

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou

Faculté du Génie de la Construction

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

*En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie
Mécanique*

Option: Construction Mécanique

Intitulé du thème:

« Etude du réducteur de vitesse d'un convoyeur à bande »

Encadré par :

Mr: HAMOUR

Présenté par :

Mr: LEBAZ kamel

Promotion: 2013 - 2014

Remerciements

En premier lieu, je remercie le bon Dieu de m'avoir donné la force, la volonté et le courage pour l'élaboration de ce travail.

En second, mes chers parents de m'avoir aidé pour arriver au terme de ce travail qui est le fruit de plusieurs années d'études.

Je tiens encore à remercier mon promoteur *M^r: HAMOUR*, pour avoir bien voulu m'encadrer et pour ses précieux conseils et orientations.

Je remercie mes camarades pour leurs aides

Comme je tiens aussi à exprimer mes remerciements au personnel de la briqueterie de Fréha.

J'exprime aussi mes remerciements à tous les membres de jury pour m'avoir fait l'honneur d'évaluer ce travail.

Je suis également très reconnaissant à toute personne ayant contribué à la limite du possible de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail.

Dédicaces

Je dédie ce travail :

à mes très chers parents ;

à mes chères sœurs ;

à mes chers frères ;

à toute la famille.

Et à tous mes amis (es).

Sommaire	page
Introduction générale	01
Chapitre I : Différents types des convoyeurs	
I.2.1 Introduction	03
I.2 Différents modes de transport utilisés	03
I.2.1 Elévateur à godets	03
I.2.2 Vis d'Archimède	04
I.2.3 Transport pneumatique	04
I.2.4 Convoyeur à palette	05
I.2.5 Convoyeur à raclette	06
I.2.6 Convoyeur à bande	07
I.2.6.1 Eléments principaux d'un convoyeur à bande	08
I.2.6.1.1 La bande	08
I.2.6.1.2 Les différents types des tambours	09
I.2.6.1.3 Rouleaux.....	10
I.2.6.1.4 Stations –supports.....	12
I.2.6.1.5 Dispositif de tension.....	15
I.2.6.1.6 Trémie	15
I.2.6.1.7 Dispositif de nettoyage	15
I.2.6.1.8 Le couvert pour convoyeurs	16
I.3 Chargement.....	16
I.2.8 Conclusion	17
Cahier des charges	18
Chapitre II : Calcul des éléments du convoyeur à bande	
II.1 Introduction.....	19
II.2 choix de la bande	19
II.2.1 Calcul du débit jour Q	20
II.2.2 Choix de largeur de la bande L	21
II.2.3 Caractéristiques et largeur de la bande choisie.....	22
II.3 Choix des rouleaux.....	23
II.3.1 Rouleau supérieur	23
II.3.2 Rouleau inférieur	23
II.3.3 Support rouleaux	24
II.3.4 Calcul sur les rouleaux	25
II.3.4.1 Calcul du nombre des rouleaux	25
II.3.4.2 Vérification des rouleaux aux charges statique et dynamique.....	26
II.4 Calcul des différents efforts agissant sur les tambours	27
II.4.1 Calcul de l'effort tangentiel total F sur le pourtour du tambour de commande	27
II.4.2 Calcul de la tension dans la bande sur le tambour de commande.....	29
II.5. Calcul de la longueur de la bande.....	30
II.6 Condition non glissement de tambour de renvoi.....	31
II.7 Vérification à la rupture de la bande	32
II.5 Conclusion	32
Chapitre III : Calcul et dimensionnement des éléments de transmission	33
III.1 Introduction.....	33
III. 2 Choix de transmission.....	33
III.2.1 Solution graphique.....	34
III.2.2. Principe de fonctionnement	35
III.3 Choix des matériaux	35
III.4 Choix des différents coefficients des matériaux utilisés dans la transmission.....	36

III.5 Calcul des caractéristiques de l'engrenage.....	37
III.5.1 Premier étage	37
III.5.1.1 Elément de taillage des engrenages	40
III.5.1.2 Calcul des efforts agissant sur l'engrenage	41
III.5.2 Deuxième étage	42
III.5.2.1 Elément de taillage des engrenages	45
III.5.2.2 Calcul des efforts agissant sur l'engrenage	46
III.5.3 Calcul de la courroie synchrone	47
III.5.3.1 Choix du facteur de service.....	47
III.5.3.2 Calcul de la puissance de calcul.....	47
III.5.3.3 Détermination du pas de la courroie.....	47
III.5.3.5 Sélection des poulies.....	48
III.5.3.6 Calcul de la longueur théorique de la courroie.....	48
III.5.3.7 Calcul de l'entraxe.....	48
III.5.3.8 Calcul du facteur de largeur théorique	49
III.5.3.9 Calcul de la tension statique dans les brins.....	50
III.5.3.10 Calcul de la charge intervenant sur les arbres.....	51
III.6 conclusion	51
IV. Calcul des arbres	
IV.1 Introduction.....	52
IV.2. Calcul de l'arbre (1).....	52
IV.2.1 Calcul des réactions	53
IV.2.2 Calcul des moments fléchissant	54
IV.2.3 Calcul du moment fléchissant résultant	55
IV.2.4 Calcul du moment fléchissant idéal	55
IV.2.5 Calcul du diamètre de l'arbre (1).....	56
IV.2.6 Vérification aux charges statiques	56
IV.2.7 Vérification aux charges cycliques	57
IV.2.8 Vérification de l'arbre à la torsion	58
IV.2.9 Vérification de l'arbre à la Rigidité	59
IV.2.10 Vérification de l'arbre à la vitesse critique	63
IV.3. Calcul de l'arbre (2).....	63
IV.3.1 Calcul des réactions	64
IV.3.2 Calcul des moments fléchissant	65
IV.3.3 Calcul du moment fléchissant résultant	67
IV.3.4 Calcul du moment fléchissant idéal	67
IV.3.5 Calcul du diamètre de l'arbre (2).....	67
IV.3.6 Vérification aux charges statiques	67
IV.3.7 Vérification aux charges cycliques.....	68
IV.3.8 Vérification de l'arbre à la torsion.....	70
IV.3.9 Vérification de l'arbre à la Rigidité	70
IV.3.10 Vérification de l'arbre à la vitesse critique	75
IV.4. Calcul de l'arbre (3).....	75
IV.4.1 Calcul des réactions	76
IV.4.2 Calcul des moments fléchissant	77
IV.4.3 Calcul du moment fléchissant résultant	79
IV.4.4]Calcul du moment fléchissant idéal	79
IV.4.5 Calcul du diamètre de l'arbre (3).....	79
IV.4.6 Vérification aux charges statiques	80
IV.4.7 vérification aux charges cycliques.....	80
IV.4.8 Vérification de l'arbre à la torsion.....	82
IV.4.9 Vérification de l'arbre à la Rigidité	82

