$$

4.2.20 Calcul de l'entraxe :

$$a = \frac{mt}{2} (Z_1 + Z_2) \quad (4.31)$$

$$a = \frac{25.51}{2} (32 + 20)$$

$$a = 701.52 \text{ mm}$$

Remarque : même calcul pour le 2^{eme} et 3^{eme} train épicycloïdaux

4.3. Calcul des efforts sur les engrenages et les dentures

On prend le planétaire 1 comme exemple

$$C = F_t \frac{D_1}{2} \rightarrow F_t = \frac{2C}{D_1}$$

$$\text{AN : } F_t = \frac{2 * 49452.07}{0.8}$$

$$F_t = 123630.17 \text{ N effort tangentiel}$$

4.3.1. Calcul de l'effort F sur la denture :

$$\alpha_n = 20^\circ \quad \beta = 10^\circ$$

$$F_t = F * \text{Cos}(\alpha_n) * \text{Cos}(\beta) \quad (4.32)$$

$$F_t = F * 0.93 * 0.98$$

$$F_t = F * 0.91$$

$$F = \frac{F_t}{0.91} = \frac{123630.17}{0.91}$$

$$F = 135857.33 \text{ N}$$

4.3.2. Effort axial :

$$F_a = F * \text{Cos}(\alpha_n) * \text{Sin}(\beta) \quad (4.33)$$

$$F_a = 135857.33 * 0.93 * 0.17$$

$$F_a = 21479.04 \text{ N}$$

4.3.3. Effort radial :

$$F_r = F * \sin(\alpha_n) \quad (4.34)$$

$$F_r = 135857.33 * 0.34$$

$$F_r = 46191.49\text{N}$$

Voir la figure ...

Remarque : même calcul sera répété pour les autres trains épicycloïdaux

4.4. Dimensionnement de l'arbre d'entrée en torsion :

$$\tau^{\max} = \frac{16\Pi t}{\Pi d^3} \quad (\text{arbre cylindrique}) \quad (4.35)$$

$$\Pi^t = \text{couple}$$

$$S * t < \text{Reg}$$

$$\rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \Pi^t}{\Pi \frac{Re}{2.S}}}$$

Si on garde le même matériau 42 CrMn4 que celui choisi pour les engrenages :

$$Re = 550 \text{ MPA}$$

$$Rm = 950 \text{ MPA}$$

$$S = \text{coefficient de sécurité} = 2$$

$$\rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 * 49452.07}{3.14 \frac{550 * 10^6}{4}}}$$

$$\rightarrow d \geq 0.124 \text{ m}$$

$$\text{on prend } d = 140 \text{ mm}$$

Remarque : même processus de calcul sera reproduit pour les autres arbres des trains épicycloïdaux

4.5. Roulement :

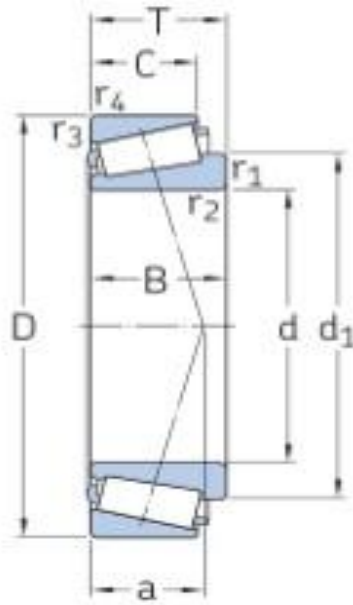


Fig4-3 : Dessin illustratif d'un roulement à rouleaux conique

4.5.1 Durée de vie :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \frac{10^6}{60N} \quad (4.36)$$

$n = 10/3$ pour les roulements à rouleaux coniques

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r \quad (4.37)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = 0.4 F_r + y F_a \quad (4.38)$$

AN :

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{21479.04}{46191.49} = 0.46$$

