

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP
DE DAKAR



GM.0079

Ecole Supérieure Polytechnique

(Centre de Thiès)

Département Génie Electromécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur de conception

CONCEPTION D'UN MULTIPLICATEUR DE VITESSE POUR AEROGENERATEUR

Présenté par : **Modou SALL & Cheikh THIAM**

Sous la direction de

Dr Fadel NIANG

Ecole Supérieure Polytechnique

Dr Samuel GOMES

Université Technologique de Belfort Montbéliard

Année académique 2001 / 2002

2

REMERCIEMENTS

Nous tenons d'abord à remercier M. Fadel NIANG et M. Samuel GOMES pour leur heureuse initiative de nous avoir intégré dans le programme EOLE 2000. Nous les remercions aussi et surtout pour la solide attention qu'ils ont constamment portée à notre projet.

Ensuite nous faisons part de notre gratitude à M. Almamy FALL, Chef du projet, pour sa constante sollicitude envers nous.

Notre gratitude s'adresse également à tous ce qui, de près ou de loin, ont participé à notre formation.



DEDICACES

Nous dédions ce modeste travail à
nos très aimables parents et amis.

SOMMAIRE

Ce projet a pour but de faire connaître aux étudiants les principes de l'ingénierie simultanée et de la chaîne XAO intégrée, tout en gérant un projet à caractère industriel. Il est mené en parallèle avec l'utilisation d'un système de gestion de données de conception basé sur les nouvelles technologies de l'information et de la communication: l'ACSP (Atelier Coopératif de Suivi de Projet), un collecticiel de type portail internet relié à différents outils XAO, permettant de collaborer entre les différents acteurs intérieurs comme extérieurs du projet et de transmettre ou de capitaliser des informations.

Le projet sera réalisé avec la collaboration de l'entreprise SELMEG (fabricant d'éoliennes de pompage au Sénégal et demandeur de l'étude), l'Ecole Supérieure Polytechnique du Sénégal et l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard (France), ceci dans le cadre de l'unité de valeur CP51 à l'UTBM (la chaîne XAO intégrée) et le projet de fin d'études des élèves ingénieurs du génie Electromécanique de l'ESP. Cette expérience de conception collaborative à distance, baptisée EOLE 2000, a été lancée dès septembre 2000 dans un contexte pédagogique.

Dans ce rapport il y sera présenté l'application de la chaîne XAO dans le cas de la conception d'un multiplicateur de vitesse, les résultats obtenus ainsi que l'expérience acquise.

TABLES DES MATIERES

Introduction	6
Termes de références du projet	7
Organisation du projet	9
Conception du multiplicateur de vitesse	14
1. Avant-propos	14
2. Cahier des charges	14
3. Etude comparative des solutions envisageables	14
4. Choix du type de transmission	16
5. Détermination des caractéristiques du multiplicateur	16
5.1. Caractéristiques des engrenages	16
5.1.1. Choix du rapport de multiplication	16
5.1.2. Choix du nombre de roues	16
5.1.3. Schéma de l'engrenage	17
5.1.4. Calcul du module de l'engrenage	18
5.1.5. Caractéristiques de la roue	18
5.1.6. Caractéristiques du pignon	19
5.1.7. Vérification de la largeur de dent	20
5.2. Dimensionnement des arbres de transmission	22
5.2.1. Arbre principal de l'éolienne	22
5.2.1.1. Estimation du diamètre de l'arbre	22
5.2.1.2. Distance entre les paliers de l'arbre	23
5.2.1.3. Efforts axial et radial dus aux engrenages	23
5.2.1.4. Effort axial du au vent	24
5.2.1.5. Estimation des autres efforts	24
5.2.1.6. Schéma du chargement	25
5.2.1.7. Schéma simplifié	25
5.2.1.8. Calcul du diamètre de l'arbre	26
5.2.1.9. Calcul des roulements de l'arbre principal	32
5.2.1.10. Calcul de la clavette parallèle de la roue	34
5.2.2. Arbre de sortie du multiplicateur	36
6. Caractéristiques de l'alternateur	39

7. Choix de l'accouplement entre le multiplicateur et l'alternateur	40
Fiche technique du multiplicateur	42
Conclusion	43
Bibliographie	44
Annexes	45

INTRODUCTION

L'objectif du programme EOLE 2000 est de mener des développements, en ingénierie concourante, de systèmes mécaniques dans le domaine de l'énergie éolienne, à destination de pays du Sahel et plus particulièrement du Sénégal. En effet, face aux problèmes de sécheresse et de pénurie d'énergie ; les systèmes utilisant l'énergie éolienne constituent une solution intéressante pour fournir de l'électricité à des villages. L'objectif final de ce programme est de développer, en appliquant une démarche d'ingénierie collaborative, une technologie éolienne abordable et adaptée aux potentiel de fabrication local.

C'est dans ce contexte qu'une éolienne de 30kW sera réalisée. Cependant pour des éoliennes de petites puissances (jusqu'à 5kW) la force du vent permet d'entraîner, avec l'arbre du rotor, directement la génératrice. Cela n'est pas possible avec des éoliennes de grandes puissances car, le vent, aussi fort soit il ne permet pas d'entraîner directement la génératrice à sa vitesse de service.

Les génératrices standards du commerce capables de fournir une puissance de 30kW ont une vitesse minimale possible de 750 tr/min. Donc pour remédier à ce problème de transmission il est nécessaire d'élever la vitesse de l'arbre du rotor pour pouvoir entraîner convenablement la génératrice de l'éolienne. Le système mécanique qui permet de réaliser une telle fonction est le multiplicateur de vitesse.

Ce rapport porte sur la conception d'un multiplicateur de vitesse. Il présente aussi la génératrice et ses accessoires.

La méthodologie utilisée reposera bien évidemment sur les enseignements reçus mais devra répondre aussi aux spécifications du programme EOLE 2000.

La démarche classique de la conception d'un produit sera suivie. En effet elle consiste en cinq étapes : Etude faisabilité, Cahier des charges, Etudes préliminaires, Avant-projet et Etudes détaillées. Cependant les trois premières étapes ont été déjà traitées par les précédents groupes.

TERMES DE REFERENCES DU PROJET

ORIGINE DU PROJET

1- Situation actuelle

Ce projet est la continuité d'un projet basé sur l'étude de faisabilité d'un aérogénérateur et deux autres projets basés respectivement sur la détermination des pales et la détermination des caractéristiques de la nacelle. Suite à ces données nous devons proposer un concept d'aérogénérateur abouti. Notre part dans le projet global concerne la conception de la transmission mécanique (multiplicateur de vitesse) et les composants électriques (les essais seront réalisés par l'UTBM).

2- Situation désirée

L'objectif du projet global est de présenter un aérogénérateur afin de permettre son industrialisation pour le Sénégal. Cette étude se terminera par la réalisation d'un prototype à l'échelle 1/5.

3- Contraintes à respecter

La première contrainte à respecter concerne les moyens de fabrications et les matériaux constituant l'aérogénérateur car ils doivent être compatibles avec les moyens de fabrication de l'entreprise SELMEG. Ensuite les coûts engendrés par l'étude ainsi que les coûts de fabrication future devront être contrôlés.

Enfin les délais devront être respectés afin de remplir les objectifs fixés.

FORMULATION DU PROJET

1- Description du projet

Ce projet sera réalisé avec la collaboration de l'entreprise SELMEG (Sénégal) et l'UTBM. Notre rôle sera de faire l'étude de l'existant sur les aérogénérateurs et les moyens de fabrication de SELMEG. Pour cela nous disposons des données des anciens projets. Nous modéliserons les différentes parties de la transmission mécanique (multiplicateur de vitesse) et la chaîne électrique afin de les dimensionner. Enfin le projet aboutira à la réalisation d'un prototype à l'échelle 1/5 afin de réaliser les essais.

2- Planning

Synthétisation des informations : *26 novembre 2001 au 02 janvier 2002.*

Exploitation des résultats du Groupe eole : *03 janvier au 30 janvier 2002.*

Recherche de pré-concepts : *06 février 2002 au 06 mars 2002.*

Modélisation de la transmission mécanique : *13 mars au 27 mars 2002*

Calcul et dimensionnement de la transmission mécanique : *01 avril au 18 juin 2002.*

Modélisation et dimensionnement de la chaîne électrique : *08 juin au 20 juin 2002.*

Réalisation du prototype de la transmission mécanique : *20 juin au 25 juin 2002.*

Essais sur les performances du multiplicateur : *27 juin au 29 juin 2002.*

Rédaction du rapport : *01 juin au 02 juillet 2002.*

3- Cahier des charges

Le cahier des charges fonctionnel tiendra compte de plusieurs critères :

- Informations sur le besoin et les produits existants.
- Des informations de services et de contraintes
- Des normes et des règlements.
- Et des contraintes industrielles.

4- Conditions nécessaires à la réalisation du projet

- Regrouper les informations déjà connues (rapports, contact M.GOMES)
- Utiliser les moyens de fabrication de SELMEG
- Savoir utiliser les logiciels de modélisation.

ORGANISATION DU PROJET

Pour mener à bien ce projet, l'ensemble des outils de la chaîne XAO intégrée sera utilisé en parallèle avec l'ACSP.

Cette partie se propose justement de présenter ces outils, ces méthodes, et la démarche appliquée.

1- Le groupe de travail

Le groupe de travail constitué de deux élèves ingénieurs de l'ESP et de deux autres élèves ingénieurs de l'UTBM travaillera en ingénierie concourante sous l'encadrement de nos différents responsables universitaires : Dr Fadel NIANG, Dr Samuel GOMES et Almamy FALL ing.

Cette constitution a été organisé en fonction des compétences de chaque acteur du projet afin de pouvoir remplir la demande en connaissance que nécessite cette étude.

L'Atelier Coopératif de Suivi de Projets (ACSP) et la Visioconférence constituent les

2 Description de l'équipe projet.

E-Mail	Personne	Téléphone	Organisme	Rôle au sein du projet
 : Baptiste.CUNIN@caranmail.com	Baptiste CUNIN	0682936323		Acteur métier
 : Almamy.fall@utbm.fr	Almamy FALL	0384583501		Chef de Projet
 : Eric.GETE@utbm.fr	Eric GETE	0384583193		Acteur métier
 : samuel.gomes@utbm.fr	Samuel GOMES	0384583006		Acteur métier
 : egomes@reflex.sn	Emmanuel GOMES			Acteur métier
 : selmeg@metissacaria.sn	Aarona KA			Acteur métier
 : FNIANG@ucad.sn	Fadel NIANG			Acteur métier
 : JF.PETITET@wanadoo.fr	Jean-François PETITET			Acteur métier
 : sall_thiam@yahoo.fr	Modou SALL			Acteur métier
 : sall_thiam@yahoo.fr	Cheikh THIAM			Acteur métier

principaux moyens de communication dans le groupe de travail.

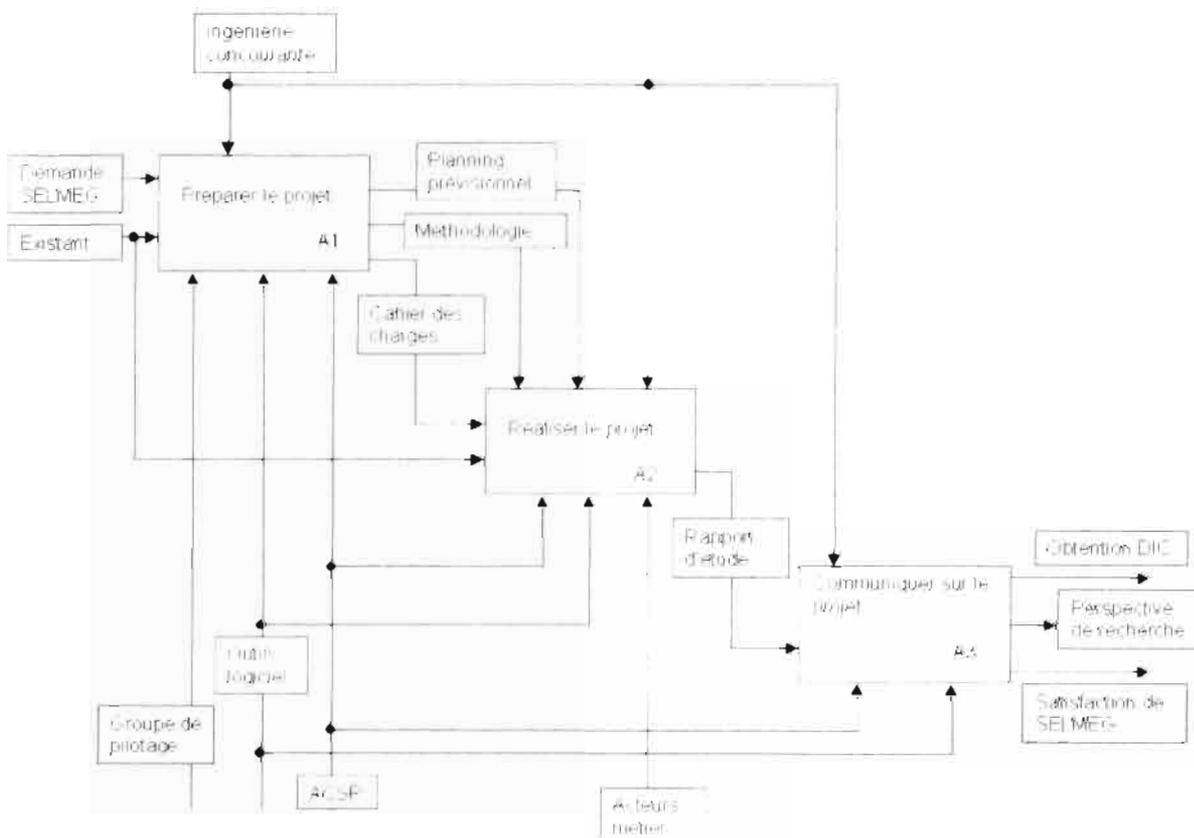
2- Planification du projet

Une fois le groupe de travail constitué, il a fallu déterminer les étapes du projet en fonction des acteurs et de leur disponibilité pour réaliser l'étude. Ensuite la nature du projet est identifiée : ce projet est du type client externe/interne puisque l'entreprise SELMEG est demandeuse et l'UTBM est le prestataire.

L'aspect du projet étant connu, il s'en suit l'organisation de celui-ci à l'aide de la technique SADT (Structural Analysis and Designing Technic). Grâce à cette méthode l'étude du projet a été représenté et structuré en fonction des activités et des données.

La représentation se fait sous forme de rectangles appelés actigrammes (pour les activités) et datagrammes (pour les données) permettant de gérer les flux des différentes phases du projet ainsi que les ressources et les attentes.

Voici le premier niveau de SADT ; les niveaux inférieurs sont en **annexe 1**.