IV.4.10 Vérification de l'arbre à la vitesse critique	88
IV.6 Conclusion	88
Chapitre V : Calcul des roulements, des clavettes et choix de lubrification	
V.1 Calcul des roulements.	89
V.1.1 Introduction.....	89
V.1.2 Arbre (1)	89
V.1.3 Arbre (2)	90
V.1.4 Arbre (3)	92
V.1.5 Conclusion	93
V.2 Calcul des clavettes	93
V.2.1 Calcul de la clavette pour l'arbre (2)	94
V.2.2 Calcul de la clavette pour l'arbre (3)	95
V.2.3 Calcul de la clavette pour l'arbre (3)	97
V.3 Lubrification	98
V.3.1 Lubrification des roulements	98
V.3.2 Lubrification des engrenages	98
V.5 Etanchéité	100
V.4 .1 Etanchéité des arbres	100
V.4.2 Etanchéité de carter	100
V.5 L'accouplement mécanique.....	100
Conclusion générale.....	102

Liste des figures	page
I.1 Elévateur à godets	03
I.2 Vis d'Archimède	04
I.3 Transport pneumatique	05
I.4 Convoyeur a palette.....	06
I.5 Convoyeur a raclette	06
I.6 Convoyeur à bande	07
I.7 Eléments principaux de convoyeur à bande	08
I.8 Composantes Rouleaux	10
I.9 Stations supérieures à un rouleau	12
I.10 Stations supérieures pour deux rouleaux	12
I.11 Stations supérieures pour trois rouleaux	13
I.12 Stations supérieure pour cinq rouleaux	13
I.13 Stations inférieures	14
I.14 Sations en porte-à-faux	14
I.15 Stations amortisseuses	14
I.16 Dispositif de nettoyage	15
I.17 Le couvert pour convoyeurs	16
II.1 : Angle de la station	21
II.2 : Angle d'éboulement	21
II.3 : Angle de talutage	22
II.4 : Dimensions de Rouleau	24
II.5 : Dimensions de Support rouleaux	24
II.6: Présentation des forces sur le tambour de commande.....	29
II.7 : Présentation les positions des tambours	30
III.1.Schéma cinématique.....	34
V.1: Roulement a contact oblique	89
V.2: Lubrification par bain d'huile (barbotage)	99
V.3: Accouplement élastique (Miniflex)	101

Liste des tableaux	page
II.1 Dimensions du rouleau supérieur.....	23
II.2 : Dimensions du rouleau inférieur	23
II.3 : Dimensions du Support rouleaux.....	25
III.5.1 : Elément de taillage du pignon (1)	40
III.5.2 : Elément de taillage de la roue (2).....	41
III.5.3: Elément de taillage du pignon (2)	45
III.5.4: Elément de taillage de la roue (2).....	46

Introduction

Au cours des dernières années, le besoin de maintenir ou de reconquérir les positions de marché, en améliorant la qualité du produit et des services est devenu bien apparent dans différentes industries notamment les briquèteries. Ces briqueteries sont engagées dans des partenariats avec les autorités régionales afin de mettre en œuvre les ultimes pistes d'amélioration encore réalisables; il ne s'agit ici que de détecter les ultimes économies d'énergie car il s'avère que la consommation énergétique est minimale.

Cet engagement a amené les opérateurs du secteur à chercher de nouvelles solutions technologiques en mesure de garantir une flexibilité des méthodes de production, des cycles de travail optimaux et du choix du moyen approprié qui peut répondre aux exigences économiques en temps, prix et qualité de plus en plus restrictifs. Parmi les moyens de transports utilisés, le convoyeur à bande est le mode de transport qui remplit les critères de choix cités précédemment.

Ces convoyeurs à bandes sont des mécanismes utilisés comme composants dans les systèmes de distribution et d'entreposage automatisés. Combinés à des équipements de manutention de palette commandés par ordinateur, ils permettent une distribution plus efficace des produits manufacturés, de détail ou de gros. Ces systèmes permettent de traiter rapidement des volumes de marchandises plus importants tant en réception qu'en expédition, avec des volumes de stockage plus réduits, autorisant d'intéressants gains de productivité aux entreprises.

Le convoyeur à bande est adaptable pour la série de concassage mobile et immobile, il est amplement employé dans le minerais, la métallurgie et l'industrie charbonnière pour transférer le matériel sablonneux et massif, ou le matériel emballé. Actuellement, il ne s'agit plus uniquement de convoyeurs horizontaux, verticaux ou inclinés, mais également de courbes, de convoyeurs présentant des vitesses de plus en plus élevée et de sa maintenance, de sa souplesse d'adaptation et de son aptitude à transporter diverses charges et même à accepter des périodes de surcharge.

La briqueterie de Fréha s'inscrit dans le programme d'optimiser sa production et a pris initiative de procéder au changement de la chaîne de transport existante au sein de l'entreprise par installation d'un convoyeur à bande. Cette entreprise nous a chargé de faire une étude et une conception de ce mécanisme dans le but de sa réalisation.

Pour atteindre cet objectif nous avons organisé notre travail en cinq chapitres.

Après une introduction générale sur le sujet, vient le chapitre I. Ce chapitre abordera les différents modes de transport utilisés dans l'industrie, les différents types de convoyeurs notamment le convoyeur à bande ainsi que ses différents constituants.

Le second chapitre est consacré au calcul des différents efforts agissant sur les éléments du convoyeur à bande tels que les caractéristiques de la bande et du tambour.

Le chapitre trois traite les calculs et le dimensionnement des différents éléments de la transmission qui constituent réducteur de vitesses.

Nous nous sommes intéressés également au choix des matériaux et aux calculs des sollicitations auxquelles sont soumis les arbres dans le chapitre quatre.

Quant au chapitre cinq, il est consacré au choix et au calcul des roulements. La lubrification des engrenages, le graissage des roulements et l'étanchéité constituent la deuxième partie de ce chapitre.

Le travail ainsi effectué nous permet de tirer une conclusion générale

CHAPITRE I

Différents types de convoyeurs

DIFFERENTS TYPES DE CONVOYEURS

I.1 Introduction

Au cours de la phase d'étude d'un projet de manutention de matières brutes ou de produits finis, le choix du mode de transport doit privilégier la solution qui présente le meilleur rapport coût/efficacité. L'étude est fonction du volume des produits et des surcharges à transporter, du matériel utilisé et de sa maintenance.

I.2 Différents modes de transport utilisés [1]

I.2.1 Elévateur à godets

Les élévateurs à godets jointifs sont spécialement conçus pour transporter des produits en vrac à partir des points de chargement vers un seul point de déchargement. Le parcours se déroule de façon continue à la verticale ou selon une forte déclivité à laquelle sont fixés à intervalles réguliers des godets.