Voir le tableau roulement à rouleaux coniques d 140 – 180 mm

Le dimensionnement de l'arbre sera fait à partir du diamètre de l'arbre sur lequel sera monté le roulement, partir du diamètre de l'arbre :

Pour $D = 140$ mm on a

C : charge de base dynamique

$$C = 252\text{KN}$$

$$e = 0.35 \text{ et } y=1.7$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow 0.46 > 0.35$$

Alors la charge équivalente que doit supporter le roulement est de :

$$P = 0.4 F_r + y F_a$$

$$P = 0.4 * 46191.49 + 1.7 * 21479.04$$

$$P = 18476.59 + 36514.36$$

$$P = 54990.95 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \frac{10^6}{60N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{252 * 10^3}{54990.95}\right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60 * 45}$$

$$L_{10h} = 58792 \text{ h}$$

Désignation = 32928

Remarque même calcul pour les autres roulements

4.6. Les clavette :

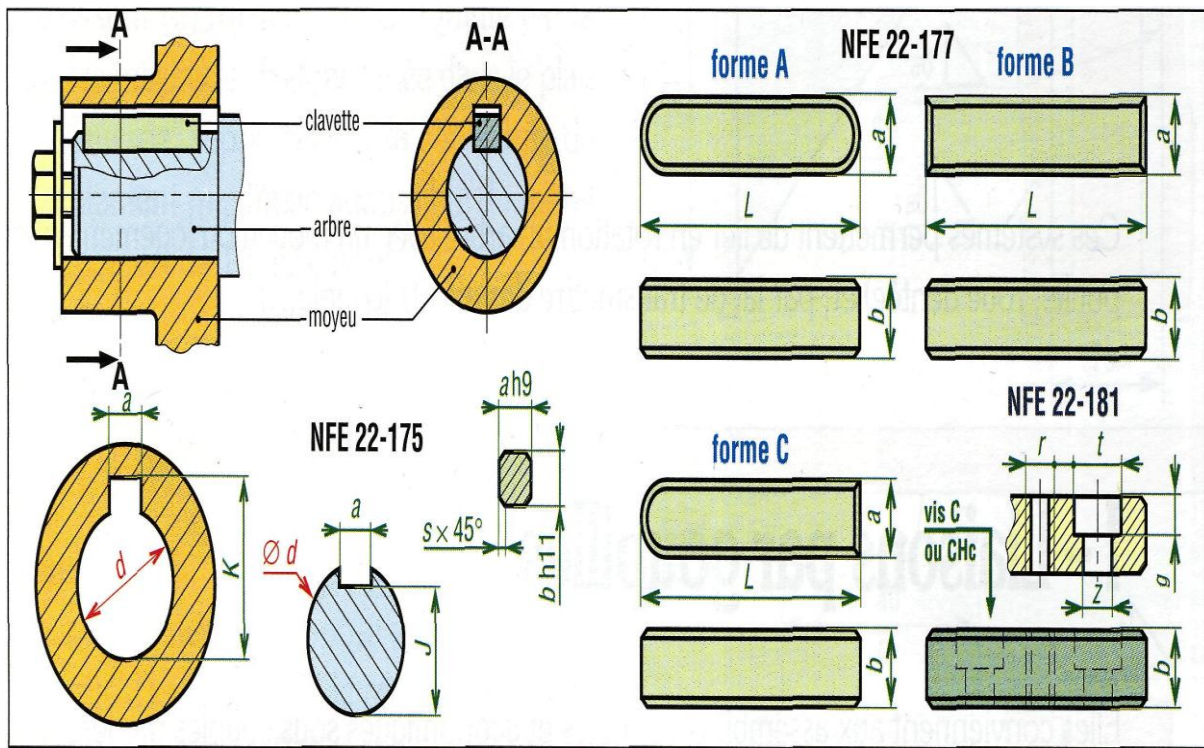


Fig4-4 : dessin d'une clavette

4.6.1 Dimensionnement au cisaillement :

$$A_{cis} = a * L \quad (4.39)$$

V : Effort tranchant

$$T_{\text{moyen}} = \left(\frac{V}{\text{Acis}}\right) = \left(\frac{V}{a * L}\right) \quad (4.40)$$

$$V * \left(\frac{d}{2}\right) = \Pi_t \rightarrow V = 2 * \frac{\Pi_t}{d} \quad (4.41)$$