3- L'Atelier Coopératif de Suivi de Projet

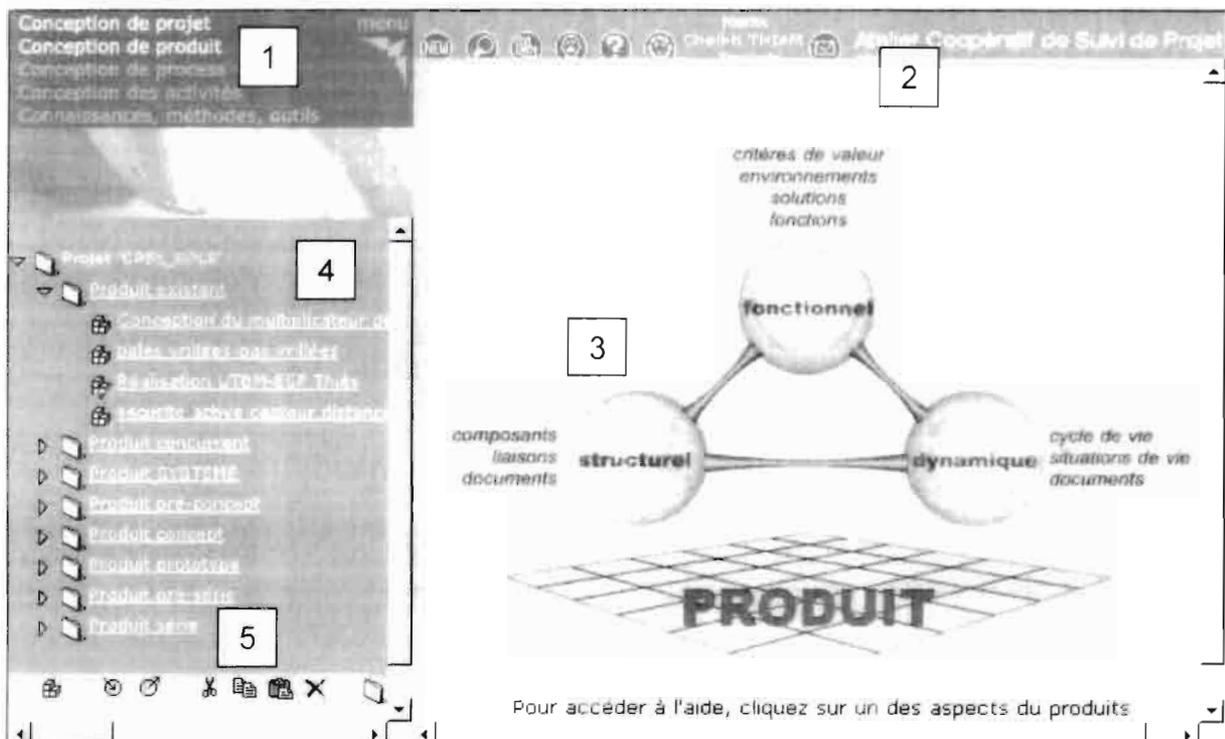
Dans cette partie il y sera exposé les fonctionnalités et l'organisation de l'ACSP.

Dans le souci de présenter clairement l'ACSP, ce projet de fin d'études est utilisé comme support afin que cette partie puisse également servir de repère pour le futur groupe de travail car nous avons mis énormément de temps pour comprendre l'ACSP.

L'Atelier Coopératif de Suivi de Projet est un site Internet dont l'interface est constitué de cinq zones principales.

La première est la barre des menus (repère 1) qui permet de passer aux différents types de conceptions (projet, produit, process, etc.). La deuxième zone est la barre de communication (repère 2) regroupant les fonctions de chat, email et des news afin de communiquer entre les différents acteurs du projet. Ensuite il y a la zone principale (repère 3) qui affiche les documents et les pages liés à la fonction que l'on a sélectionnée. Enfin il y a la zone d'organisation (repère 4) qui permet de connaître l'arborescence de la barre des menus, et une dernière zone (repère 5) qui permet d'effectuer des opérations d'insertion, d'emprunt et d'édition de documents du projet global.

Il faut noter que pour accéder aux services de l'ACSP, chaque acteur du projet possède un login et un mot de passe.



3-1 Les différents types de conception

La conception de produit

C'est la partie la plus importante du projet puisqu'elle regroupe tous les documents et informations relatifs aux produits existants, aux concepts et aux prototypes.

Afin d'organiser de manière compréhensible l'arborescence du projet, l'aérogénérateur a été découpé en trois grandes parties : les pales, la nacelle et l'empennage, et la transmission mécanique. Ainsi dans chaque sous partie sont regroupées les documents relatifs à l'élément de l'aérogénérateur.

A part la capitalisation de données, la conception de produit permet d'élaborer le cahier des charges fonctionnel et de détailler les situations de vie du produit.

La conception de process

Cette partie est essentiellement destinée à la réalisation du moule des pales (projet de fin d'études des étudiants de l'UTBM). Il intègre comme documents les modèles CAO ainsi que les programmes pour commandes numériques.

La conception de projet

Dans cette partie les documents présents sont uniquement ceux relatifs à l'organisation du projet ainsi que les documents du genre compte-rendu ou précisant certains détails sur une tâche. Tous les documents insérés doivent être au format portable afin de pouvoir les lire aisément (voir figure ci dessous).

La conception de projet permet également de définir le financement du projet en associant à chaque acteur un coût et ensuite consulter le coût global ou encore en le comparant avec le coût prévisionnel. Dans le cas de ce projet le coût prévisionnel est fictif puisqu'il n'y a vraiment pas de budget.

Menu: Conception de projet, Conception de process, Conception des activités, Connaissances, méthodes, outils

Navigation: Propriétés, Pilotage, Interactions, Etat

Arborescence:

- Projet "CPS1_001"
- Produit système
 - Conception du multiplicateur de vitesse
 - Validation des unités
 - Réalisation UTRM-EEP Thuis
 - Supports active capteur distance
- Produit concurrents
- Produit SYSTEME
- Produit pré-concept
- Produit concept
- Produit prototype
- Produit série
- Produit série

Pilotage

Type	Aperçu	Etat	Date de validation prévue	Condition	Envoi email
Conception du multiplicateur de vitesse		0 %	25/06/02	En retard	Cheikh THIAM
Multiplicateur de vitesse (Microsoft Word)	voir	Disponible	25/06/02	En retard	Cheikh THIAM
Vue d'ensemble (autocad 2000)	voir	Disponible	25/06/02	En retard	Cheikh THIAM
Engrenage du multiplicateur (autocad 2000)	voir	Disponible	25/06/02	En retard	Cheikh THIAM

CONCEPTION DU MULTIPLICATEUR

1- Avant propos

L'éolienne possède un mouvement de rotation d'axe horizontal, sous l'action du vent. Cette rotation de module faible peut actionner directement une pompe mais pas un générateur d'électricité.

Il est nécessaire d'augmenter d'avantage sa vitesse de rotation d'où la réalisation d'un multiplicateur de vitesse. Ce mécanisme sera interposé entre le rotor de l'éolienne et l'arbre récepteur de l'alternateur afin de multiplier sa vitesse de rotation. L'éolienne est capable de fournir une puissance nominale de 30kw.

La vitesse nominale de rotation du rotor est de 110 *tr/min* en régime stationnaire. En régime nominal sa vitesse de rotation varie de 720 à 945 *tr/min*.

2- Cahier des charges fonctionnel

- Ce mécanisme sera à l'intérieur de la nacelle.
- Il est conçu pour fonctionner à des températures variant de -20°C à 60°C .
- L'encombrement doit être réduit au minimum (vidange, graissage, remplacement des pièces).
- Il doit pouvoir fonctionner 24 heures sur 24, ceci durant 3ans avant de nécessiter une révision provoquant l'arrêt momentané de l'éolienne.
- Cet appareil doit être capable de supporter l'arrêt accidentel de l'alternateur, l'emballement ou de l'arrêt accidentel du rotor.
- Le diamètre intérieur de la nacelle est fixé, par le Groupe de l'UTBM, entre [360,400 mm].

3- Etude comparative des solutions envisageables

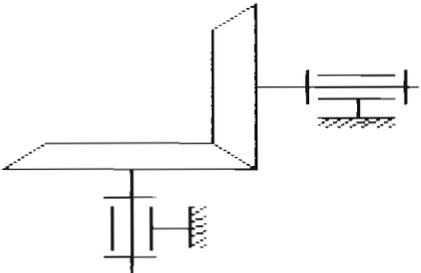
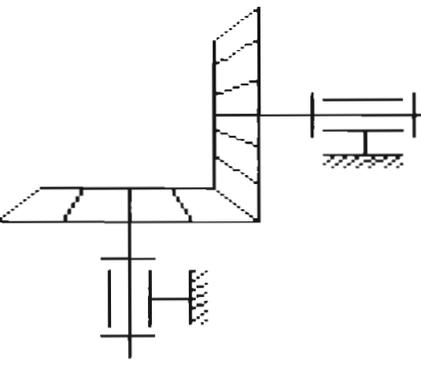
L'arbre de l'éolienne est incliné d'un angle de 4° par rapport à horizontal tandis que celui de l'alternateur est vertical. Ceci conduit à la conception d'un multiplicateur à axes concourants (86°).

Deux solutions sont envisageables :

- Transmission par friction
- Engrenage conique.

Le **tableau 1** suivant présente l'étude comparative de ces solutions.

Tableau 1 : Comparaison des solutions

Type de transmission	Schéma de principe	Avantages	Inconvénients
Roue de friction		<p>Transmission silencieuse</p>	<ul style="list-style-type: none"> - transmission de faible puissance - effort presseur constant non prévu pour de longue périodes d'utilisation sans révision
Engrenage conique		<ul style="list-style-type: none"> - transmission de la plus petite à la plus grande puissance - rapport constant des vitesses - entretien restreint - bruit faible, peu d'efforts - bon rendement 	<ul style="list-style-type: none"> - prix de revient relativement élevé - coût d'entretien de la lubrification relativement élevé

Remarque : Le choix d'un train épicycloïdal couplé avec un renvoi d'angle a été écarté car, sur la base des études antérieures faites par le Groupe SHADOK et AEROG (septembre 2000), ce système étant volumineux et coûteux.

4- Choix du type de transmission

L'entraînement par roues de friction nécessite d'importants efforts presseurs au niveau des arbres et paliers. La variation du rapport de transmission est impossible à éliminer même pour une fabrication de haute qualité. Il est inséparable d'un glissement : d'où un échauffement indésirable.

La transmission par engrenages coniques permet de transmettre de grands efforts, et assure un rapport de multiplication exact, dans un minimum d'espace et pour un minimum d'entretien.

Ce dernier type de multiplicateur est la meilleure solution car il transmet les plus fortes puissances sous le plus petit volume et avec un des meilleurs rendements.

5- Détermination des caractéristiques du multiplicateur

5-1 Caractéristiques des engrenages

5-1-1 Choix du rapport de multiplication

La transmission d'un mouvement à l'aide d'un engrenage permet d'assurer un rapport de multiplication fixe.

Une vitesse d'entrée de **110tr/min** a été déterminée par le Groupe EOLE de l'UTBM (janvier 2002) ainsi qu'une vitesse de sortie variant de **720 à 945tr/min**.

Soit un rapport de multiplication allant de **6.54 à 8.59**. Les engrenages coniques du commerce proposent les rapports de transmission suivants :

Rapport (RT)	1 :1	2 :1	3 :1	4 :1	5 :1	6 :1	7 :1	8 :1	9 :1	10 :1
---------------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	--------------

Sur la base des rapports ci-dessus, la valeur **RT = 7** est choisie.

5-1-2 Choix du nombre de roues

Le choix du nombre de roues se fait à partir du rapport de transmission :

$$RT = \frac{7}{1} = \frac{14}{2} = \frac{28}{4} = \frac{91}{13} = \frac{98}{14} = \frac{105}{15} = \frac{119}{17} = \frac{126}{18} = \frac{133}{19}$$

Le pignon (*roue 1*) doit nécessairement avoir un nombre minimal de dents compris entre 13 et 18 pour éviter l'interférence.

$$N_{1\text{min}i} = -N_2 + \sqrt{N_2^2 + \frac{4}{\sin^2(\Phi)} (k \cdot N_2 + k^2)}$$

Pour les engrenages normalisés on a $k = 1$ et $\Phi = 20^\circ$.

$$N_{1\text{min}i} = -119 + \sqrt{119^2 + \frac{4}{\sin^2(20)} (1 \times 119 + 1^2)} = 16.145 \quad \text{donc } N_{1\text{min}} = 17$$

Avec $RT=7$ et $N_1 = 17 \Rightarrow N_2 = 119 \text{ dents}$

Pour éviter l'interférence de l'engrenage du multiplicateur la condition suivante doit être respectée:

la fonction $h(N_1, N_2)$ doit être positive :

$$h(N_1, N_2) = 2N_1 \cdot N_2 \sin^2(\Phi) - 4k \cdot N_2 - 4k^2 + N_1^2 \cdot \sin^2(\Phi) > 0$$

$$h(17, 119) = 2 \times 17 \times 119 \times \sin^2(20) - 4 \times 1 \times 119 - 4 \times 1^2 + 17^2 \times \sin^2(20) = 27.098$$

Puisque $h(17, 119)$ est positive l'engrènement se fera sans interférence. Donc les valeurs de $N_1 = 17$ et $N_2 = 119 \text{ dents}$ sont validées.

Ainsi la transmission peut être réalisée avec 2 roues.

5-1-3 Schéma de l'engrenage

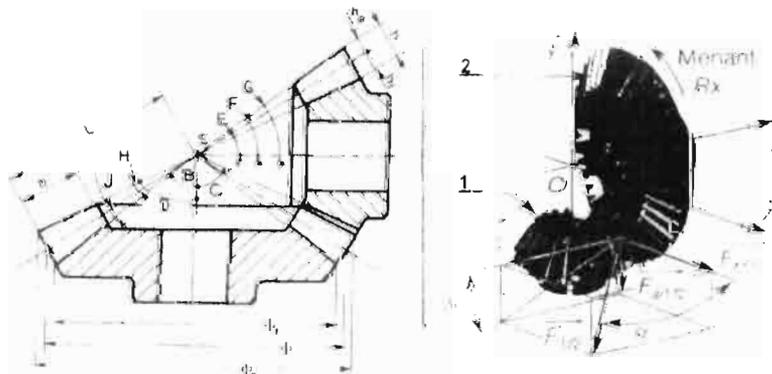


figure 1

5-1-4 Calcul du module de l'engrenage

La nacelle, partie étudiée par le Groupe EOLE de l'UTBM, a un diamètre intérieur de $\phi_{\text{int}} = 360 \text{ mm}$.

On a $\phi = m \cdot N \Rightarrow m = \frac{\phi}{N}$; il doit y avoir un jeu entre la nacelle et la roue 2.