Les produits à transporter sont déversés dans chaque godet à la base de l'élévateur puis transportés jusqu'en haut et déversés à nouveau. A cause du fait qu'un reliquat (le reste de produit) peut tomber des godets renversés lors de leur retour à la base de l'élévateur, une couverture d'un élévateur à godets est impérative pour limiter la présence d'un nuage à l'intérieur.

Les élévateurs à godets entraînés par chaîne ou par courroie sont les plus utilisés dans le transport de quantités importantes de produits à grande hauteur. Ce sont des éléments de transport très fiables qui garantissent une grande longévité et un bon fonctionnement.

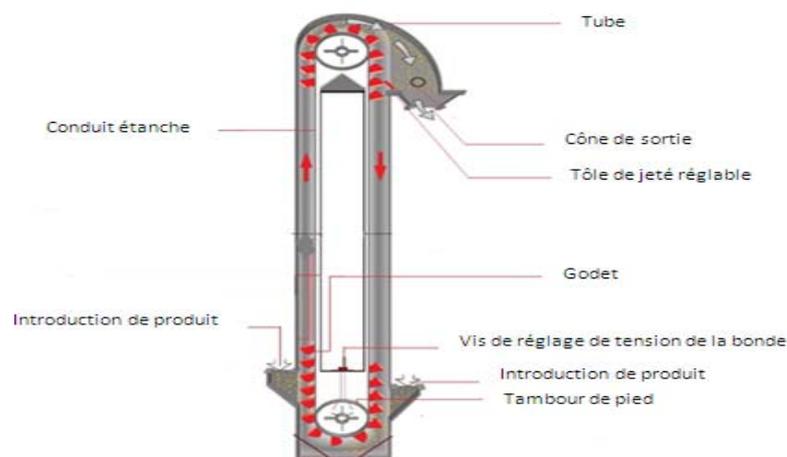


Fig. I.1 : Elévateur à godets

I.2.2 Vis d'Archimède

Une vis d'Archimède se présente comme une hélice en tôle dont l'axe se trouvant dans différentes positions, horizontale, verticale ou incliné d'un angle de 60° . Cette hélice est placée dans une auge ou un tube fixe. La rotation de l'hélice assure le transport d'une extrémité vers l'autre la matière déversée dans l'auge. Comme pour la bande transporteuse, le déplacement de la matière se produit sur toute la longueur de l'auge. Lors du transport de matière, un nuage de poussière se forme à proximité de l'équipement. Pour une bonne protection, il est indispensable de couvrir toute la longueur de la vis

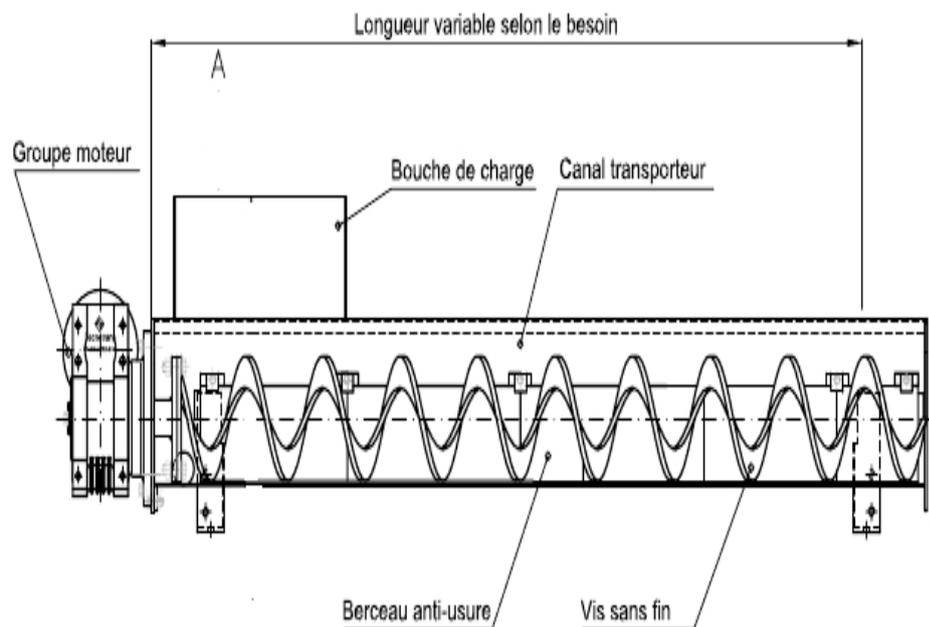


Fig. I.2 : Vis d'Archimède

I.2.3 Transport pneumatique

La matière est souvent transportée à plusieurs centaines de mètres à travers des conduits par l'action d'un flux d'air. Cette méthode convient pour des matières non collantes, poussiéreuses ou à grains fins comme le ciment et le sable.

L'air comprimé vient du compresseur jusqu'à la trémie de transport, puis la vanne de dégazage se ferme et le vide augmente dans la trémie ainsi que dans la canalisation de transport. Le produit est ensuite déplacé depuis la trémie de transport dans la canalisation de transport vers la trémie réceptrice.

L'air comprimé est réparti convenablement de façon à assurer un écoulement régulier du produit dans la canalisation de transport. La canalisation peut présenter des coudes qui sont alors caractérisés par de grands rayons de courbure dans le but d'éviter toute accumulation de la matière qui pourrait conduire au bouchage de cette dernière.

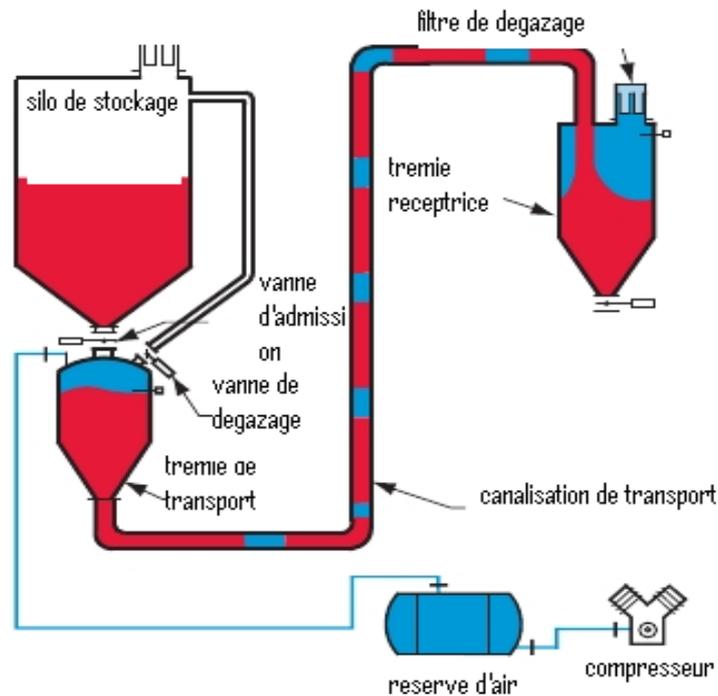


Fig. I.3 : Transport pneumatique

I.2.4 Convoyeur à palette

Ce type de convoyeur permet de transporter par écoulement la matière à l'intérieur d'une auge par l'entremise de palettes (pièces métalliques rectangulaires) raccordées à une ou plusieurs chaînes ou courroie à l'intérieur de l'auge.