On obtient :

$$T_{\text{moyen}} = \frac{2 \Pi_t}{a * L * d} \leq T_{\text{admicis}} \quad (4.42)$$

$$L \geq \frac{2 \Pi_t}{d * a * T_{\text{admicis}}}$$

Calcul T_{admicis} :

Choix du matériau : 42 C_rM₀ 4

R_m = 950 MPA

Re = 550 MPA

Car acier dont la résistance à la rupture R_m est supérieur à 600 N/mm²

$$T_{\text{admicis}} = 0.58 \frac{R_e}{s} \quad (4.43)$$

S = 4 coefficient de sécurité de matériaux 42 C_rM₀ 4

$$T_{\text{admicis}} = 0.58 \frac{550}{4}$$

$$T_{\text{admicis}} = 79.75 \text{ N/mm}^2$$

$$L \geq \frac{2 \Pi_t}{d * a * T_{\text{admicis}}} = \frac{2 * 49452.07 * 10^3}{36 * 140 * 79.75}$$

$$a = 36 \text{ mm}$$

$$d = 140 \text{ mm (voir le tableau clavette } d = 130 \text{ a } 150 \text{ mm page 230 chevalier)}$$

$$L \geq 246$$

(La Valeur normalisé L = 250 mm)

4.6.2 Dimensionnement au Matage :

$$\frac{V}{b * L} \leq p_{\text{adm}} \quad \text{et } V = 2 * \frac{\Pi_t}{d} \quad b : \text{ hauteur de clavette}$$

$$L \geq \frac{4 \Pi_t}{b * d * p_{\text{adm}}} \quad (4.44)$$

b = 20 mm voire le tableau clavettes d=130, a=150 mm page 230 $p_{adm} : 80 \text{ à } 150 \text{ N/mm}^2$
[45] on Choisi 150 N/mm^2

Clavetages fixe excellentes type C

$$L \geq \frac{4 * 49452.07 * 10^3}{20 * 140 * 150}$$

$$L \geq 470.79 \text{ mm}$$

$$L \leq 1.75 d \text{ ou } 2d$$

$$1.75 d = 1.75 * 140 = 245 \text{ mm}$$

$$2 d = 2 * 140 = 280 \text{ mm}$$

Alors en prend

$$L = 250 \text{ mm} \quad (\text{Valeur normalisée})$$

Clavette Parallèle, Forme c $36 * 20 * 250$

Conclusion :

L'étude qu'on a effectuée précédemment, nous a permis de dimensionner les éléments constituant le planétaire à savoir les engrenages à dentures hélicoïdales, les roulements, l'arbre « Rotor » ainsi que les clavettes de chaque élément de notre mécanisme.

Conclusion générale :

Malgré le développement connu en électromécanique et en robotique, les engrenages occupent toujours une place importante dans l'industrie mécanique comme élément performant de transmission de puissance et de vitesse. Et sur cette base, ce mémoire étudie un multiplicateur mécanique d'une éolienne de moyenne puissance.

Le travail effectué dans ce mémoire a été structuré de façon suivante :

Une rétrospective générale des éoliennes est présentée (historique, définition, différents types et principe de fonctionnement).

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude de l'analyse fonctionnelle, sur la base d'un cahier de charge, d'un élément de l'éolienne à savoir : le multiplicateur (bête à corne, Diagramme pieuvre et Diagramme FAST sont présentés)

Dans le troisième chapitre sont présentés les différentes pièces mécaniques constituant le multiplicateur et l'étude théorique succincte d'un planétaire est présentée.