Sous la condition : diamètre intérieur nacelle égal à 360mm, celui de la roue doit être au maximum égal à cette valeur. D'où le module maximum :

$$m_{\text{max}} = \frac{\phi_{\text{int}}}{N_2} = \frac{360}{119} \Rightarrow m = 3.025$$

On choisit la valeur normalisée $m = 3$

5-1-5 Caractéristiques de la roue

- $\phi_2 = m \times N_2 = 3 \times 119 \Rightarrow \phi_2 = 357 \text{ mm}$
- $\alpha = 86^\circ$
- le module $m = 3$, le nombre de dents $N_2 = 119$
- le diamètre primitif $\Phi_2 = 357 \text{ mm}$
- $\tan C = \frac{\sin \alpha}{\frac{N_1}{N_2} + \cos \alpha} = \frac{\sin 86^\circ}{\frac{17}{119} + \cos 86^\circ} \Rightarrow \tan C = 4.691 \Rightarrow C = 77.97^\circ$
- $\tan H = \frac{2 \times m \times \sin C}{\Phi_2} = \frac{2 \times 3 \times \sin 77.97^\circ}{357} \Rightarrow \tan H = 0.016 \Rightarrow H = 0.94^\circ$
- $\tan J = \frac{2 \times 1.25 \times m \times \sin C}{\Phi_2} = \frac{2 \times 1.25 \times 3 \times \sin 77.97^\circ}{357} \Rightarrow \tan J = 0.0205 \Rightarrow J = 1.17^\circ$
- $D = C + H = 77.97 + 0.94 \Rightarrow D = 78.91^\circ$
- $B = C - J = 77.97 - 1.17 \Rightarrow B = 76.80^\circ$

Caractéristiques de la grande roue								
α	m	N_2	ϕ_2	C	H	J	D	B
86°	3	119	357mm	77.97°	0.94°	1.17°	78.91°	76.80°

- diamètre primitif $\phi_2 = 357\text{mm}$
- angle primitif $C = 77.97^\circ$
- saillie $h_{a2} = m \Rightarrow h_{a2} = 3\text{mm}$
- creux $h_{f2} = 1.25 \cdot m = h_{f2} = 1.25 \times 3 \Rightarrow h_{f2} = 3.75\text{mm}$
- hauteur de la dent $h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 3.75 + 3 \Rightarrow h_2 = 6.75\text{mm}$
- diamètre de tête $\phi_{a2} = \phi_2 + 2 \cdot m \cdot \cos C = 357 + 2 \times 3 \times \cos(77.97) \Rightarrow \phi_{a2} = 358.25\text{mm}$
- diamètre de pieds $\phi_{f2} = \phi_2 - 2.5 \times m \times \cos C = 357 - 2.5 \times 3 \times \cos(77.97) \Rightarrow \phi_{f2} = 355.43\text{mm}$
- $L = \frac{\phi_2}{2 \sin C} = \frac{357}{2 \times \sin(77.97)} = 182.5\text{mm}$
- angle de saillie $H = 0.94^\circ$
- angle de creux $J = 1.17^\circ$
- angle de tête $D = 78.91^\circ$
- angle de pied $B = 76.80^\circ$
- la largeur b de la dent doit être dans l'intervalle $\left[\frac{1}{4} L ; \frac{1}{3} L \right] \Rightarrow b \in [45.077 ; 60.10][\text{mm}]$

5-1-6 Caractéristiques du pignon

- $\phi_1 = m \times N_1 = 3 \times 17 \Rightarrow \phi_1 = 51\text{mm}$
- $\alpha = 86^\circ$
- le module $m = 3$, le nombre de dents $N_1 = 17$
- le diamètre primitif $\Phi_1 = 51\text{mm}$
- $\tan F = \frac{\sin \alpha}{\frac{N_2}{N_1} + \cos \alpha} = \frac{\sin 86^\circ}{\frac{119}{17} + \cos 86^\circ} \Rightarrow \tan F = 0.1411 \Rightarrow F = 8.03^\circ$
- $\tan J' = \frac{2 \times m \times \sin F}{\Phi_1} = \frac{2 \times 3 \times \sin 8.03^\circ}{51} \Rightarrow \tan J' = 0.016 \Rightarrow J' = 0.94^\circ$
- $\tan H' = \frac{2 \times 1.25 \times m \times \sin F}{\Phi_1} = \frac{2 \times 1.25 \times 3 \times \sin 8.03^\circ}{51} \Rightarrow \tan H' = 0.0205 \Rightarrow H' = 1.17^\circ$
- $G = F + H' = 8.03 + 1.17 \Rightarrow G = 9.20^\circ$
- $E = F - J' = 8.03 - 0.94 \Rightarrow E = 7.09^\circ$

Caractéristiques du pignon								
α	m	N_1	ϕ_1	F	J'	H'	G	E
86°	3	17	51mm	8.03°	0.94°	1.17°	9.20°	7.09°



- *diamètre primitif* $\phi_1 = 51\text{mm}$
- *angle primitif* $F_1 = 8.03^\circ$
- *saillie* $h_{a1} = m \Rightarrow h_{a1} = 3\text{mm}$
- *creux* $h_{f1} = 1.25 \cdot m = h_{f1} = 1.25 \times 3 \Rightarrow h_{f1} = 3.75\text{mm}$
- *hauteur de la dent* $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 3.75 + 3 \Rightarrow h_1 = 6.75\text{mm}$
- *diamètre de tête* $\phi_{a1} = \phi_1 + 2 \cdot m \cdot \cos F_1 = 51 + 2 \times 3 \times \cos(8.03) \rightarrow \phi_{a1} = 56.93\text{mm}$
- *diamètre de pieds* $\phi_{f1} = \phi_1 - 2.5 \times m \times \cos F_1 = 51 - 2.5 \times 3 \times \cos(8.03) \Rightarrow \phi_{f1} = 43.57\text{mm}$
- $L = \frac{\phi_2}{2 \sin F_1} = \frac{51}{2 \times \sin(8.03)} = 182.5\text{mm}$
- *angle de creux* $J' = 0.94^\circ$
- *angle de tête* $G = 9.20^\circ$
- *angle de pied* $E = 7.09^\circ$
- *angle de saillie* $H' = 1.17^\circ$
- *la largeur de la dent b doit être dans l'intervalle* $\left[\frac{1}{4} L ; \frac{1}{3} L \right] \Rightarrow b \in [45.077 ; 60.10] [\text{mm}]$

5-1-7 Vérification de la largeur de dent

La largeur de la dent sera déterminée avec les contraintes limites ; ceci est une approche qui permet de vérifier en même temps la résistance de la dent.

La contrainte sur une dent est donnée par : $\sigma = \frac{W_t \cdot p}{b \cdot y}$

Avec : W_t : charge tangentielle ; p : pas diamétral ; $y = 0.451$ facteur de forme de Lewis.

On suppose une fiabilité de 95 %

Si la limite de rupture en tension est (pour l'acier 42CrMo4) :

$$S_m = 950 \text{ MPa} < 1380 \text{ MPa}$$

donc la limite d'endurance est donnée par :

$$S'_e = 0.5 S_m = 0.5 \times 950 \Rightarrow S'_e = 475 \text{ MPa}$$

S'_e est déterminée par des essais sur des éprouvettes normalisées et polies, à la température ambiante et en milieu non corrosif c'est à dire dans des conditions idéales. Par contre les engrenages 1 et 2 ne sont pas utilisés dans ces conditions,

d'où la nécessité d'en tenir compte. Ceci se fait en corrigeant la valeur de S'_c avec les coefficients suivants :

- k_a : facteur de fini de surface, on a $S_{ut} = 950 \text{ MPa} \Rightarrow k_a = 0.68$
- k_b : facteur de grosseur de pièce, $k_b = 0.75$
- k_c : facteur de fiabilité, fiabilité de 95 % $\Rightarrow k_c = 0.868$
- k_d : facteur de température, la température de fonctionnement est de $60^\circ \Rightarrow k_d = 1$
- k_e : facteur relatif à la concentration de contraintes, $k_e = 1$
- k_f : facteur des effets divers, $k_f = 1.4$

En tenant compte de ces facteurs, la limite d'endurance des roues est :

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_c = 0.68 \times 0.75 \times 0.868 \times 1 \times 1 \times 1.4 \times 475 \Rightarrow S_e = 294.38 \text{ MPa}$$

$$S_e = 294.38 \text{ MPa} = 42678.1 \text{ lb} \cdot \text{p}_o^{-2}$$

La puissance mécanique au niveau de l'arbre est estimée, en tenant compte des pertes dans la chaîne électrique, à 53 kW (ou 72.04 hp).

$$P = \frac{W_t \cdot V}{33000} \Rightarrow W_t = \frac{33000 \cdot P}{V} \quad \text{où } P \text{ en [hp] et } V \text{ en [p}_o \cdot \text{min]} \text{ et } W_t \text{ en [lb]}$$

$$V = r \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r = 2 \times \pi \times 110 \times \frac{357}{2} = 123370.37 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} = 404.75 \text{ p}_o \cdot \text{min}^{-1}$$

$$W_t = \frac{33000 \cdot 72.04}{404.75} \Rightarrow W_t = 5873.55 \text{ lb}$$

Le pas diamétral est $p = \frac{25.4}{m} = \frac{25.4}{3} = 8.46 \text{ mm} = 0.333 \text{ p}_o$, avec m le module

Avec un facteur de sécurité FS égal à 2 on a :

$$FS = \frac{S_e}{\sigma} \Rightarrow b_{\min i} = \frac{W_t \cdot p \cdot FS}{y \cdot S_e} = \frac{5873.55 \times 0.333 \times 2}{0.451 \times 42678.1} \Rightarrow b_{\min i} = 0.203 \text{ p}_o \Rightarrow b_{\min i} = 5.166 \text{ mm}$$

Or $b \in [45.077 ; 60.10] \text{ mm}$, donc une largeur $b = 50 \text{ mm}$ résistera bien.

5-2 Dimensionnement des arbres de transmission

5-2-1 Arbre principal de l'éolienne

5-2-1-1 Estimation du diamètre de l'arbre

Pour déterminer le diamètre de l'arbre on utilise la formule empirique qui donne le diamètre de l'arbre d'entrée d'une éolienne (d'après expérience du groupe

Compagnon Eole.Org). La formule est donnée par : $d_0 = \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$

Où P : la puissance au niveau de l'arbre en kW

N : la vitesse de rotation nominale de l'arbre en tr/min

D'après les études de faisabilité menées par le groupe Eole de l'année 2000, les rendements des différents organes ont été déterminé(voir **tableau 2**) :

Organes	Multiplicateur	Alternateur	Redresseur	Accumulateur	Onduleur	Transformateur
Rendement	0.75	0.93	0.95	0.95	0.95	0.95

tableau2

La puissance que l'éolienne doit fournir au réseau est de 30kW(cahier des charges). Pour déterminer la puissance au niveau de l'arbre, on divise la puissance de sortie par le rendement global $\eta = 0.75 \times 0.93 \times 0.95 \times 0.95 \times 0.95 \times 0.95 \Rightarrow \eta = 0.568$

On obtient la puissance au niveau de l'arbre $P = \frac{30}{0.586} \Rightarrow P = 53kW$

La vitesse de rotation de l'arbre étant $N = 110 tr/min$, le diamètre de l'arbre est :

$d_0 = \sqrt[3]{\frac{53}{110}} \Rightarrow d_0 = 113 mm$. Cette formule étant empirique, on fait une majoration

de 15% du diamètre : $d = 113 \times (1 + 0.15)$ ce qui donne $d = 130 mm$

5-2-1-2 Entraxe des paliers de l'arbre principal

La distance entre les deux paliers de l'arbre est prise égale à six fois le diamètre d_1 :

$$A_0 = 6 \times 113 \Rightarrow A_0 = 678 \text{ mm.}$$

Cette formule étant empirique, on applique une réduction de 5% sur la distance.

D'où :

$$A = 678 \times (1 - 0.05) \Rightarrow \boxed{A = 670 \text{ mm}}$$

5-2-1-3 Efforts axial et radial dus aux engrenages

Le couple au niveau de l'arbre est donné par $C_a = \frac{P}{\omega} = \frac{53000}{2\pi \times 110} \Rightarrow C_a = 4601 \text{ Nm}$

L'effort tangentiel est : $F_T = \frac{C_a}{\frac{1}{2} \phi_2} = \frac{4601}{\frac{1}{2} \times 0.357} \Rightarrow F_T = 25.776 \text{ kN}$

Les efforts radiaux et axiaux au niveau de la roue et du pignon :

- **Au niveau de la roue :**

L'angle de pression $\alpha_p = 20^\circ$ et l'angle primitif est $C = 77.96^\circ$.

L'effort axial est donné par $F_a = F_T \cdot \tan \alpha_p \cdot \sin C = 25.776 \times \tan 20^\circ \times \sin 77.96^\circ$

$$F_a = 9.175 \text{ kN}$$

L'effort radial est donné par $F_r = F_T \cdot \tan \alpha_p \cdot \cos C = 25.776 \times \tan 20^\circ \times \cos 77.96^\circ$

$$F_r = 1.956 \text{ kN}$$

- **Au niveau du pignon :**

L'angle de pression est la même mais on tient compte de l'angle de transmission (4°).

L'effort axial est donné par

$$F_a = F_T \cdot \tan \alpha_p \cdot \cos C \cdot \cos 4^\circ = 25.776 \times \tan 20^\circ \times \cos 77.96^\circ \times \cos 4^\circ$$

$$F_a = 1.951 \text{ kN}$$

L'effort radial est donné par

$$F_r = F_T \cdot \tan \alpha_p \cdot \sin C \cdot \cos 4^\circ = 25.776 \times \tan 20^\circ \times \sin 77.96^\circ \times \cos 4^\circ$$

$$F_r = 9.152 \text{ kN}$$

5-2-1-4 Effort axial du au vent

La pression dynamique est donnée par $P_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$ où $\rho = 1.29 \text{ kg/m}^3$ masse volumique de l'air et $V = 12 \text{ m/s}$ la vitesse du vent. Ce qui donne :

$$P_d = \frac{1}{2} \times 1.29 \times 12^2 \Rightarrow P_d = 92.88 \text{ N.m}^2$$

La poussée axial due au vent $F_1 = P_d \cdot S$ où $S = 113 \text{ m}^2$ est l'aire balayée par les pâles (S est déterminée par le Groupe EOLE de l'UTBM). De ces données on a

$$F_1 = 92.88 \times 113 \Rightarrow F_1 = 10.495 \text{ kN}$$

5-2-1-5 Estimation des autres efforts

- Le poids du frein est estimé à $P_f = 500 \text{ N}$ (Groupe EOLE UTBM).
- Le poids {pâles + fixation} : on a deux pâles et que chaque pôle et sa fixation pèsent 50kg. D'où $P_p = 2 \times 50 \times 9.81 \Rightarrow P_p = 981 \text{ N}$
- Le poids de la nacelle de la dernière conception faite par le Groupe EOLE UTBM, est estimé à : $P_n = 450 \text{ N}$
- Le poids de l'arbre : il est estimé à $P_a = 700 \text{ N}$
- Le poids de la roue : on l'estime à $P_r = 400 \text{ N}$
- Sur la base des études menées par les étudiants de l'UTBM le poids de l'empennage est : $P_e = 320 \text{ N}$

5-2-1-6 Schéma du chargement

Le schéma du chargement est montré à la *figure 2*

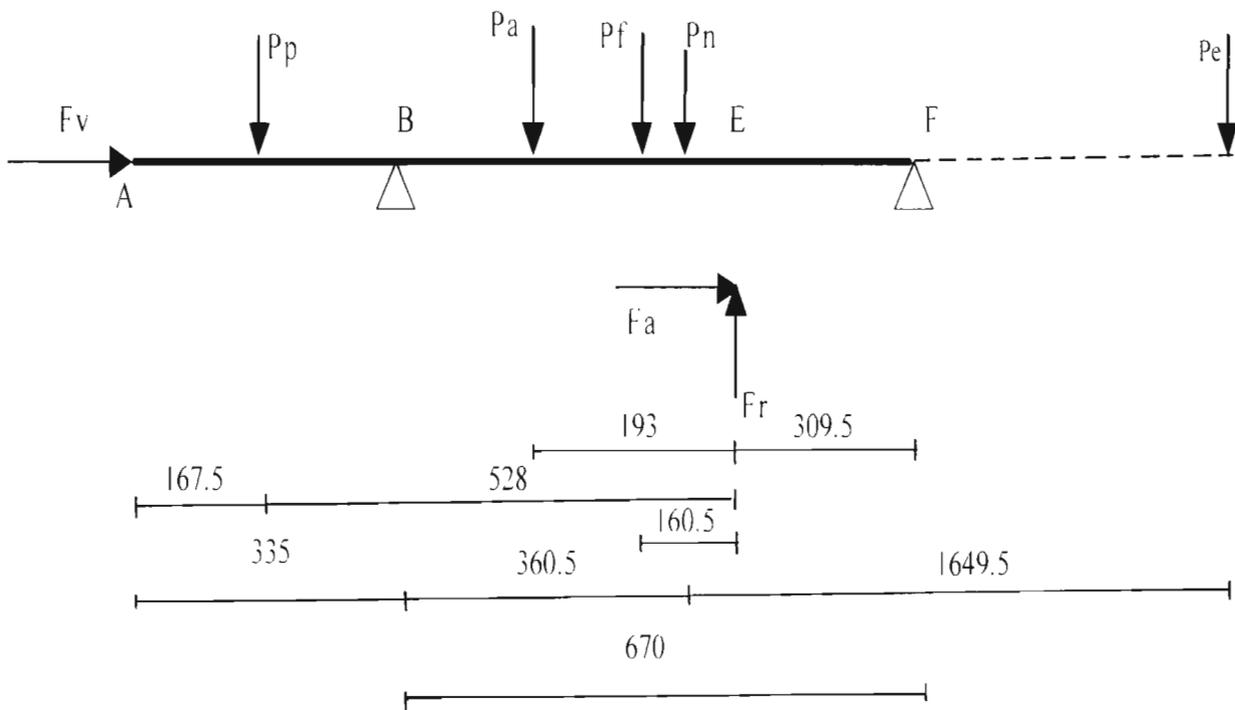


figure 2

5-2-1-7 Schéma simplifié

Le schéma ci-dessus peut être simplifié en faisant le transfert de toutes les forces au niveau du point *E*. Pour cela chaque force sera remplacée, sauf F_r et F_a , par son intensité et le moment qu'elle engendre au niveau du point *E*.