On distingue deux types d'écoulement :

- Ecoulement de matière discontinu : c'est dans le cas où les palettes sont espacées lors de leur passage sous la trémie.
- Ecoulement de matière continu : dans ce cas, les palettes sont rapprochées l'une de l'autre lors de leur passage sous la trémie.

Une butée agissant sur une came fixe se trouvant sur la paroi latérale de la palette assure le basculement de cette dernière au-dessous de la trémie de déchargement.

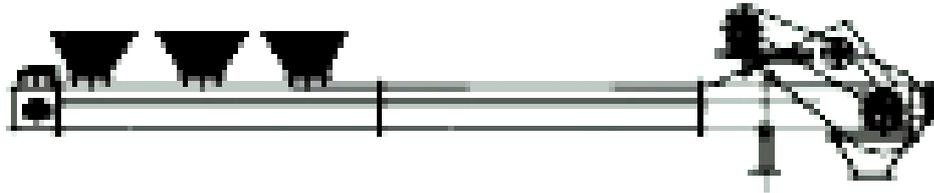


Fig. I.4 : Convoyeur à palette

I.2.5 Convoyeur à raclette

Un transporteur à raclettes est constitué de raclettes rectilignes qui se déplacent en boucle par glissement sur une surface fixe entre deux tambours. La matière déversée sur cette surface à proximité d'un des tambours est entraînée par les raclettes et transportée horizontalement ou avec une faible déclivité jusqu'au second tambour où elle est déversée au point d'utilisation ou sur un autre convoyeur.

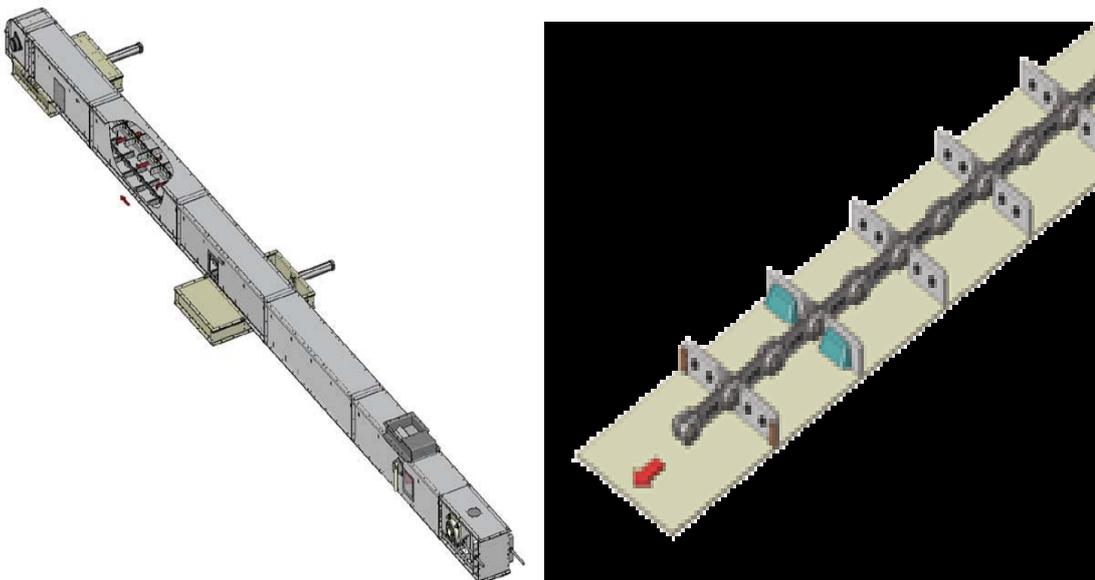


Fig. I.5 : Convoyeur à raclette

I.2.6 Convoyeur à bande [2]

Le convoyeur à bande est un équipement de transfert essentiel dans la ligne de production est ininterrompue. C'est un système largement utilisé dans l'exploitation minière, l'industrie métallurgique et notamment dans l'industrie charbonnière. Les convoyeurs à bande sont adaptés au transport de charges en vrac sur de grandes distances. Actuellement, il ne s'agit plus uniquement de convoyeurs horizontaux ou inclinés, mais également de courbes, de convoyeurs présentant une forte déclivité et des vitesses de plus en plus élevées, sans rupture de charge ni éléments de transfert. Ce type de convoyeur fera l'objet de notre travail.

Les convoyeur à bande présentent plusieurs avantages tels que :

- réduction de la consommation d'énergie,
- longs intervalles entre les périodes de maintenance,
- indépendance du système par rapport à son environnement,
- réduction des coûts d'exploitation.



Fig. I.6 : Convoyeur à bande

1.2.6.1 Eléments principaux d'un convoyeur à bande [2].

Principaux composants d'un convoyeur à bande:

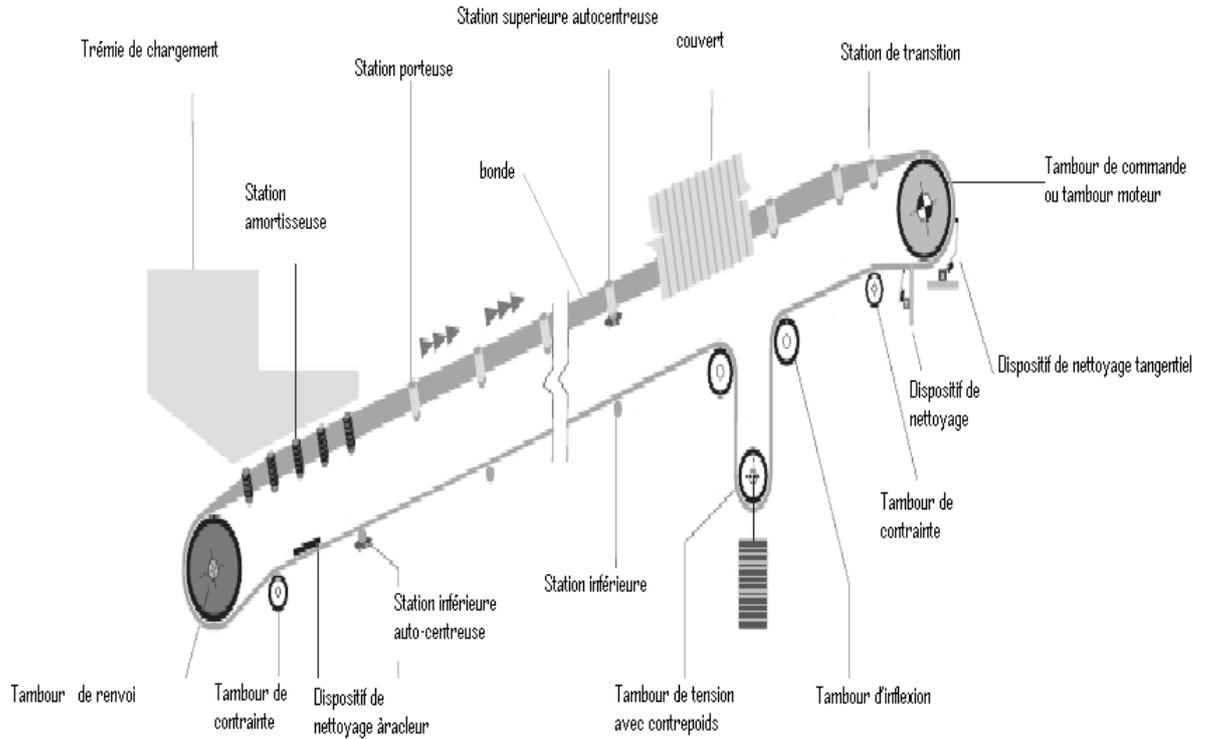


Fig. I.7 : Constituants d'un convoyeur à bande

1.2.6.1.1 La bande

La bande est l'élément principal d'un convoyeur, elle assure plusieurs fonctions telles que :

- réception du produit transporté,
- transmission de la force nécessaire pour le déplacement de la charge.

Les surfaces de la bande (supérieure sur le brin porteur et inférieure sur le brin de retour) sont en contact avec une série de rouleaux montés sur le châssis du convoyeur en un ensemble appelé station-support. A chaque extrémité du convoyeur, la bande s'enroule sur un tambour, l'un d'entre eux étant relié à un groupe d'entraînement pour transmettre le mouvement.

Elle est constituée d'armatures textiles offrant une robustesse et ne subissant quasiment aucun allongement. Un revêtement double en caoutchouc offre une résistance extrême à l'abrasion et à l'usure.

Elle doit être flexible pour s'enrouler sans contrainte sur les tambours et prendre facilement la forme d'auge.

Les caractéristiques d'une bande sont : la largeur, la longueur et son épaisseur

1.2.6.1.2 Les différents types des tambours

Les tambours sont dimensionnés en fonction des caractéristiques de chaque convoyeur et Selon leur emplacement sur le convoyeur. Les tambours doivent résister aux forces exercées à la fois par la tension de la bande et par le produit transporté.

Un tambour est constitué d'un moyeu et d'un axe sur lequel sont montés deux roulements à billes à contact radial et deux flasques assurant l'étanchéité des deux cotés du tambour.

a- Tambour de commande

Il transmet le mouvement à la bande par adhérence et est commandé par le moteur. La surface du tambour peut être laissée en finition normale ou avoir un revêtement en caoutchouc. Ce revêtement peut comporter des striures en chevron, ou droites dans le sens de la marche ou bien en forme de losange, de manière à augmenter le coefficient de frottement et de faciliter l'évacuation de l'eau à la surface du tambour. Il est placé généralement du côté de déchargement du transporteur.

b- Tambours de renvoi

Ce type de tambour permet de renvoyer le mouvement de la bande par adhérence, c'est souvent sur ce tambour qu'agit le système de tension. La surface du tambour n'a pas nécessairement besoin d'être munie d'un revêtement. Son diamètre est inférieur à celui prévu pour le tambour de commande. Il est placé généralement du côté de chargement du transporteur.

c- Tambours d'inflexion ou de contrainte

Ils servent à augmenter l'arc d'enroulement de la bande et, d'une manière générale, ils sont utilisés dans tous les cas où il est nécessaire de dévier la bande au niveau des dispositifs de tension

1.2.6.1.3 Rouleaux

a- Rouleaux supérieurs

Ils soutiennent la bande et tournent librement et facilement sous la charge. Ce sont les composants les plus importants du convoyeur et ils représentent une part considérable de l'investissement total. Le type et la taille des rouleaux à utiliser dans un convoyeur à bande dépendent essentiellement de la largeur de la bande, de l'écartement des stations-soutiens et surtout de la sollicitation maximale que doit supporter chaque rouleau. La température de service doit se situer entre (-20 et + 60°C).

Ses composants sont :

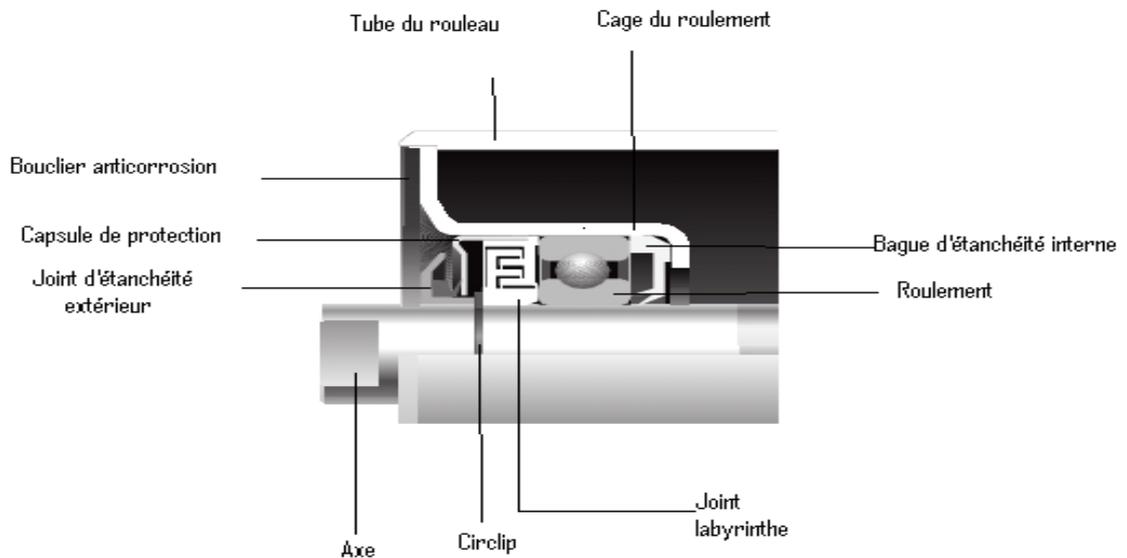


Fig. I.8 : Rouleaux supérieurs d'un convoyeur

- Corps du rouleau

Il est constitué d'un tube en acier d'une épaisseur et d'un diamètre adaptés à l'utilisation prévue. Ses deux extrémités sont usinées pour permettre le maximum de précision au montage. Les cages des roulements sont fixées aux extrémités par soudage ou par emmanchements forcés.