Dans la dernière partie de ce travail nous avons calculé les différents éléments composant le multiplicateur de vitesse à trois trains épicycloïdaux avec des engrenages à denture hélicoïdale

A travers ce travail, nous avons approfondi nos connaissances dans une discipline scientifique et technique qui est la conception

Enfin, il serait intéressant de compléter ce travail par l'élaboration d'une gamme d'usinage pour les différentes pièces du multiplicateur afin de servir comme support de travail pédagogique pour les étudiants.

Références bibliographiques

- [1] http://www.espace-eolien.fr/Eolien/kesaco_tech.htm
- [2] D.LE GOURIERE, Energie éolienne théorie, conception et calcul pratique des installations, EYROLLES, Paris 1982
- [3] B.MULTON, O.GERGAUD, H.BEN AHMED (LÉSiR Antenne de Bretagne de l'École Normale Supérieure de Cachan Campus de Ker Lann 35170 BRUZ), X.ROBOAM, S.ASTIER (LEEI ENSEIHT Toulouse), B.DAKYO, C.NICHITA (GREAH Université du Havre), Extrait du rapport de synthèse ECRIN « L'Electronique de Puissance Vecteur d'Optimisation Pour les Energies Renouvelables », Paris, 2002
- [4] Frédéric. Poitiers, « Etude d'un système éolien basé sur une machine asynchrone à double alimentation », JCGE'03, Saint-Nazaire, 5 et 6 juin 2003.
- [5] Vincent .Rogez, « Modélisation simplifiée de sources de production décentralisée pour des études de dynamique des réseaux. Application à l'intégration d'une production éolienne dans un réseaux de distribution insulaire », thèse de Doctorat de l'Université d'Artois, France, 2004.
- [6] Mayouf M. «Contribution à la réalisation de l'aérogénérateur synchrone à aimant permanent», Mémoire de magister de l'université de Batna, département d'électrotechnique 2008.
- [7] John R.Fanchi,«EnergyTechnology and directions for the future», Elsevier Academic
- [8] Bent Sørensen, « Renewable Energy Its physics, engineering, use environmental impacts economy and planning aspects », Copyright. 2004 by Elsevier Science.
- [9] « Energies Renouvelables ». <http://www.energies-renouvelables.org>
- [10] H. Camblong, « Minimisation de l'impact des perturbations d'origine éolienne dans la génération d'électricité par des aérogénérateurs à vitesse variable», thèse de doctorat de l'Ecole Nationale des Arts et Métiers de Bordeaux, Décembre 2003.

- [11] GuyCunty, « Eoliennes et aérogénérateurs, guide de l'énergie éolienne », © Edissud , Aixen- Provence, 2001, www.edisud.com
- [12] S. Al AIMANI, « Modélisation de différentes technologies d'éoliennes intégrées à un réseau de distribution moyenne tension », Thèse de Doctorat, Ecole centrale de Lille ; Université des sciences et technologies de Lille, 2004.
- [13] I. HAMZAOUI, « Modélisation de la machine asynchrone à double alimentation en vue de son utilisation comme aérogénérateur », Mémoire de Magister, ENP d'Alger, 2008.
- [14] B. Multon, X. Roboam, B. Dakyo, C. Nichita, O. Gergaud, et H. B. Ahmed, « Aérogénérateurs électriques », Techniques de l'Ingénieur, D 3 960, 2004.
- [15] A. S. BELFEDHAL, « Modélisation et commande d'une chaîne éolienne avec intégration du stockage inertiel », Mémoire de Magister, Université Ibn Khaldoun Tiaret, 2010.
- [16] A. BOYETTE, « Contrôle-commande d'un générateur asynchrone à double alimentation avec système de stockage pour la production éolienne », Thèse de Doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy 1, 2006
- [17] Wikipédia, "Train épicycloïdal", l'encyclopédie libre, <http://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Train_%C3%A9picyclo%C3%AFdal&oldid=63995451>, 4 Avril 2011
- [18] P. Arquès, "Calcul et Conception des Transmissions Automatiques Epicycloïdales", 2e Congrès mondial des engrenages, Paris, pp. 699-709, 3-5 Mars 1986.
- [19] R. Boudet, R. Siestrunck, "Sur les Flux et Pertes d'Energie dans les Transmissions Epicycloïdales", C. R. Acad. Sci. Paris 280(4), 1975.
- [20] J. Dufailly, "Etude Géométrique des Engrenages Cylindriques de Transmissions de Puissance", Edition Ellipses, Paris 1997.
- [21] M. P. Foucher, Nouvelle Méthode d'Etude des Trains Planétaires de Boites de Vitesses Automatiques, Journée d'études des transmissions automatiques ECAM, Lyon, pp. 1-12, 1990
- [22] G. Henriot, Traité Théorique et Pratique des Engrenages, Editions Dunod, Paris, 1975.