- La force totale P_T est donnée par :

$$P_T = P_p + P_a + P_f + P_n + P_r + P_e = 980 + 700 + 500 + 450 + 400 + 320 \Rightarrow P_T = 3350 \text{ N}$$

- Le moment total au point *E* est donnée par :

$$M_E = P_p \cdot 0.528 + P_a \cdot 0.193 + P_f \cdot 0.1605 + 0.0255 \cdot P_n - P_e \cdot 1.6495$$

$$\Rightarrow M_E = 0.528 \times 980 + 0.193 \times 700 + 0.1605 \times 500 + 0.0255 \times 450 - 1.6495 \times 320 \Rightarrow$$

$$M_E = 216.425 \text{ Nm}$$

Le schéma simplifié est montré à la *figure 3*.

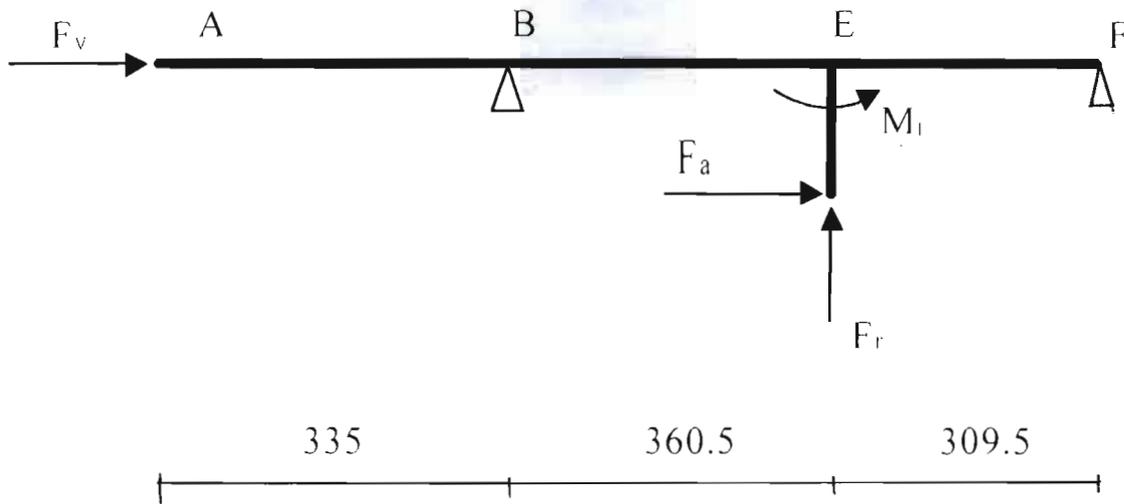


figure 3

5-2-1-8 Calcul du diamètre de l'arbre

a) Le schéma en 3D

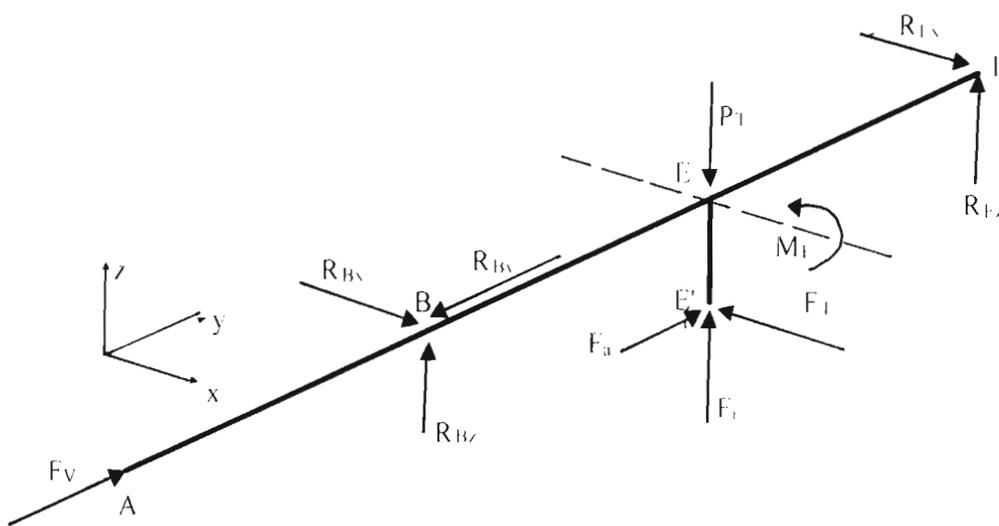


figure 4

b) Les données du problème

Force	F_V	P_T	F_r	F_a	F_T	Moment	M_E	C_a
(kN)	10.495	3.350	1.956	9.175	25.776	(Nm)	216.425	4601

Pour les distances on retient les notations suivantes :

$$AB = a = 335 \text{ mm} ; BE = b = 360.5 \text{ mm} ; EF = c = 309.5 \text{ mm} ; EE' = r = 178.5 \text{ mm}$$

c) Calcul des réactions aux appuis B et F

Hypothèse : La poussée axiale est supportée par le roulement en B $\Rightarrow R_{Fy} = 0$

$$- \Sigma F_y = 0 \Leftrightarrow F_V - R_{By} + F_a = 0 \Rightarrow R_{By} = F_V + F_a = 10.495 + 9.175 \Rightarrow R_{By} = 19.67 \text{ kN}$$

$$- \Sigma m_{Fz} = 0 \Rightarrow R_{Bz} \cdot (b + c) - F_T \cdot c = 0 \Rightarrow R_{Bz} = \frac{c}{c + b} F_T = \frac{309.5}{309.5 + 360.5} \cdot 25.776 \Rightarrow$$

$$R_{Bz} = 11.906 \text{ kN}$$

$$- \Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{Bx} + R_{Fy} - F_T = 0 \Rightarrow R_{Bx} = F_T - R_{By} = 25.776 - 11.906 \Rightarrow R_{Bx} = 13.86 \text{ kN}$$

$$- \Sigma m_{Fx} = 0 \Rightarrow -R_{Bz}(b + c) - F_r \cdot c + F_a + M_E + P_T \cdot c = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bz} = \frac{1}{b + c} (r \cdot F_a + c(-F_r + P_T) + M_E)$$

$$\Rightarrow R_{Bz} = \frac{1}{360.5 + 309.5} (178.5 \times 9.175 + 309.5 \times (-1.956 + 3.350) + 216.425) \Rightarrow R_{Bz} = 3.411 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow R_{Bz} + F_r - P_T + R_{Fz} = 0 \Rightarrow R_{Fz} = P_T - F_r - R_{Bz} = 3.350 - 1.956 - 3.411$$

$$\Rightarrow R_{Fz} = -2.017 \text{ kN}$$

D'où le schéma définitif de l'arbre du point de vue chargement

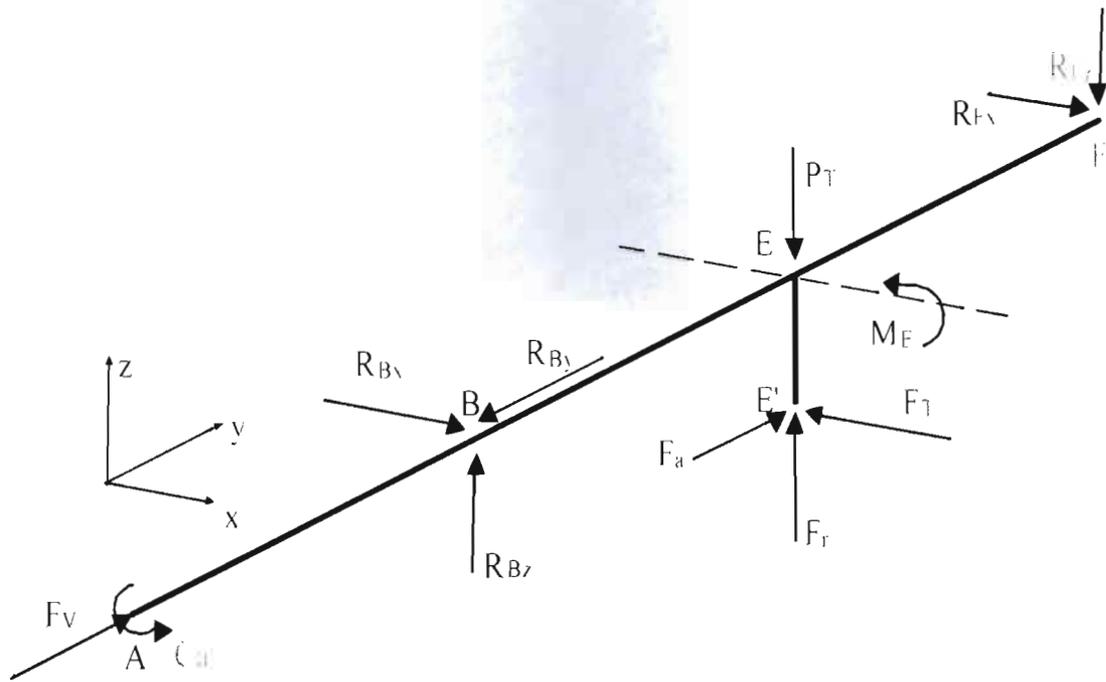


figure 5

d) Détermination des diagrammes des moments sur l'arbre

Cette étude va conduire à la détermination de la section critique de l'arbre afin d'obtenir le diamètre.

• Répartition du moment de torsion T :

- sur le tronçon AE : $T = C_a = 4601 \text{ Nm}$
- sur le tronçon EF : $T = 0$

D'où on a le diagramme du moment de torsion :

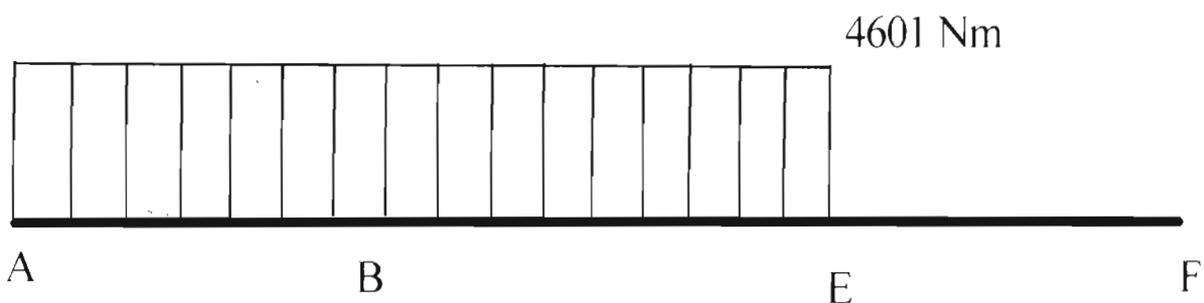


figure 6

- Répartition du moment de flexion M :

- Sur le plan (A,y,z) :

L'effort tranchant V :

sur AB : $V = 0$

sur BE : $V = R_{Bz} = 3411 \text{ N}$

sur EF : $V = R_B + F_r - P_T = -R_{Fz} = 2017 \text{ N}$

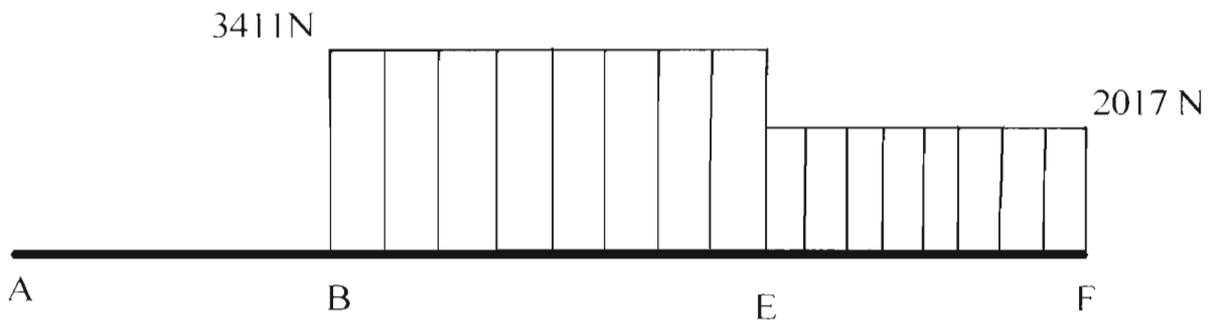


figure 7

D'où le diagramme du moment M_x :

- Sur le tronçon AB : $M = 0$
- Sur le tronçon BE : $M_B = 0$ et $M_{E-} = 3411 \times b = 3411 \times 0.3065 \Rightarrow M_{E-} = 1229.66 \text{ Nm}$;
 $M_{E+} = M_{E-} - M_r = F_r \times r = 1229.66 - 216.425 - 9175 \times 0.1785 \Rightarrow M_{E+} = - 624.5 \text{ Nm}$