- Axe

L'axe est le composant du rouleau qui est soumis à la charge. Il doit être dimensionné en fonction de celle-ci et de la longueur du rouleau. Il est important de ne pas surcharger le rouleau, car la flèche excessive de l'axe qui en résulterait provoquerait une sollicitation irrégulière sur le roulement.

- Lubrification

La graisse utilisée est une graisse spéciale à base de lithium hautement résistante au vieillissement et à l'humidité. La quantité introduite dans le rouleau est suffisante pour assurer une parfaite lubrification des roulements pendant la durée de vie du rouleau.

- Etanchéité

La fonction essentielle des composants d'étanchéité est de protéger les roulements des éléments nuisibles pouvant provenir de l'extérieur ou de l'intérieur du rouleau.

On trouve à l'intérieur, une bague d'étanchéité avec des balais en contact avec l'axe pour protéger le roulement de la condensation ou de la rouille pouvant se former à l'intérieur du tube. A l'extérieur, on remarque la présence d'un bouclier en matériau anticorrosif qui a pour rôle de protéger le système d'étanchéité contre les chutes des produits à transporter. Une capsule de protection et un joint d'étanchéité' extérieur sont placés derrière le roulement. Ils constituent un important réservoir de graisse permettant de lubrifier le roulement. Cette bague contribue également à l'étanchéité en faisant obstacle à la condensation ou à l'oxydation qui peuvent éventuellement se former à l'intérieur du tube.

- Roulements

Ce sont les éléments qui assurent la rotation du tube par rapport à l'axe fixe. On utilise des roulements à billes à contact radial.

b- Rouleaux inférieurs

On utilise des rouleaux inférieurs espacés pour soutenir la bande dans sa partie inférieure.

c- Rouleaux de guidage

Pour diverses raisons, la bande transporteuse peut parfois avoir tendance à dévier latéralement, des rouleaux de guidage sont montés pour remédier au problème.

d- Rouleaux amortisseurs

C'est un modèle de base en acier muni de bagues qui sont destinées à résister aux efforts dus au choc du produit sur la bande. Ces rouleaux sont positionnés sous le brin porteur de la bande au point de chargement où tombe le produit transporté.

1.2.6.1.4 Stations -supports

On distingue deux types de stations supports sur un convoyeur à bande:

1- Les stations inférieures qui soutiennent à leur retour la bande non chargée. Elle est constituée soit d'un ou deux rouleaux plats, ou d'une auge comprenant deux rouleaux.

2- Les stations supérieures porteuses qui ont pour fonction de soutenir la partie chargée de la bande et de déplacer le produit. Elle comporte généralement un, deux ou trois rouleaux ou plus pour former une auge.

a- Stations supérieures pour un rouleau

Elles sont plates comportant un seul rouleau horizontal généralement soutenu par deux pattes d'attache fixes montées sur le châssis du convoyeur.

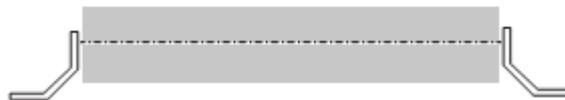


Fig. I.9 : Stations supérieures d'un rouleau

b- Stations supérieures pour deux rouleaux

Les deux rouleaux forment un (V). Ce type de montage n'est utilisé que pour des courroies de faible largeur, sinon les rouleaux seront soumis à des charges qui peuvent occasionner une rupture.

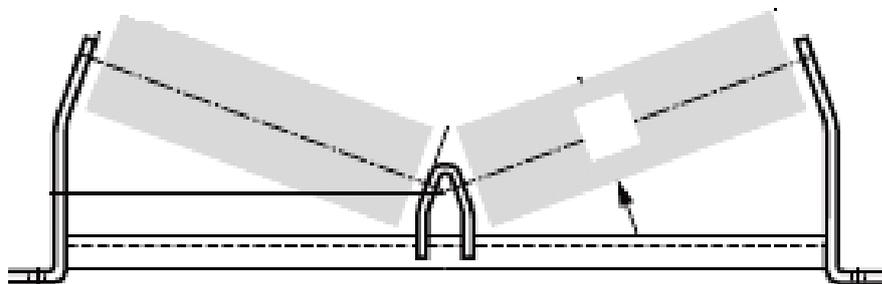


Fig. I.10 : Stations supérieures pour deux rouleaux

c- Stations supérieures pour trois rouleaux

Le rouleau central est horizontal, les deux autres rouleaux latéraux sont inclinés souvent d'un angle de 20° ou de 30°, il en résulte un effet d'autocentrage qui aide la bande à ne pas dévier, c'est la disposition la plus courante.

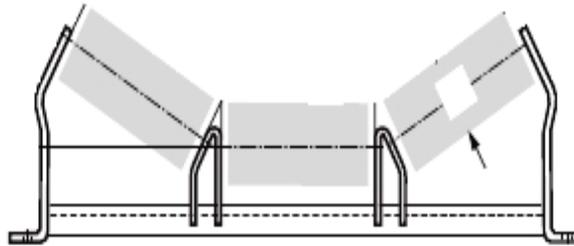


Fig. I.11 : Stations supérieures pour trois rouleaux

d- Stations supérieures pour cinq rouleaux

Le rouleau central se trouve dans une position horizontale, les deux premiers rouleaux latéraux sont inclinés d'un angle de 20° et les deux autres rouleaux latéraux sont inclinés souvent d'un angle de 30°, il en résulte un effet d'autocentrage qui aide la bande à ne pas dévier, c'est la disposition la plus utilisée pour les grands convoyeurs.

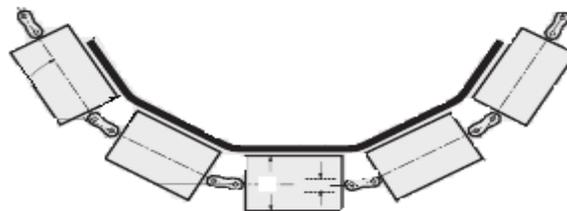


Fig. I.12 : Stations supérieures pour cinq rouleaux

e- Stations inférieures

Le choix des stations inférieures joue une grande importance, étant donné qu'elles participent au centrage et au nettoyage de la bande. Les rouleaux des stations inférieures étant en contact avec le côté sale de la bande. Les stations inférieures peuvent comporter des rouleaux en acier ordinaires ou à amortisseurs. Ces stations comportent généralement un seul rouleau horizontal soutenu par deux pattes d'attache fixes montées sur le châssis du convoyeur.