- [23] G. Leborzec and J. Lotterie, *Principes de la Théorie des Mécanismes*, Editions Dunod, Paris, 1975.
- [24] R. Mathis, *Contraintes et Déformations dans un Engrenage Hélicoïdal*, CETIM, 1er Colloque mondial des Engrenages, Paris, 1977
- [25] R. Siestrunk, “Quelques Aspects Nouveaux de la Théorie des Mécanismes et Applications”, *Rev. Fr. Méc.* 45, pp. 5-12, 1973
- [26] H. Winter and B.R. Hohn, *Gears-state of the art*, International Gear Conference, Dresden, Germany, 1996.
- [27] F. Esnault, “Construction Mécanique, Transmission de Puissance 1. Principes”, Paris 1994
- [28] F. Syed, M. L. Kuang, and H. Ying, “Active Damping Wheel-Torque Control System to Reduce Driveline Oscillations in a Power-Split Hybrid Electric Vehicle”, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 58, No. 9, pp. 4769- 4785, November 2009.
- [29] B. S. Kim, J. B. Song, and J. J. Park, “A Serial-Type Dual Actuator Unit with Planetary Gear Train: Basic Design and Applications”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 15, No. 1, pp. 108-116, February 2010.
- [30] S. Calloch, J. Cognard et D. Dureisseix, “Les Systèmes de Transmission de Puissance”, *Systèmes mécaniques et hydrauliques*, Paris, 2003
- [31] P. Arquès, “Transmissions Mécaniques de Puissances, Application aux Boîtes de Vitesses Automatiques”, Edition Ellipses, pp. 278, Paris 2001.
- [32] R. Willis, “Principles of Mechanism”, Parker, London, 1841.
- [33] R. Mathis and Y. Rémond, “Une Théorie Unifiée des Trains Epicycloïdaux”, *Machines, Mécanismes, Robotiques*, C.R. Acad. Sci. Paris, t.327, Série II.b, pp.1115-1121,1999.
- [34] BEP maintenance des véhicules et des matériels dominants parcs e t jardins pp5-6.
- [35] Thierry GUERTIN, « Mesure expérimentale de l'erreur de transmission
Cinématique
- [36] Cours construction mécanique en 2016 .Mr tiberkak univeraité saad dahlab blida.