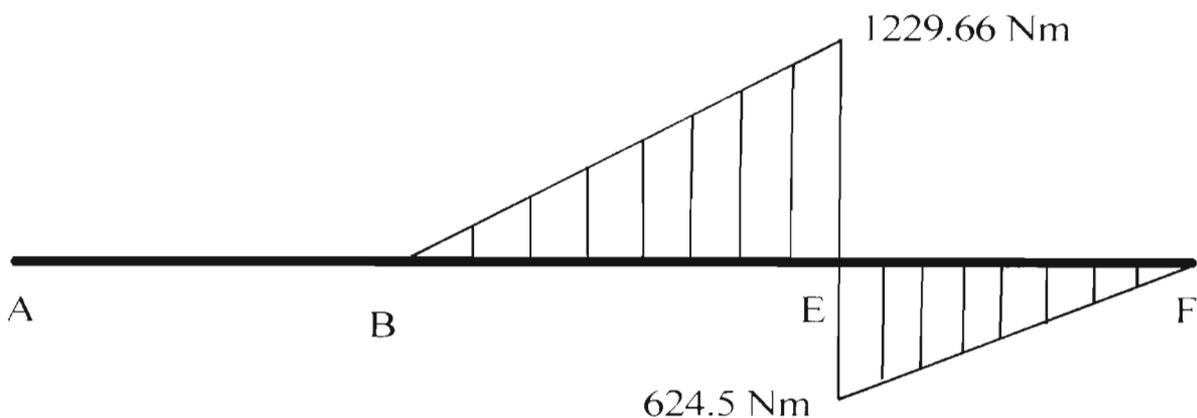


figure 8

- Sur le plan (A,x,y) :

L'effort tranchant V :

sur le tronçon AB : $V = 0$

sur le tronçon BE : $V = R_{Bx} = 11906 \text{ N}$

sur le tronçon EF : $V = R_{Fx} = - 13960 \text{ N}$

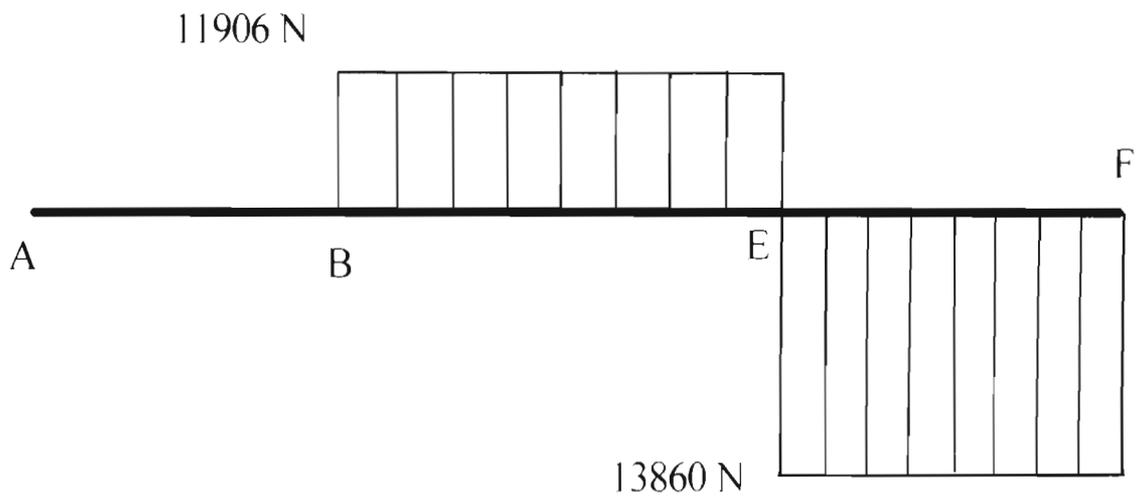


figure 9

D'où le diagramme du moment M_z

- sur le tronçon AB : $M = 0$
- sur le tronçon BE : $M_B = 0$; $M_E = 11906 \times b \Rightarrow M_E = 11906 \times 0.3605$
 $\Rightarrow M_E = 4292.113 \text{ Nm}$
- sur le tronçon EF : $M_E = 4292.113 \text{ Nm}$ et $M_F = 0$

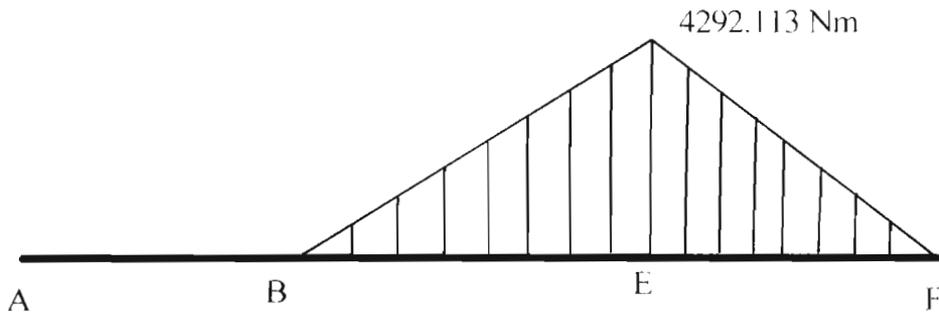


figure 10

L'analyse de ces diagrammes montre que la section critique est la section E.

- Le moment de flexion résultant en E est :

$$M_E = \sqrt{M_{Ez}^2 + M_{Ex}^2} = \sqrt{4292113^2 + 122966^2} \Rightarrow M_E = 4464.78 \text{ Nm}$$

- Le moment de torsion est : $T_E = 4601 \text{ Nm}$

- La force axiale en E est : $F_E = R_{By} - F_V = 19670 - 10495 \Rightarrow F_E = 9.175 \text{ kN}$

e) Calcul du diamètre de l'arbre :

On utilise la théorie de Von Mises – Hencky avec un facteur de sécurité $FS = 4$

Le matériau de l'arbre est en acier **42CrMn4** dont les caractéristiques sont :

- Limite élastique $R_e = 550 \text{ MPa}$
- Résistance à la rupture $R_m = S_{ur} = 950 \text{ MPa}$

La limite d'endurance de l'arbre est donnée par : $S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e'$

Avec :

- S_e' est la limite d'endurance du matériau, $S_u < 1400 \text{ MPa} \Rightarrow S_e' = 0.5S_u = 0.5 \times 950 = 475 \text{ MPa}$
- facteur de fini de surface $k_a = 0.68$
- facteur de de grosseur de la pièce $k_b = 0.75$
- facteur de fiabilité (95%) $k_c = 0.868$
- facteur de température (température de fonctionnement 60°) $k_d = 1$
- facteur de concentration de contrainte $k_e = 1/3$
- facteur d'effets divers $k_f = 1.4$

De ces facteurs on a $S_e = 0.68 \times 0.75 \times 0.868 \times 1 \times 1/3 \times 1.4 \times 475 \Rightarrow S_e = 98.1274 \text{MPa}$

La théorie de Von Mises-Hencky donne :

$$FS = \frac{\pi \cdot d^3}{32 \left\{ \sqrt{\left(\frac{F_t \cdot d}{8 S_u} \right)^2 + \frac{3}{4} T_r^2} + \frac{M_t}{S_e} \right\}}$$

pour $FS = 4$, on obtient le diamètre de l'arbre :

$$4 = \frac{\pi \cdot d^3}{32 \left\{ \sqrt{\left(\frac{9175 \times d}{8} \right)^2 + \frac{3}{4} \times 4601^2} + \frac{4464.78}{98.1274 \cdot 10^6} \right\}}$$

De cette équation on tire le diamètre $d = 126.6511 \text{ mm}$. La formule empirique avait donné un diamètre de 130 mm . Ce calcul montre que le matériau choisit à savoir l'acier $42\text{CrMo}4$ convient bien. En définitive on retient comme matériau l'acier $42\text{CrMo}4$ avec un diamètre de 130 mm . Le facteur de sécurité devient alors

$$FS = 4.34.$$

5-2-1-9 Calculs des roulements de l'arbre principal

- **Le roulement du palier B :**

Les efforts en B sont : $F_{aB} = R_{By} = 19.67 \text{ kN}$ et $F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{11.906^2 + 3.411^2}$

$$\Rightarrow F_{rB} = 12.38 \text{ kN}$$

La vitesse de rotation nominale est $N_d = 110 \text{ trs/min}$

D'après le cahier des charges, l'éolienne doit fonctionner $24 \text{ heures}/24$ pendant 3 ans sans révision générale. De cette contrainte on choisit une fiabilité $R_F = 99\%$.

La durée de vie souhaitée en heures est $H_R = 24 \times 365 \times 3 \Rightarrow H_R = 26280 \text{ heures}$.

La bague intérieure du roulement est tournante d'où la charge équivalente :

$$R_{eB} = \sup(V \cdot F_{rB} ; X_1 \cdot F_{rB} + Y_1 \cdot F_{aB} ; X_2 \cdot F_{rB} + Y_2 \cdot F_{aB})$$

Avec :

- bague intérieur tournante $\Rightarrow V = 1$
- d'après le catalogue de NTN sur les roulement à contact oblique on a $X_1 = 1 ; Y_1 = 0$ et $X_2 = 0.35$ et $Y_2 = 0.57$.

De ces données on a : $R_{eB} = \sup(12.38 \times 1; 1 \times 12.38 + 0 \times 19.67; 0.35 \times 12.38 + 0.57 \times 19.67)$

$$R_{eB} = \sup(12.38; 12.38; 15.5449) \Rightarrow R_{eB} = 15.5449 \text{ kN.}$$

Le taux de charge dynamique C_B en B est donné

$$\text{par : } C_B = R_{eB} \left(\frac{N_d \cdot H_{10}}{500 \cdot \left(33 + \frac{1}{3} \right)} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Avec :

- a coefficient qui dépend du type de roulement : roulement à billes $a = 3$
- H_{10} la durée de vie correspondant à 90% de fiabilité, elle est donnée par :

$$H_{10} = \frac{H_R}{6.84 \left(\ln \left(\frac{1}{R_f} \right) \right)^{1.17}} \Rightarrow H_{10} = \frac{26280}{6.84 \left(\ln \left(\frac{1}{0.99} \right) \right)^{1.17}}$$

$$\Rightarrow H_{10} = 195933 \text{ heures.}$$

$$\text{D'où le taux de charge dynamique } C_B = 15544 \cdot 9 \left(\frac{110 \times 195933}{500 \times \left(33 + \frac{1}{3} \right)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\Rightarrow C_B = 169357.7 \text{ N} = 16936 \text{ daN.}$$

En se basant sur le catalogue ISO-Roulements (voir **annexe 2**), on choisit le roulement : **7326 B** dont les caractéristiques sont :

Type	d	D	B	Co (daN)	C (daN)
7326 B	130	280	58	31000	28400

- **Le roulement du palier F :**

$$\text{Les efforts en F sont : } F_{at} = 0 \text{ et } F_{rF} = \sqrt{R_{FV}^2 + R_{Fz}^2} = \sqrt{13.86^2 + 2.017^2}$$

$$\Rightarrow F_{rB} = 14 \text{ kN}$$

La bague intérieure du roulement tourne d'où la charge équivalente :

$$R_{eF} = \sup(V \cdot F_{rF}; X_1 \cdot F_{rF} + Y_1 \cdot F_{aF}; X_2 \cdot F_{rF} + Y_2 \cdot F_{aF})$$

On a les mêmes conditions qu'au palier B :

$$R_{eF} = \sup(14.005 \times 1; 1 \times 14.005 + 0 \times 0 \times 0; 0.35 \times 14.005 + 0.57 \times 0)$$

$$R_{eF} = \sup(14.004; 14.005; 4.90175) \Rightarrow R_{eF} = 14.005 \text{ kN.}$$

Le taux de charge dynamique C_F en F est :
$$C_F = R_e \left(\frac{N_d \cdot H_{10}}{500 \cdot \left(33 + \frac{1}{3} \right)} \right)^{\frac{1}{\alpha}}$$

D'où le taux de charge dynamique $C_F = 14005 \left(\frac{110 \times 195933}{500 \times (33 + 1/3)} \right)^{\frac{1}{3}}$

$$\Rightarrow C_F = 15258 \text{ daN.}$$

Le même catalogue permet de choisir le roulement 7326 B dont les caractéristiques sont :

Type	d	D	B	Co (daN)	C (daN)
7326 B	130	280	58	31000	28400

5-2-1-10 Calcul de la clavette parallèle de la grande roue

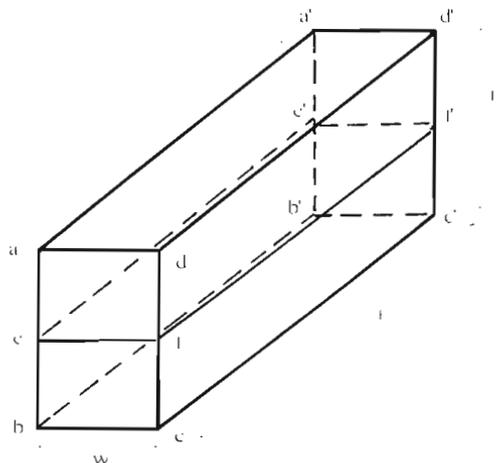


Figure 11

Hypothèses :

Les seules actions mécaniques envisagées dans le dimensionnement de la clavette sont :

- Pour que le couple moteur C_a soit transmis, l'arbre exerce sur la clavette une action de contact uniformément répartie sur toute la section $eff'c'$;
- La clavette exerce à son tour sur la roue une action de contact uniformément répartie sur toute la section $ae'e'a'$;
- On ne tient pas compte des actions de contact de frottement dues au coincement de la clavette entre l'arbre et la roue afin de se placer dans le cas le plus défavorable.

De ces hypothèses, on a deux types de contraintes possibles pour la clavette : cisaillement et compression.

Le couple C_a transmet une force F_c entre l'arbre et la clavette $F_c = \frac{2C_a}{d}$ où d est le diamètre de l'arbre ($d = 130 \text{ mm}$).

- La contrainte de compression est : $\sigma_c = \frac{2F_c}{L \cdot H} = \frac{4 \cdot C_a}{d \cdot L \cdot H}$
- La contrainte de cisaillement est : $\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{F_c}{L \cdot W} = \frac{2C_a}{d \cdot L \cdot W}$

En utilisant le critère de Tresca et un même facteur de sécurité $FS = 4$, les contraintes admissibles sont :

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2FS} \geq \tau \Rightarrow \frac{S_y}{2FS} \geq \frac{2C_a}{d \cdot L \cdot W} \quad (1)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{FS} \geq \sigma_c \Rightarrow \frac{S_y}{FS} \geq \frac{4C_a}{d \cdot L \cdot H} \quad (2)$$

D'après les constructeurs de clavettes, pour un diamètre d'arbre de $[130, 150 \text{ mm}]$ on a $W = 36 \text{ mm}$ et $H = 20 \text{ mm}$ (voir guide du dessinateur industriel)

S_y est la limite d'élasticité du matériau. Pour un même matériau que l'arbre c'est à dire l'acier $42CrMo4$ on a $R_e = S_y = 550 \text{ MPa}$.