Fig. I.13 : Stations inférieures

f- Stations en porte-à-faux

Les stations en porte-à-faux sont équipées de deux rouleaux. Elles peuvent être utilisées sur des convoyeurs de petite ou de moyenne capacité transportant des produits à faible granulométrie

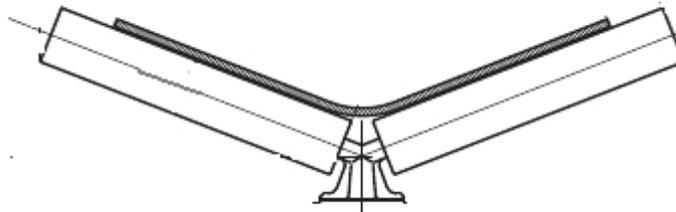


Fig. I.14 : Stations en porte-à-faux

g- Stations amortisseuses

Les stations amortisseuses sont équipées de rouleaux amortisseurs qui sont destinées à résister aux efforts dus au choc du produit sur la bande. Ces stations sont positionnées sous le brin porteur de la bande au point de chargement où tombe le produit.

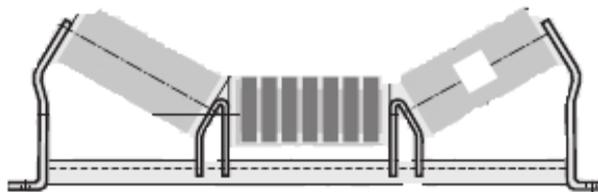


Fig. I.15 : Stations amortisseuses

1.2.6.1.5 Dispositif de tension

L'effort nécessaire pour maintenir la bande en contact avec le tambour d'entraînement est fourni par un dispositif de reprise de tension qui peut être une vis, ou un contrepoids. Le contrepoids applique un effort de tension constant à la bande, quelles que soient les conditions. Son poids est calculé en fonction des limites minimales nécessaires pour assurer la tension correcte de la bande afin d'éviter toute surtension. Le mouvement du dispositif de tension à contrepoids est calculé d'après l'élasticité de la bande pendant les diverses phases de fonctionnement du convoyeur.

1.2.6.1.6 Trémie

La trémie est conçue pour faciliter le chargement et le glissement du produit en absorbant les chocs de la charge et en évitant l'endommagement de la bande. Elle permet un chargement immédiat du produit et résoudre les problèmes d'accumulation. L'inclinaison des parois doit être fonction de la manière dont le produit tombe, de sa trajectoire et ainsi que de la vitesse du convoyeur. La granulométrie et la masse volumique du produit, ainsi que ses propriétés physiques, telles que humidité, corrosion, etc. jouent également une grande importance lors de la conception.

1.2.6.1.7 Dispositif de nettoyage

Le système de nettoyage de la bande doit faire l'objet d'une attention toute particulière de manière à réduire la fréquence des opérations de maintenance notamment lorsque la bande transporte des produits humides ou collants. Un nettoyage efficace permet au convoyeur d'atteindre un maximum de productivité. Il existe un grand nombre de types et de modèles de dispositifs de nettoyage de bande. Le plus simple est constitué d'une lame racleuse droite.



Fig. I.16 : Dispositif de nettoyage

I.2.6.1.8 Couverts pour convoyeurs

Les couverts pour convoyeurs ont une importance fondamentale lorsqu'il est nécessaire de protéger le produit transporté de l'air ambiant et d'assurer le bon fonctionnement de l'installation.

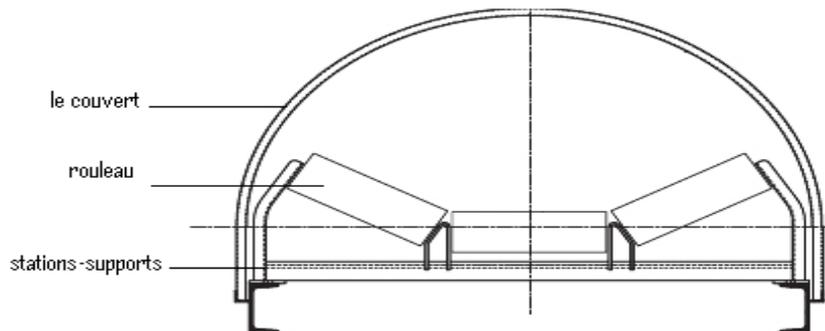


Fig. I.17 : Couvert pour convoyeurs

I.3 Chargement [2].

Le chargement est un facteur essentiel pour la durée de service de la bande, pour cela il faut respecter les principes suivant :

- Faire tomber les fines avant les blocs afin d'éviter la déformation des surfaces extérieures des rouleaux et l'usure de la bande
- Permettre une alimentation régulière afin d'assurer un débit constant à la sortie
- Utiliser les stations amortisseuses afin de résister aux efforts dus au choc du produit sur la bande
- Une vitesse trop faible ne permet pas un bon décollage de la matière, d'où le frottement sur la bande. Une vitesse trop élevée provoquera une usure rapide de l'organe recevant le produit. Le choix de la vitesse est un facteur qui permet d'augmenter la longévité des convoyeurs

I.4 Conclusion

Le choix des appareils de manutention devra transporter de la matière en vrac, pouvoir travailler en décente et permet de transporter des produits sur des grandes distances avec un débit constant et continue tout en ayant un rendement meilleur.

Parmi les différents appareils de manutention cités ci-dessus, la vis d'Archimède n'est pas pratique pour les grandes distances, de plus leur rendement est faible. Le transport pneumatique n'est pas adéquat car l'aspiration d'une matière lourde n'est pas une chose aisée. L'élévateur à godets ou convoyeur à palette n'affronte pas une continuité de débit. Par contre le convoyeur à bandes se trouve être la solution adéquat, car il répond efficacement aux critères de choix, d'autant plus que ce type de transport est déjà utilisé largement dans différentes entreprises.

Cahier des charges

La briqueterie de Fréha s'inscrit dans le programme d'améliorer son produit et d'optimiser sa production. Elle a pris initiative de procéder au changement de la chaîne de transport existante au sein de l'entreprise par installation d'un convoyeur à bande.

Longueur du convoyeur 12000 mm

Un réducteur de vitesse qui fera l'objet de ce travail est lié à l'arbre moteur par un accouplement rigide. Les caractéristiques du moteur électrique sont données ci-dessous :

Choix du moteur électrique

Moteurs asynchrones triphasés fermé

Type de moteur : LS 100L

Puissance = 2,2 KW

Vitesse de rotation $N_m = 1440 \text{tr}/\text{min}$ $\Rightarrow W_m = 150,7 \text{ rad}/\text{s}$

Intensité sous 380 Volt et 5,5 A

Rendement $\eta = 81,7\%$ Masse = 20 kg

CHAPITRE II

CALCUL DES ELEMENTS DU CONVOYEUR A BANDE

CALCUL DES ELEMENTS DU CONVOYEUR A BANDE

II. 1 Introduction

Les convoyeurs à bande sont caractérisés par le type de bande transporteuse utilisée (matériaux, texture, épaisseur) et par la position du groupe de motorisation (central ou en extrémité).