- [37] Maintenance des Equipements Industriel du Lycée Latécoère d'ISTRES.
- [38] R. LEBORZEC, « Etude générale de l'engrenage », (polycopie de cours), ENSAM,
- [39] Calcul cinématique des transmissions ; V.Chpak, N.Abdelbaki ; Boumerdes 1991.
- [40] Etude technique d'un réducteur à un train cylindrique ; O.Denisso V.Koulitkhkov J.Stoliarov ; L .Chtchoulkin ; Boumerdes 1977.
- [41] Construction Mécanique, Transmission de puissance, tome 2.
- [42] Monblan Jean Anael, Brugidou Nicolas, Lerole Olivier, Boutin Etienne, Spiteri Julie. Boîtes de vitesse et variateur.
- [43] G. Cognet, P. Hesto, J.-L. Houzelot, Ch. Rombaut, J. Taine, B. Tamain, « L'énergie au XXIème siècle Une réflexion prospective Une analyse des verrous scientifiques et technologiques à lever », [http://www.recherche.gouv.fr/mstp/ MRNT/ MSTP/01-2004](http://www.recherche.gouv.fr/mstp/MRNT/MSTP/01-2004).
- [44] B. R. Stanley "Renewable energy today and tomorrow" Proceedings of the IEEE Volume: 89, Issue: 8, pp. 1216-1226, 2001. [2] S. Talpur
- [45] "Dynamic line rating implementation as an approach to handle wind power integration" Master Thesis, Department of Electromagnetic Engineering School of Electrical Engineering The Royal Institute of Technology , Stockholm, 2013.
- [46] livre chevalier editio 2004. André chevalier
- [47] livre " wind-energie" en 1926-albert betz-

Annexe

A1

8 Roulements à rouleaux coniques

Charges

	Roulements à une rangée	Roulements appariés	Roulements à deux rangées
Charge minimale Pour plus d'informations → page 106	$F_{rm} = 0,02 C$ Sauf pour les roulements SKF Explorer : $F_{rm} = 0,017 C$		
Charge dynamique équivalente Pour plus d'informations → page 91	$F_d/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_d/F_r > e \rightarrow P = 0,4 F_r + Y F_a^{1)}$	Disposition en X ou O $F_d/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$ $F_d/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$ Disposition en tandem¹⁾ $F_d/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_d/F_r > e \rightarrow P = 0,4 F_r + Y F_a$	$F_d/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$ $F_d/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$
Charge statique équivalente Pour plus d'informations → page 105	$P_0 = 0,5 F_r + Y_0 F_a^{1)}$ $P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r$	Disposition en X ou O $P_0 = F_r + Y_0 F_a$ $P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r$ Disposition en tandem¹⁾ $P_0 = 0,5 F_r + Y_0 F_a$	$P_0 = F_r + Y_0 F_a$ $P_0 < F_r \rightarrow P_0 = F_r$

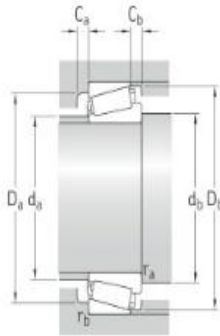


Symboles

- C charge dynamique de base [kN] (**tableaux des produits, page 694**)
- e coefficient de calcul (**tableaux des produits**)
- F_a charge axiale [kN]
- F_r charge radiale [kN]
- F_{rm} charge radiale minimale [kN]
- P charge dynamique équivalente [kN]
- P_0 charge statique équivalente [kN]
- Y, Y_0, Y_1, Y_2 coefficients de calcul (**tableaux des produits**)