Les équations (1) et (2) ci dessus donnent :

$$\frac{550}{2 \times 4} \geq \frac{2 \times 4601}{130 \times L \times 36} \Rightarrow L \geq 28.6 \text{ mm}$$

$$\frac{550}{4} \geq \frac{4 \times 4601}{130 \times L \times 20} \Rightarrow L \geq 51.48 \text{ mm}$$

Ce qui donne $L_{min} = 51.48 \text{ mm}$, on choisit la valeur normalisée $L = 52 \text{ mm}$

D'où les dimensions de la clavette :

Dimensions	H	W	L
[mm]	20	36	52

5-2-2 Arbre de sortie du multiplicateur

L'arbre de sortie du multiplicateur est soumis :

- au couple transmis à l'alternateur (moteur asynchrone) :

$$C_s = \frac{P_s}{\omega_s} \text{ avec : } P_s = P_e \cdot \eta_m = 53 \times 0.75 = 39.75 \text{ kW} \text{ et } \omega_s = 770 \text{ tr / min} \Rightarrow C_s = 493 \text{ Nm}$$

- aux efforts radial et axial induits par les engrenages :

$$F_r = 9152 \text{ N}$$

$$F_a = 1951 \text{ N}$$

d'où le chargement et le diagramme ci dessous :

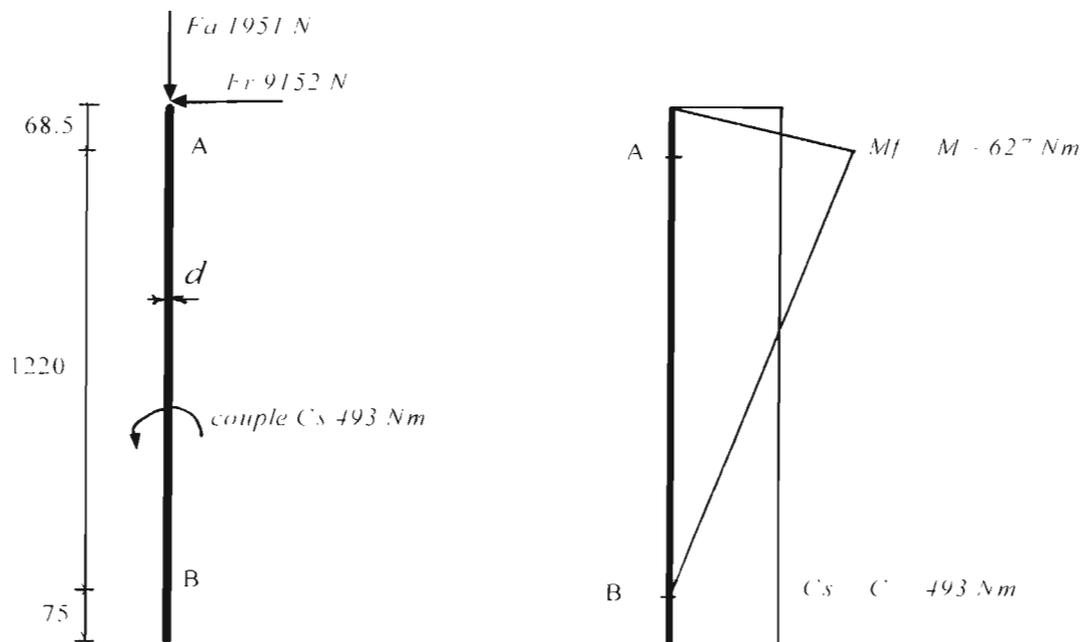


figure 12

Il est facile de trouver que : $R_A = 9666 \text{ N}$ et $R_B = -514 \text{ N}$

L'arbre est en acier 42CrMo4 dont la limite à la rupture est $Rm = Su = 950MPa$.

Il est dimensionné avec la méthode de Von Mises-Hencky :

$$\text{Facteur de sécurité} = FS = \frac{\pi \cdot d^3}{32 \left\{ \frac{\sqrt{\left(\frac{F \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} C^2}}{Su} + \frac{M}{Se} \right\}}$$

F = effort axial

M = moment fléchissant à la section critique (palier A)

C = moment de torsion

$Se = 0.5 \times k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot Su$ = limite d'endurance de l'arbre

Avec :

- k_a : facteur de fini de surface ; surface usinée avec $Su = 950MPa \Rightarrow k_a = 0.68$
- k_b : facteur de grosseur de pièce ; on prévoit un diamètre supérieur à 50 mm $\Rightarrow k_b = 0.75$
- k_c : facteur de fiabilité, fiabilité de 95 % $\Rightarrow k_c = 0.868$
- k_d : facteur de température, la température de fonctionnement est de 60° $\Rightarrow k_d = 1$
- k_e : facteur relatif à la concentration de contraintes, $k_e = \frac{1}{3}$
- k_f : facteur des effets divers, $k_f = 1$

$$\Rightarrow Se = 0.5 \times 0.68 \times 0.75 \times 0.868 \times 1 \times \frac{1}{3} \times 1 \times 950 = 70.09 MPa$$

Pour un facteur de sécurité $FS = 2$, la formule de Von Mises-Hencky donne :

$$2 = \frac{\pi \cdot d^3}{32 \left\{ \frac{\sqrt{\left(\frac{1951 \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} \times 493^2}}{950 \times 10^6} + \frac{627}{70.09 \times 10^6} \right\}} \Rightarrow d = 57 \text{ mm}$$

Donc le diamètre de l'arbre de sortie est provisoirement égale à 57 mm. Ce même arbre est supporté par deux roulements au niveau des paliers A et B.

Le calcul de roulements permettra de valider ou de rejeter le diamètre provisoire de l'arbre.

Calcul des roulements :

- palier A

$$\left. \begin{array}{l} Fa = 1951 N \\ Fr = 9666 N \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{Fa}{Fr} = 0.201$$

$$\Rightarrow \text{pour un roulement à contact oblique } (40^\circ) \frac{Re}{Fr} = 1.20 \Rightarrow Re = 11599 N$$

$$\text{la charge dynamique du roulement est donnée par : } C = Re \cdot \left[\frac{N_d \cdot H_{10}}{33.333 \times 500} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{avec : } N_d = 770 \text{ tr / min et } H_{10} = \frac{24h}{j} \times \frac{365j}{\text{an}} \times 3\text{ans} = 26280 h$$

$$\Rightarrow C = 12374 \text{ daN}$$

Mais un roulement à contact oblique de diamètre $d = 57 \text{ mm}$ n'existe pas dans le commerce.

Au contraire le roulement de diamètre intérieur $d = 75 \text{ mm}$ existe et peut supporter une telle charge dynamique (voir *annexe 2* : catalogue ISO-Roulements).

Donc le palier A sera équipé du roulement à contact oblique :

Type 7315 B	d=75mm	D = 160 mm	B = 37 mm	C = 12800 daN
--------------------	---------------	-------------------	------------------	----------------------

- palier B

Il est évident que le roulement rigide graissé à vie:

Type 6315 ZZ 2RS	d=75mm	D = 160 mm	B = 37 mm	C = 11400 daN
-------------------------	---------------	-------------------	------------------	----------------------

convient largement pour le palier B qui ne supporte qu'un effort radial de 375 N.

Vérification du flambement :

L'arbre de sortie du multiplicateur est élancé et est guidé par un roulement à billes à chaque extrémité ; il est donc assimilable à une colonne " rotule-rotule " dont il est nécessaire de déterminer la charge critique qu'elle peut supporter.

La charge critique est :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

avec : $E = \text{module d'élasticité de Young de l'acier} = 210\text{GPa}$

$$I = \text{moment d'inertie} = \frac{\pi \cdot 75^4}{64}$$

$L = \text{entraxe des deux roulements} = 1220\text{mm}$

$$\Rightarrow P_{cr} = 2163\text{kN}$$

Mais l'arbre est soumis à une charge axiale de 1951N . Donc il n'y a aucun de risque de flambement.

6- Caractéristiques de l'alternateur

Sur la base des études faites par M. Almamy Fall sur la chaîne électrique, l'alternateur sera un moteur asynchrone fonctionnant en générateur asynchrone.

Puisque l'alternateur doit fournir une puissance de $P_{alt} = 53 \times 0.75 \times 0.93 = 36.96\text{ kW}$, le moteur asynchrone triphasé de 37kW (réf. M3AA 280 SMA) du fabricant ABB a été choisi. (*voir annexe 3*)

- **Transformation du moteur asynchrone triphasé en générateur asynchrone triphasé avec condensateurs**

Le moteur doit être pourvu de condensateurs qui serviront à créer puis à amplifier les champs magnétiques dans le moteur; ce qui aura pour conséquence d'exciter le moteur et de créer du courant.

- **Vitesse de rotation du moteur**

Le moteur doit tourner à une vitesse inversement proportionnelle à sa vitesse de rotation moteur par rapport à sa vitesse de synchronisme. En clair un moteur qui tournait à 730 tr/mn et qui a donc une vitesse de synchronisme de 750 tr/mn doit tourner à 770 tr/mn pour produire du courant ($750 - 730 + 750 = 770$).

- **Installation des condensateurs**

Les condensateurs sont toujours mis en triangle, par contre leur capacité à installer changent en fonction du branchement des bobinages du moteur.

▪ **calculs des condensateurs**

Le moteur asynchrone choisi a les caractéristiques suivantes :

Facteur de puissance du moteur	0.81
Vitesse de synchronisme	750 tr/min
Vitesse de rotation	730 tr/min
Tension nominale	380V
Courant	71A
Puissance	37kW
Couplage stator	triangle

La capacité des condensateurs est calculée avec la méthode du relèvement du **facteur de puissance**

$$C_k = \frac{P \cdot (\tan \varphi - \tan \varphi')}{3 \cdot U^2 \cdot \omega}$$

avec :

- $C_k \equiv$ capacité des condensateurs à installer par phase
- $P =$ puissance du moteur
- $\varphi : \cos \varphi =$ facteur de puissance du moteur = 0.81
- $\varphi' : \cos \varphi' =$ facteur de puissance souhaité = 0.95
- $U =$ tension de service des condensateurs = 380V en couplage Δ
- $\omega =$ pulsation = $2\pi f$ $f = 50$ Hz

$$d'où : C_k = \frac{37000 \cdot (0.723 - 0.328)}{3 \cdot 380^2 \cdot 2 \times \pi \times 50} = 107.5 \mu F$$

Donc pour exciter le moteur il faut coupler en parallèle un condensateur de **107.5 μ Farads** par phase.

7- Choix de l'accouplement entre le multiplicateur et l'alternateur

L'arbre de sortie du multiplicateur et l'arbre de l'alternateur sont raccordés à l'aide d'un accouplement élastique. Ce dernier permet la transmission de la puissance motrice vers l'alternateur. C'est un produit courant du commerce qu'il convient de choisir et d'adapter à ce montage particulier.

L'accouplement élastique qui sera choisi doit remplir les fonctions suivantes :

- éliminer les défauts d'alignement radial et angulaire des arbres,

- gérer les déformations des arbres et des liaisons pendant le fonctionnement sous charge,
- encaisser les modifications dimensionnelles liées aux évolutions thermiques,
- diminuer les à-coups et les effets des vibrations de torsion dans les arbres en localisant les déformations dans l'accouplement,
- absorber l'énergie des déformations vibratoires par dissipation dans l'accouplement (amortissement de l'amplitude vibratoire).

Dans le cas de notre étude l'accouplement doit transmettre un couple de $C = 493 \text{ Nm}$ à l'alternateur dont le diamètre de son arbre est de 75 mm. L'étude de l'arbre de sortie a donné un diamètre de 75mm. A la suite de recherches l'accouplement élastiques PERIFLEX suivant est choisi (*voir annexe 4*).

Réf	dmax (mm)	d alésé rainuré(mm)	Couple nominal(Nm)	A	B
PNA63-218R-75/75	75	75 x 75	800	263	140

FICHE TECHNIQUE DU MULTIPLICATEUR

- Matériau : *acier 42CrMo4*
- Type : *multiplicateur à engrenages coniques*
- Angle de transmission : 86°
- Nombre de roues : 2
- *diamètre : 51 mm et 357 mm*
 - *nombre de dents : pignon 17 , roue 119*
- Denture : *droite*
- Rapport de multiplication : 7
-
- Arbre d'entrée : *diamètre 130 mm, longueur 670 mm*
2 roulements à contact oblique graissés à vie
- Arbre de sortie : *diamètre 75 mm, longueur 1395 mm*
1 roulement à contact oblique graissé à vie
1 roulement rigide graissé à vie
- Accouplement : *accouplement élastique*
- Lubrification : *(huile)*

CONCLUSION

Ce projet nous a permis de nous familiariser avec l'ACSP et les outils XAO. Mais nous sommes maintenant plus sensibilisés aux avantages et aux difficultés liées à une organisation de la conception en ingénierie concourante. Cependant nous reconnaissons la nécessité d'utiliser des outils informatisés d'aide à la conception et à la coopération tout en demeurant conscients des difficultés inhérentes à leur mise en place, leur manipulation et leur maintenance.

Grâce à l'ACSP nous avons pu travailler en ingénierie simultanée avec un groupe de travail basé en France. Le décalage des deux semestres entre l'UTBM et l'ESP a rendu la collaboration un peu tardive mais nous sommes heureux d'avoir participé à ce programme.

Lors de la phase de préparation du projet, nous avons acquis des connaissances supplémentaires dans le domaine des éoliennes. En plus pendant la phase de conception nous avons pu entretenir des relations amicales dans le cadre du travail avec des personnes étrangères au groupe de travail.

En dépit de cela nous n'avons pas pu atteindre les objectifs fixés car la réticence de certains constructeurs et le manque de temps n'ont pas rendu possible la validation de la chaîne électrique complète. Cependant les résultats obtenus pourront être utilisés par le futur groupe de travail dont l'une de ses tâches sera de reconcevoir la nacelle en y intégrant le système de lubrification du multiplicateur de vitesse.

BIBLIOGRAPHIE

Thèmes	Source
Calcul des engrenages	<ul style="list-style-type: none"> • Eléments de machines, Robert Vinet, EEPM, 1990 • Guide du calcul en mécanique, D. Spenlé, Hachette Technique, 1995 • Eléments de machines, V. Dobrovolski, Editions MIR Moscou, 1971
Dimensionnement des arbres	<ul style="list-style-type: none"> • Eléments de machines, Robert Vinet, EEPM, 1990 • Résistance des matériaux, André Bazergui, EEPM
Calcul des roulements	Eléments de machines, Robert Vinet, EEPM, 1990
Choix des matériaux	Techniques de l'ingénieur, Volume MB3
Catalogues	www.catalotec.com www.engrenagesHPC.com www.abb.com
Alternateur	www.perso.wanadoo.lebonys.fr
Dessin du multiplicateur	Guide du dessinateur industriel, A. Chevalier, Hachette Technique, 1996

ANNEXES

Annexe 1 : Diagrammes SADTs

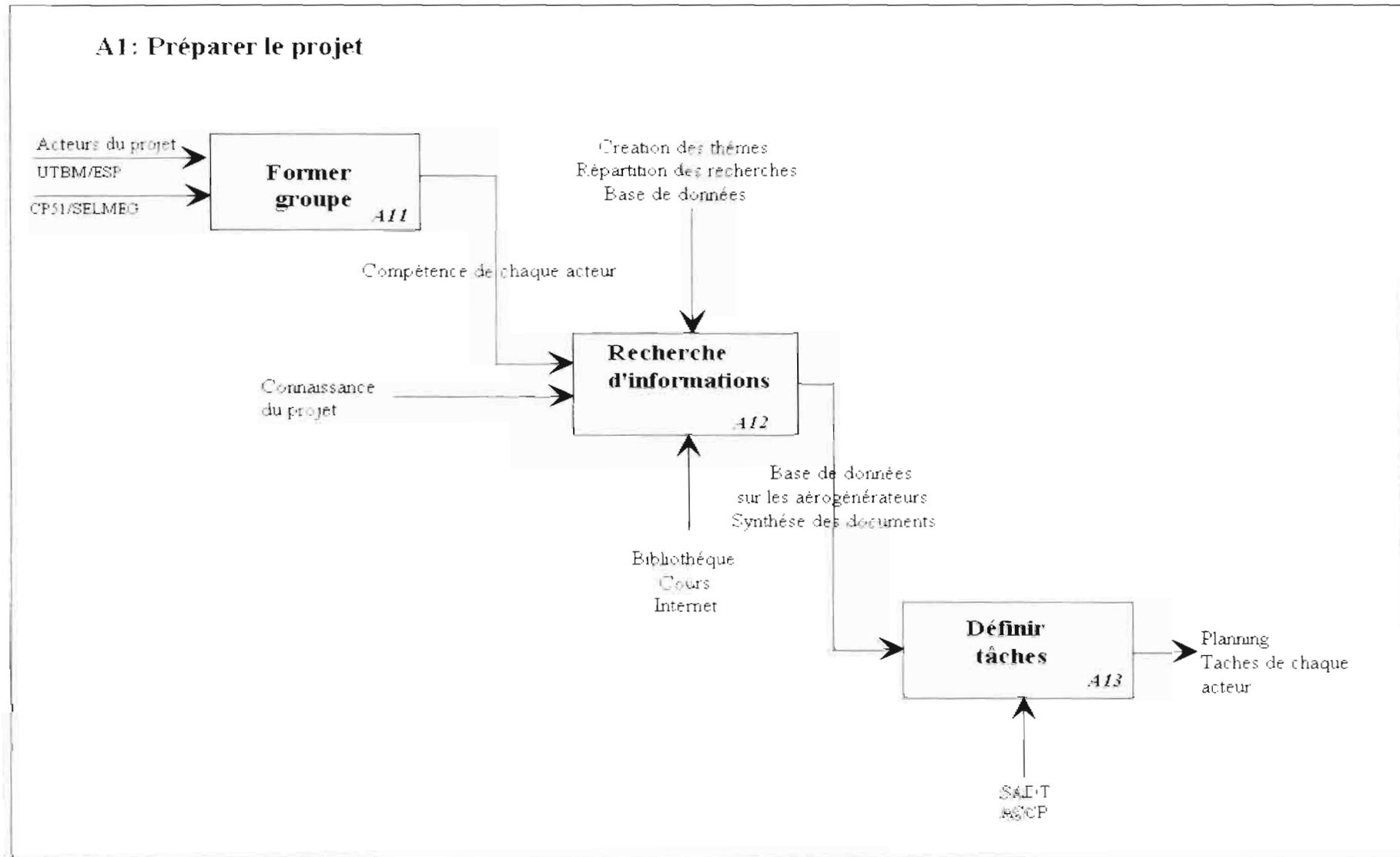
Annexe 2 : Catalogue ISO-Roulements

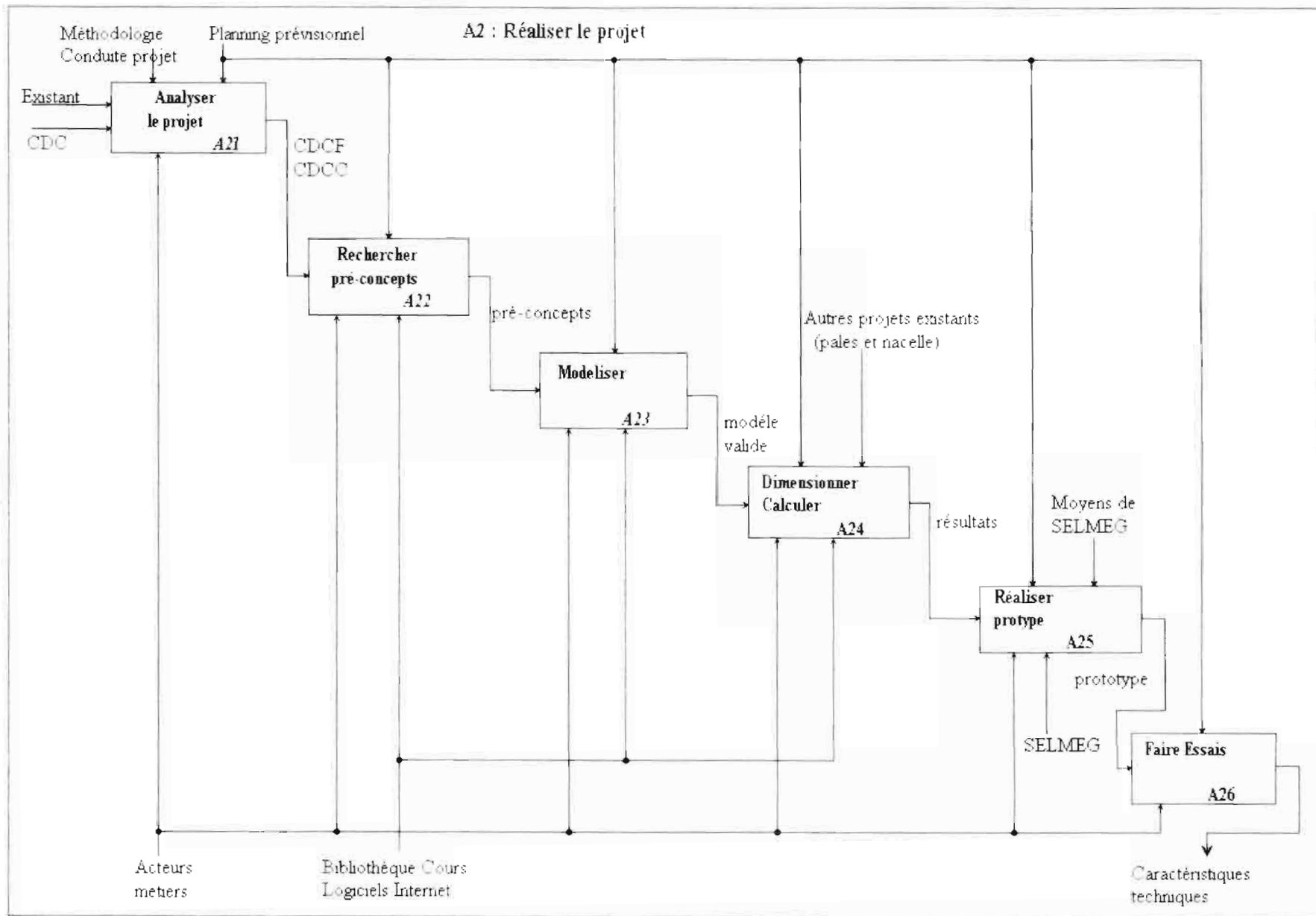
Annexes 3 : Catalogue Moteurs ABB

Annexe 4 : Catalogue Accouplements PERIFLEX

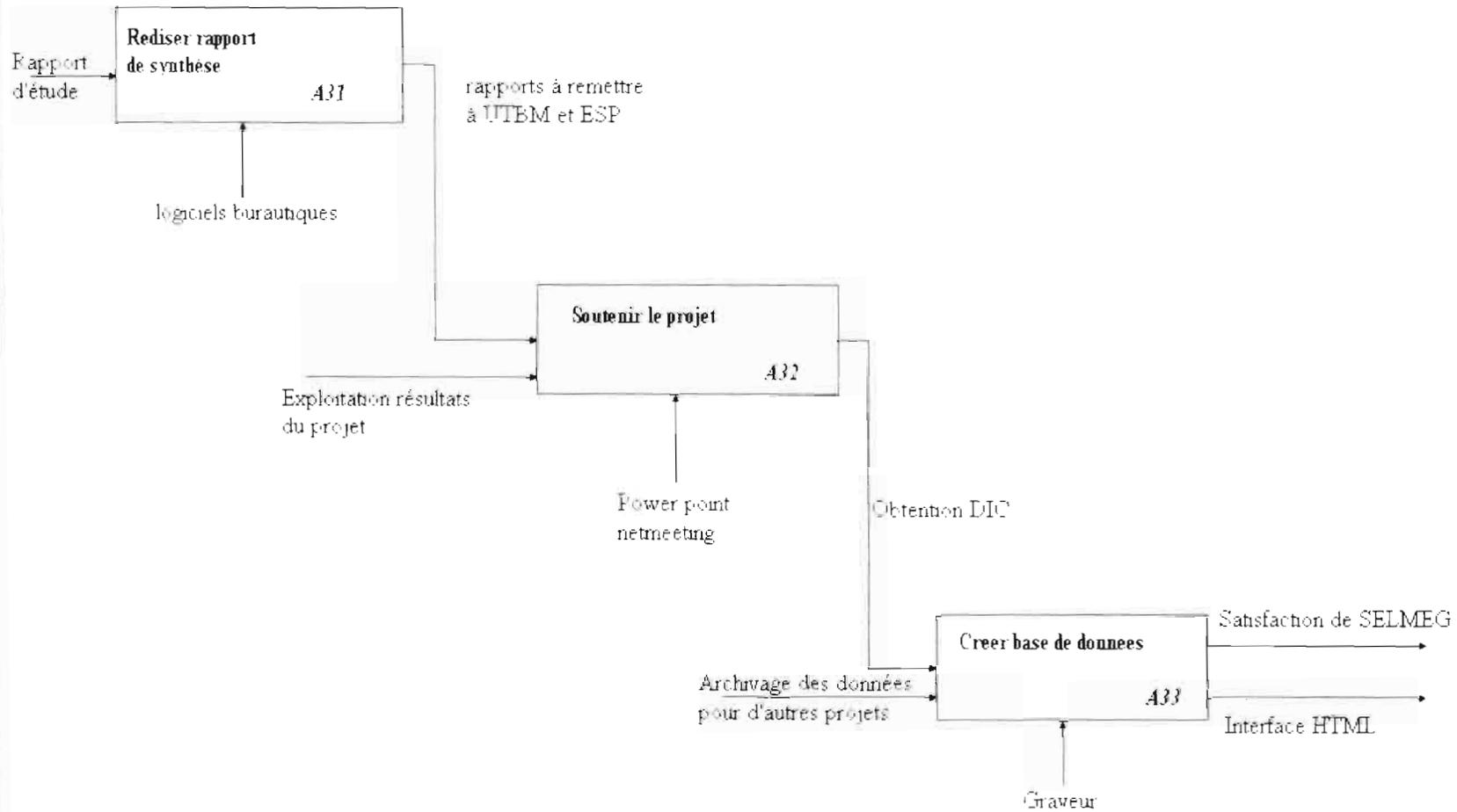
Annexe 5 : Mise en plan du multiplicateur

Annexe 1

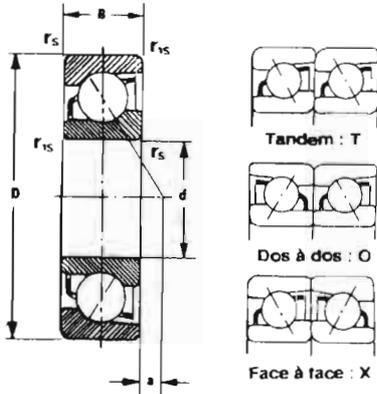




A3 : Communiquer sur le projet



Roulements à une rangée de billes à contact oblique



• Charge dynamique équivalente : $P_r = XFr + YFa$

e	T		O, X			
	$\frac{Fa}{Fr} > e$		$\frac{Fa}{Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{Fr} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y
1.14	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

• Charge statique équivalente :

- pour roulement seul ou **T** :
 $P_{or} = 0,5 Fr + 0,26 Fa$
 $P_{or} = Fr$
 quand $P_{or} > Fr$ prendre $P_{or} = Fr$
- pour **O** ou **X** :
 $P_{or} = Fr + 0,52 Fa$

ϕ d (mm)	Référence	Dimensions (mm)					Vitesse lim. (tr/mn)		Cap. de ch. (daN)		Masse (kg)
		D	B	a	r _{emin}	r _{lemin}	Lubrification		Dyn. C	Stat. C ₀	
							graisse	huile			
10	7200 B	30	9	3.9	0.6	0.3	19000	28000	515	257	0.034
	7300 B	35	11	3.9	0.6	0.3	18000	24000	895	415	0.055
12	7201 B	32	10	4.2	0.6	0.3	17000	24000	720	380	0.040
	7301 B	37	12	4.3	1.0	0.6	16000	22000	1080	505	0.063
15	7202 B	35	11	5.0	0.6	0.3	16000	20100	860	450	0.048
	7302 B	42	13	5.5	1.0	0.6	14000	19000	1280	675	0.085
17	7203 B	40	12	6.0	0.6	0.3	14000	19000	1130	630	0.070
	7303 B	47	14	6.4	1.0	0.6	14800	17350	1520	825	0.120
20	7204 B	47	14	7.1	1.0	0.6	11000	16000	1370	785	0.112
	7304 B	52	15	7.6	1.1	0.6	10000	15000	1780	990	0.150
25	7205 B	52	15	8.9	1.0	0.6	9500	14000	1530	970	0.135
	7305 B	62	17	9.8	1.1	0.6	8500	12000	2510	1510	0.245
30	7206 B	62	16	11.3	1.0	0.6	8500	12000	2120	1390	0.208
	7306 B	72	19	11.9	1.1	0.6	7500	10000	3200	1990	0.360
35	7207 B	72	17	14.1	1.1	0.6	7500	10000	2800	1900	0.295
	7307 B	80	21	13.7	1.5	1.1	7000	9500	3750	2490	0.475
40	7208 B	80	18	16.2	1.1	0.6	6700	9000	3300	2370	0.382
	7308 B	90	23	15.8	1.5	1.0	6300	8500	4600	3100	0.655
45	7209 B	85	19	17.8	1.1	0.6	6300	8500	3700	2710	0.430
	7309 B	100	25	18.0	1.5	1.0	5600	7500	6000	4150	0.875
50	7210 B	90	20	19.4	1.1	0.6	5600	7500	3850	2960	0.485
	7310 B	110	27	20.1	2.0	1.0	5000	6700	7000	4950	1.140
55	7211 B	100	21	22.1	1.5	1.0	5300	7000	4800	3750	0.635
	7311 B	120	29	22.3	2.0	1.0	4500	6000	8100	5800	1.450