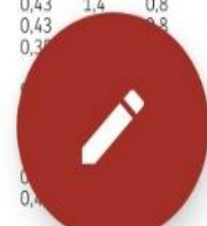


A2



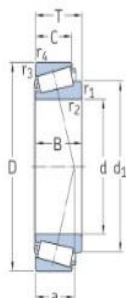
Dimensions							Cotes de montage							Coefficients de calcul					
d	d ₁	B	C	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d _a max.	d _b min.	D _a min.	D _a max.	D _b min.	C _a min.	C _b min.	r _a max.	r _b max.	e	Y	Y ₀	
mm							mm							-					
140	164	32	25	2	1,5	33	151	152	177	180	184	6	7	2	1,5	0,35	1,7	0,9	
	165	27	21	3	3	40	150	154	180	182	189	6	8	3	3	0,5	1,2	0,7	
	175	45	34	2,5	2	45	153	153	187	199	202	8	11	2,5	2	0,46	1,3	0,7	
	187	42	36	4	3	47	164	156	219	236	234	8	9,5	4	3	0,43	1,4	0,8	
	191	68	58	4	3	59	159	156	210	236	238	8	13,5	4	3	0,43	1,4	0,8	
	205	62	53	5	4	54	176	159	255	284	273	8	14,5	5	4	0,35	1,7	0,9	
	220	70	47	5	4	90	169	159	235	284	280	9	30	5	4	0,83	0,72	0,4	
	212	102	85	5	4	71	172	159	247	284	280	12	22,5	5	4	0,35	1,7	0,9	
	150	177	30	23	3	3	41	162	164	194	196	203	5	9	3	3	0,46	1,3	0,7
		177	38	30	2,5	2	35	163	163	194	198	202	7	8	2,5	2	0,33	1,8	1
		187	48	36	3	2,5	48	165	164	200	212	216	8	12	3	2,5	0,46	1,3	0,7
		188	59	46	3	2,5	48	165	164	200	212	217	8	13	3	2,5	0,37	1,6	0,9
200		45	38	4	3	50	176	167	234	256	250	9	11	4	3	0,43	1,4	0,8	
205		73	60	4	3	64	171	167	226	256	254	8	17	4	3	0,43	1,4	0,8	
223		65	55	5	4	58	189	169	273	303	292	9	17	5	4	0,35	1,7	0,9	
234		75	50	5	4	96	181	169	251	304	300	9	32	5	4	0,83	0,72	0,4	
160		187	30	23	3	3	44	172	174	204	206	213	5	9	3	3	0,48	1,25	0,7
		188	38	30	2,5	2	38	173	173	204	208	212	7	8	2,5	2	0,35	1,7	0,9
		200	51	38	3	2,5	51	176	175	213	227	231	8	13	3	2,5	0,46	1,3	0,7
		204	59	50	6	4	57	174	181	212	229	236	10	11	6	4	0,44	1,35	0,8
	215	48	40	4	3	53	190	177	252	276	269	7	12	4	3	0,43	1,4	0,8	
	222	80	67	4	3	69	183	177	242	276	274	10	17	4	3	0,43	1,4	0,8	
	233	68	58	5	4	61	201	179	290	323	310	9	17	5	4	0,35	1,7	0,9	
	170	197	30	23	3	3	44	182	184	215	216	223	6	9	3	3	0,46	1,3	0,7
		200	38	30	2,5	2	41	183	183	213	218	222	7	8	2,5	2	0,37	1,6	0,9
		214	57	43	3	2,5	55	188	185	230	247	249	10	14	3	2,5	0,44	1,35	0,8
		231	52	43	5	4	58	203	189	269	293	288	8	14	5	4	0,43	1,4	0,8
		238	86	71	5	4	75	196	189	259	293	294	10	20	5	4	0,43	1,4	0,8
248		72	62	5	4	65	213	190	307	343	329	9	18	5	4	0,35	1,7	0,9	
180		207	30	23	3	3	47	191	195	224	226	233	6	9	3	3	0,46	1,3	0,7
		216	45	34	2,5	2	53	194	194	225	238	241	8	11	2,5	2	0,37	1,6	0,9
		230	64	48	3	2,5	59	200	195	247	267	267	10	16	3	2,5	0,44	1,35	0,8
		240	52	43	5	4	60	212	199	278	303	297	8	14	5	4	0,43	1,4	0,8
		247	86	71	5	4	77	205	199	267	303	303	10	20	5	4	0,35	1,7	0,9

8.1



A3

8.1 Roulements à rouleaux coniques à une rangée en cotes métriques d 140 – 180 mm



Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique statique		Limite de fatigue	Vitesses de base Vitesse de référence Vitesse limite		Masse	Désignation	Série de dimensions selon ISO 355 (ABMA)	
d	D	T	C	C ₀	P _u						
mm			kN		kN	tr/min		kg	-	-	
140	190	32	252	390	40	2 600	3 000	2,55	► 32928	2CC	
	195	29	241	325	33,5	2 400	3 000	2,4	► T4CB 140	4CB	
	210	45	404	585	58,5	2 400	2 800	5,25	► 32028 X	40C	
	250	45,75	451	570	58,5	1 900	2 600	8,7	► 30228	4FB	
	250	71,75	691	1 000	100	1 900	2 600	14	► 32228	4FD	
	300	67,75	787	950	93	1 700	2 200	20,5	► 30328	2GB	
	300	77	737	900	90	1 500	2 200	22,5	► 31328 X	7GB	
	300	107,75	1 220	1 660	156	1 600	2 200	34,5	► 32328	2GD	
	150	210	32	287	390	40	2 200	2 800	3,1	► T4DB 150	4DB
		210	38	346	530	52	2 200	2 800	3,95	► 32930	2DC
225		48	456	655	65,5	2 200	2 600	6,4	► 32030 X	40C	
225		59	487	865	85	2 200	2 600	8,05	► 33030	2EE	
270		49	455	560	57	1 800	2 400	10,5	► 30230	4GB	
270		77	782	1 140	112	1 700	2 400	18	► 32230	4GD	
320		72	879	1 060	104	1 600	2 000	25	► 30330	2GB	
320		82	832	1 020	100	1 400	2 000	27	► 31330 X	7GB	
160		220	32	257	415	41,5	2 200	2 600	3,25	► T4DB 160	4DB
		220	38	349	540	53	2 200	2 600	4,2	► 32932	2DC
	240	51	532	780	76,5	2 000	2 400	7,8	► 32032 X	4EC	
	245	61	649	980	96,5	2 000	2 400	10,5	► T4EE 160	4EE	
	290	52	566	735	72	1 600	2 200	13	► 30232	4GB	
	290	84	934	1 400	132	1 600	2 200	23	► 32232	4GD	
	340	75	970	1 180	114	1 500	2 000	29	► 30332	2GB	
	170	230	32	307	440	43	2 000	2 600	3,45	► T4DB 170	4DB
		230	38	351	585	55	2 000	2 400	4,5	► 32934	3DC
		260	57	625	915	88	1 900	2 200	10,5	► 32034 X	4EC
310		57	657	865	83	1 500	2 000	16,5	► 30234	4GB	
310		91	1 075	1 630	150	1 500	2 000	28,5	► 32234	4GD	
360		80	1 103	1 340	129	1 400	1 800	34,5	► 30334	2GB	
180		240	32	309	450	44	2 000	2 400	3,65	► T4DB 180	4DB
		250	45	435	735	68	1 900	2 200	6,65	► 32936	4DC
		280	64	793	1 160	110	1 700	2 200	14	► 32036 X	4EC
		320	57	629	815	80	1 500	2 000	17	► 30236	4GB
	320	91	1 069	1 630	150	1 400	1 900	29,5	► 32236	4GD	

8.1



A4

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4

Nota : L'emploi d'une clavette, sur un arbre de dimension supérieure, est possible.

230

A5

<i>Valeurs couramment admises pour la pression admissible au matage des clavettes longitudinales ($p_{adm\ mat}$ en N/mm^2)</i>	
Clavetage fixe	(a) 40 à 70 (b) 60 à 100 (c) 80 à 150
Clavetage glissant sans charge	(a) 15 à 30 (b) 20 à 40 (c) 30 à 50
Clavetage glissant avec charge	(a) 3 à 10 (b) 5 à 15 (c) 10 à 20
<p>(a) : Conditions de fonctionnement plutôt mauvaises : chocs, grandes tolérances, etc...</p> <p>(b) : Conditions de fonctionnement moyenne (avant-projet)</p> <p>(c) : Bonnes conditions de fonctionnement : ajustement parfait, aucun choc, etc...</p> <p><i>Remarque</i> : au dessus de $250 N/mm^2$ le matage est important.</p>	

Formes possibles



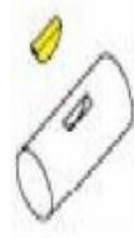
Forme **A**



Forme **B**



Forme **C**



Clavette
disque