Roulements à une rangée de billes à contact oblique

φ d (mm)	Référence	Dimensions (mm)					Vitesses lim. (tr/mn)		Cap. de ch. (daN)		Masse (kg)
		D	B	a	r _{amin}	r _{lamin}	Lubrification		Dyn. C	Stat. C ₀	
							graisse	huile			
60	7212 B	110	22	24.7	1.5	1.0	4800	6300	5800	4600	0.820
	7312 B	130	31	24.4	2.1	1.1	4300	5600	9250	6750	1.810
65	7213 B	120	23	27.4	1.5	1.0	4300	5600	6600	5450	1.020
	7313 B	140	33	26.6	2.1	1.1	4000	5300	10500	7750	2.220
70	7214 B	125	24	29.0	1.5	1.0	4300	5600	7150	5950	1.120
	7314 B	150	35	28.7	2.1	1.1	3600	4800	11800	8850	2.700
75	7215 B	130	25	30.6	1.5	1.0	4000	5300	7400	6400	1.230
	7315 B	160	37	30.9	2.1	1.1	3400	4500	12800	10000	3.150
80	7216 B	140	26	33.2	2.0	1.0	3600	4800	8350	7150	1.500
	7316 B	170	39	33.0	2.1	1.1	3200	4300	13900	11200	4.180
85	7217 B	150	28	35.4	2.0	1.0	3400	4500	8550	7300	1.870
	7317 B	180	41	35.2	3.0	1.1	3000	4000	15000	12500	4.900
90	7218 B	160	30	37.5	2.0	1.0	3200	4300	11000	9700	2.300
	7318 B	190	43	37.3	3.0	1.1	2800	3800	16100	13900	5.760
95	7219 B	170	32	39.7	2.1	1.1	3000	4000	11800	10500	2.780
	7319 B	200	45	39.5	3.0	1.1	2500	3600	17200	15300	6.680
100	7220 B	180	34	41.8	2.1	1.1	2800	3700	13500	11000	3.320
	7320 B	215	47	42.7	3.0	1.1	2400	3300	19600	18000	8.180
105	7221 B	190	36	44.0	2.1	1.1	2700	3600	14700	12400	3.930
	7321 B	225	49	44.8	3.0	1.1	2400	3200	20800	19600	9.340
110	7222 B	200	38	46.1	2.1	1.1	2600	3400	15900	14900	4.620
	7322 B	240	50	48.5	3.0	1.1	2200	3000	23100	22700	11.000
120	7224 B	215	40	50.3	2.1	1.1	2300	3100	17000	16900	6.050
	7324 B	260	55	52.2	3.0	1.1	2100	2800	24500	25300	14.200
130	7226 B	230	40	55.5	3.0	1.1	2100	2800	18400	18500	6.880
	7326 B	280	58	57.0	4.0	1.5	1900	2600	28400	31000	17.400
140	7228 B	250	42	60.8	3.0	1.1	2000	2600	19700	21400	8.780
	7328 B	300	62	61.3	4.0	1.5	1700	2400	28400	31500	21.500
150	7230 B	270	45	65.6	3.0	1.1	1800	2600	22300	24600	11.000
	7330 B	320	65	66.1	4.0	1.5	1500	2200	31000	36000	25.100
160	7232 B	290	48	70.4	3.0	1.1	1700	2200	24600	28700	13.700
	7332 B	340	68	70.9	4.0	1.5	1500	2000	32500	39500	30.200
170	7234 B	310	52	74.7	4.0	1.5	1600	2200	25400	31000	17.400
	7334 B	360	72	75.2	4.0	1.5	1400	2000	36500	46000	35.700
180	7236 B	320	52	78.9	4.0	1.5	1500	2000	26200	33000	19.900
	7336 B	380	75	80.0	4.0	1.5	1300	1900	38500	50500	41.300
190	7238 B	340	55	83.7	4.0	1.5	1400	2000	29400	38500	21.500
	7338 B	400	78	84.8	5.0	2.0	1300	1800	42000	57500	47.600
200	7240 B	360	58	88.5	4.0	1.5	1300	1900	31500	42000	25.500
	7340 B	420	80	90.1	5.0	2.0	1200	1700	44500	62000	53.700

Technical data

Annexe 3 Three phase motors, aluminium and steel frame

IP 55, IC 411; Insulation class F, temperature rise class B

Output kW	Type designation	Product code	Speed r/min	Efficiency		Power factor cos φ	Current		Torque			Moment of inertia J=1/4 GD ² kgm ²	Weight kg	Sound pressure level LP dB(A)
				Full load 100%	3/4 load 75%		I _N A	I _s A	T _N Nm	T _s Nm	T _{max} Nm			
750 r/min = 8 poles														
400 V 50 Hz														
Basic design														
0.055	M2VA 63 B	3GVA 064 002...C	680	38.3	31.8	0.48	0.47	1.8	0.78	2.1	2.1	0.000040	4.5	36
0.09	M2VA 71 A	3GVA 074 001...C	690	45.8	37.5	0.57	0.52	2.2	1.25	2.3	2.3	0.00014	5.5	40
0.12	M2VA 71 B	3GVA 074 002...C	690	46.4	38.1	0.55	0.69	2.2	1.67	2.5	2.5	0.00015	6.5	40
0.18	M2VA 80 A	3GVA 084 001...C	700	59.9	54.5	0.60	0.75	3.1	2.46	3.2	3.6	0.001842	9	45
0.25	M2VA 80 B	3GVA 084 002...C	700	70.7	67.4	0.62	0.85	3.1	3.52	2.9	3.1	0.002176	10	45
0.37	M3AA 90 S	3GAA 094 001...C	700	61.5	43.4	0.56	1.6	3.0	5	1.9	2.4	0.0032	13	43
0.55	M3AA 90 L	3GAA 094 002...C	690	62.9	56.4	0.57	2.35	3.0	7.5	1.7	2.1	0.0043	16	43
0.75	M3AA 100 LA	3GAA 104 001...C	700	72.0	63.6	0.59	2.55	3.5	10	2.1	2.7	0.0069	20	46
1.1	M3AA 100 LB	3GAA 104 002...C	700	73.0	68.8	0.64	3.35	3.5	15	2.1	2.7	0.0082	23	46
1.5	M3AA 112 M	3GAA 114 001...C	695	74.5	74.5	0.65	4.5	4.1	21	1.9	2.4	0.016	28	52
2.2	M3AA 132 S	3GAA 134 001...C	720	80.5	80.1	0.67	5.9	5.3	29	1.9	2.5	0.038	46	56
3	M3AA 132 M	3GAA 134 002...C	720	82.0	82.1	0.68	7.8	5.5	40	2.4	2.6	0.045	53	56
4	M3AA 160 MA	3GAA 164 101...C	715	84.1	84.7	0.69	10	5.2	54	2.1	2.4	0.072	75	59
5.5	M3AA 160 M	3GAA 164 102...C	710	84.7	85.5	0.70	13.4	5.4	74	2.4	2.6	0.091	88	59
7.5	M3AA 160 L	3GAA 164 103...C	715	86.3	87.2	0.70	18.1	5.4	100	2.4	2.8	0.131	118	59
11	M3AA 180 L	3GAA 184 101...C	720	88.7	89.2	0.76	23.5	5.9	146	2.4	2.6	0.224	147	59
15	M3AA 200 MLA	3GAA 204 001...C	740	91.1	91.1	0.82	29	7.4	194	1.8	3.0	0.45	175	60
18.5	M3AA 225 SMA	3GAA 224 001...C	730	91.1	91.1	0.79	37	6.2	242	1.9	2.7	0.61	210	63
22	M3AA 225 SMB	3GAA 224 002...C	730	91.5	91.5	0.77	45	6.0	288	1.9	2.7	0.68	225	63
30	M3AA 250 SMA	3GAA 254 001...C	735	92.8	92.8	0.79	59	6.9	390	1.9	2.9	1.25	280	63
37	M3AA 280 SMA	3GAA 284 001...C	735	93.2	93.2	0.81	71	7.2	481	2.0	2.9	1.52	375	63
37	M2CA 280 SA	3GCA 284 110...A	741	93.4	93.1	0.78	74	7.3	477	1.8	3.1	1.85	460	65
45	M2CA 280 SMA	3GCA 284 210...A	741	94.0	93.8	0.78	90	7.6	580	1.9	3.2	2.2	500	65
55	M2CA 315 SA	3GCA 314 110...A	741	94.0	93.7	0.80	107	7.1	710	1.8	2.8	2.9	630	70
75	M2CA 315 SMA	3GCA 314 210...A	740	94.5	94.2	0.81	142	7.1	968	1.8	2.8	3.8	715	70
90	M2CA 315 MB	3GCA 314 320...A	740	94.7	94.5	0.82	169	7.3	1161	1.9	2.8	4.5	800	77
110	M2CA 315 LA	3GCA 314 510...A	740	94.8	94.7	0.83	202	7.0	1420	1.9	2.7	5.4	900	77
110	M2CA 355 SA	3GCA 354 110...A	742	94.6	94.0	0.80	215	5.6	1415	1.4	2.2	8.7	1200	75
132	M2CA 355 MA	3GCA 354 310...A	743	95.0	94.5	0.77	265	5.8	1696	1.5	2.3	10	1350	75
160	M2CA 355 MB	3GCA 354 320...A	742	95.2	94.8	0.79	310	6.4	2059	1.8	2.5	13	1550	75
200	M2CA 355 LKD	3GCA 354 540...A	743	95.5	95.1	0.77	395	6.6	2570	1.8	2.7	15	1900	80
250	M2CA 400 MLA	3GCA 404 410...A	744	96.0	95.7	0.77	490	7.2	3209	1.6	2.9	17	2400	80
315	M2CA 400 LKA	3GCA 404 510...A	744	96.2	95.9	0.79	605	6.9	4043	1.5	2.8	19	2700	80
750 r/min = 8 poles														
400 V 50 Hz														
High-output design														
0.75	M3AA 90 LB	3GAA 094 003...C	680	64.0	60.0	0.65	2.65	3.0	10	1.8	2.0	0.0048	18	43
1.5	M3AA 100 LC	3GAA 104 003...C	685	71.0	65.9	0.66	4.7	3.5	21	1.8	2.2	0.009	26	46
1.9	M3AA 112 MB	3GAA 114 002...C	690	74.0	74.4	0.67	5.6	4.3	26.5	2.0	2.6	0.018	33	52
3.8	M3AA 132 MB	3GAA 134 003...C	710	80.5	80.7	0.69	9.9	5.2	51	2.0	2.3	0.049	59	56
8.5	M3AA 160 LB	3GAA 164 104...C	700	83.5	85.0	0.70	21	5.1	115	2.4	2.5	0.131	118	62
15	M3AA 180 LB	3GAA 184 102...C	720	88.0	89.2	0.76	32.5	6.0	199	2.5	2.6	0.24	155	62
18.5	M3AA 200 MLB	3GAA 204 002...C	735	91.4	91.4	0.81	36	6.7	237	1.7	2.8	0.54	200	60
30	M3AA 225 SMC	3GAA 224 003...C	735	91.8	91.8	0.79	60	7.2	390	2.1	3.3	0.8	255	63
37	M3AA 250 SMB	3GAA 254 002...C	735	93.2	93.2	0.81	71	7.2	481	2.0	2.9	1.52	320	63
55	M2CA 280 MB	3GCA 284 320...A	741	94.4	94.2	0.79	108	7.8	709	1.9	3.2	2.85	575	62

Temperature rise class F

Efficiency classes fixed for ranges 1.1 to 90 kW (see page 4 available only by 2- and 4-poles)

During the transition period some motor types belonging to M3000 range still have the old product codes and type designations. Always check the valid code before ordering.

Annexe 4

Accouplements / Accouplement élastique Periflex

CARACTERISTIQUES

- Grand mésalignement axial jusqu'à 6mm
- radial jusqu'à 5mm
- angulaire jusqu'à 2°
- Alésage H7
- Rainure de clavette suivant NF E22-175/P9
- T° d'utilisation -20°C à +80°C

- Matières moyeux acier
- couronnes de serrage acier
- Bandage R caoutchouc naturel (NR) armé de tissus disposés en R

AVANTAGES

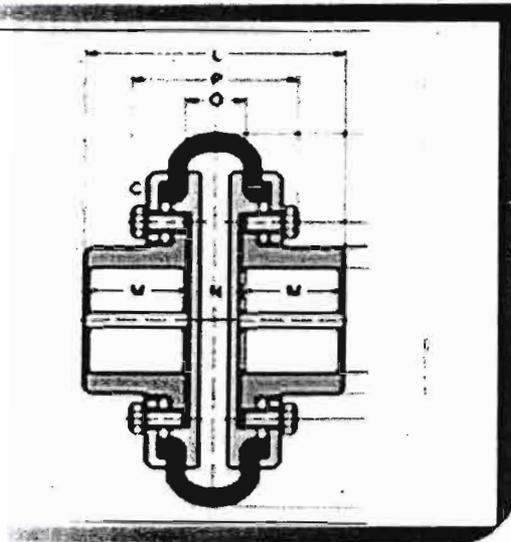
- Montage facile, sans bouger les machines à accoupler
- Libre de tout jeu
- Transmet des à-coups jusqu'à 3 fois la valeur du couple nominal
- Amortissement rapide des irrégularités
- Sans entretien

UTILISATION

- Moto-pompe, moto-compresseur
- Groupe électrogène, machines textiles
- Usines sidérurgiques, cimenteries...

OPTIONS

- Bandage qualité X (tissus disposés en X (1))



remises

Qté	+1	10	30+	50+	80+
Rem. Prix		-3%	-5%	-7%	sur demande

Il y a 42 références correspondants à vos critères de recherche

Filtrer



Réf.	d maxi	préalésage d	d alésé rainuré	Couple nominal TCN	A	B	Prix	Ajouter
PNA16-210R	48	15x15	-	200	178	88	193,15 €	
PNA16-210R-20/20	48	-	20x20	200	178	88	260,82 €	
PNA16-210R-25/25	48	-	25x25	200	178	88	260,82 €	
PNA16-210R-30/30	48	-	30x30	200	178	88	260,82 €	
PNA16-210R-35/35	48	-	35x35	200	178	88	260,82 €	
PNA16-210R-38/38	48	-	38x38	200	178	88	260,82 €	

PNA2-203R	28	plein	-	50	104	54	96,34 €	
PNA2-203R-10/10	28	-	10x10	50	104	54	147,73 €	
PNA2-203R-15/15	28	-	15x15	50	104	54	147,73 €	
PNA2-203R-20/20	28	-	20x20	50	104	54	147,73 €	
PNA2-203R-25/25	28	-	25x25	50	104	54	147,73 €	
PNA2-203R-28/28	28	-	28x28	50	104	54	147,73 €	
PNA40-214R	65	15x15	-	400	210	116	263,2 €	
PNA40-214R-20/20	65	-	20x20	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-25/25	65	-	25x25	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-30/30	65	-	30x30	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-35/35	65	-	35x35	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-40/40	65	-	40x40	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-45/45	65	-	45x45	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-50/50	65	-	50x50	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-55/55	65	-	55x55	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-60/60	65	-	60x60	400	210	116	333,03 €	
PNA40-214R-65/65	65	-	65x65	400	210	116	333,03 €	
PNA6-206R	38	plein	-	100	136	68	143,68 €	
PNA6-206R-10/10	38	-	10x10	100	136	68	202,48 €	
PNA6-206R-15/15	38	-	15x15	100	136	68	202,48 €	
PNA6-206R-20/20	38	-	20x20	100	136	68	202,48 €	
PNA6-206R-25/25	38	-	25x25	100	136	68	202,48 €	
PNA6-206R-30/30	38	-	30x30	100	136	68	202,48 €	
PNA6-206R-35/35	38	-	35x35	100	136	68	202,48 €	
PNA6-206R-38/38	38	-	38x38	100	136	68	202,48 €	
PNA63-218R	75	25x25	-	800	263	140	388,98 €	
PNA63-218R-30/30	75	-	30x30	800	263	140	477,43 €	
PNA63-218R-35/35	75	-	35x35	800	263	140	477,43 €	
PNA63-218R-40/40	75	-	40x40	800	263	140	477,43 €	
PNA63-218R-	75	-	45x45	800	263	140	477,43 €	

PNA63-218R-50/50	75	-	50x50	800	263 140	477,43 €	
PNA63-218R-55/55	75	-	55x55	800	263 140	477,43 €	
PNA63-218R-60/60	75	-	60x60	800	263 140	477,43 €	
PNA63-218R-65/65	75	-	65x65	800	263 140	477,43 €	
PNA63-218R-70/70	75	-	70x70	800	263 140	477,43 €	
PNA63-218R-75/75	75	-	75x75	800	263 140	477,43 €	