Un convoyeur à bande est composé :

- De 3 tambours (commande, renvoi et tension) et de son moto -réducteur
- d'un rouleau d'extrémité
- d'un châssis porteur avec une sole de glissement qui assure le soutien de la bande
- d'une bande transporteuse

Le choix du système optimal de transport d'un convoyeur dépend d'une connaissance parfaite des caractéristiques de ces éléments et des forces qui s'exercent sur tous les composants du système. Les principaux facteurs qui déterminent le dimensionnement d'un convoyeur à bande sont: le débit-volume nécessaire, le type de produit à transporter et ses caractéristiques, telles que granulométrie, propriétés physiques et chimiques.

II.2 Choix de la bande

Une bande transporteuse ou courroie transporteuse ou convoyeur à bande, est un dispositif de transport ou de manutention permettant le déplacement continu de marchandises en vrac ou de charges isolées

Elle est constituée essentiellement d'une bande sans fin en matériau souple entraînée et supportée par des poulies motorisées. La bande, plus ou moins large, comporte un brin inférieur et un brin supérieur, lequel supporte et entraîne la marchandise posée dessus. Elle peut être munie de nervures en chevrons permettant un meilleur entraînement de la marchandise.

Le parcours de la bande transporteuse peut être horizontal, ascendant ou descendant. Il peut être rectiligne ou comportant des courbes.

II.2.1 Calcul du débit jour Q

Les caractéristiques des produits utilisés sont données ci-dessous :

Masse volumique d'argile $\rho_1 = 1,8kg/dm^3$

Masse volumique de tuf $\rho_2 = 1,5kg/dm^3$

Masse volumique de produits ρ

$$\rho v = \rho_2 v_2 + \rho_1 v_1$$

$$v_1 = 85\%v \quad \text{et} \quad v_2 = 15\%v$$

$$\rho v = \rho_1 85\%v + \rho_2 15\%v \quad \Rightarrow \quad \rho = 1,8 \cdot 0,85 + 1,5 \cdot 0,15$$

$$\rho = 1.755 \text{ t/m}^3$$

La production est d'une cadence moyenne de 60000 briques par jour.

Nombre de brique $nb = 60000 \text{ briques}$

Poids d'une brique $pb = 5.5kg$

Heure de travail 16 h /jour

$$Q = nb \cdot pb$$

$$Q = 60000 \cdot 5,5 = 330000kg = 330t$$

$$Q = 330t$$

- Quantité du mélange de matière utilisée par heure de travail :

Le débit de matière utilisée par heure de travail est calculé par la formule ci-dessous

Débit/ heure Q_h

$$Q_h = \frac{330}{16} = 20,625 \text{ t/h}$$

$$Q_h = 20,625 \text{ t/h}$$

II.2.2 Choix de largeur de la bande L [2]

La largeur de la bande du convoyeur est tirée d'un tableau, son choix dépend de certains paramètres tels que :

- Angle de la station
- Angle d'éboulement de l'argile et du sable
- Angle de talutage de l'argile et du sable.
- Granulométrie de mélangé
- La vitesse maximale

1- Angle de la station $\lambda = 20^\circ$ a 35°

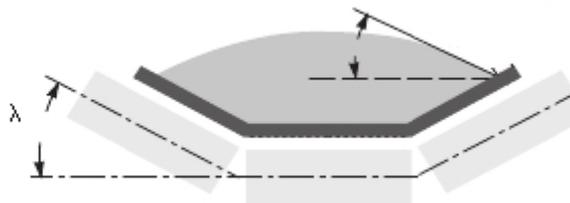


Fig. II.1 : Angle de la station

2- Angle d'éboulement de l'argile et du sable

L'angle γ varie entre 25° à 35°

$\gamma = 25^\circ$ à 35°

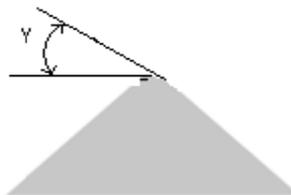


Fig. II.2 : Angle d'éboulement

3- Angle de talutage de l'argile et du sable

Angle de talutage (β) de argile =20°, celui du sable est de 5°

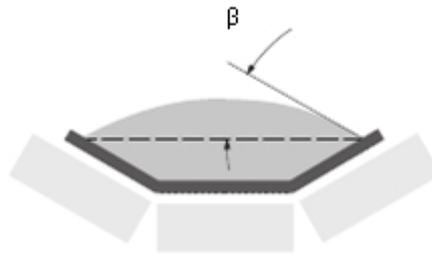


Fig. II.3 : Angle de talutage

4- Granulométrie de mélange $G < 100\text{mm}$

5- Vitesse max $< 2,5\text{m/s}$

D'après les différents paramètres énumérés ci-dessus, on choisit la largeur de la bande et ses différentes caractéristiques.

II.2.3 Caractéristiques et largeur de la bande choisie

- Largeur de la bande est de 400 mm

La bande en armature textile EP DIN 22102

- Epaisseur de la bande 8 mm (4 mm armature textile + 4 mm revêtement)

- Poids de la bande par mètre linéaire $qb = 5,3\text{kg/m}$

- Charge de rupture de la bande en armature textile (EP)

$$C_r = 315 \text{ N/mm} \Rightarrow qb = 5,3\text{kg/m} \text{ (Poids total du revêtement et de l'armature)}$$

-Le poids du produit transporté par la bande par mètre linéaire est calculé comme suit :

$$qG = \frac{Q_h}{3,6 \cdot V}$$

(Pour une vitesse linéaire du déplacement de la bande $V=1\text{m/s}$)

$$qG = \frac{20,625 \text{ t/h}}{3,6 \cdot V} = 5,73 \text{ kg}$$

$$qG = 5,73 \text{ kg}$$

II.3 Choix des rouleaux

On choisit le dimensionnement des rouleaux selon :

-Vitesse de la bande qui est de 1 m/s et inférieure à 2 m/s

- Largeur de la bande qui est de 400 mm

II.3.1 Rouleau supérieur

Tableau .II.1 Dimensions du rouleau supérieur

D=89 mm	S=3 mm
A=186 mm	e=4 mm
B=160 mm	g=9 mm
C=168 mm	Ch =14 mm
d=20 mm	P _{rs} =1,7 kg
[C _d]=179 daN (capacité de charge)	

II.3.2 Rouleau inférieur

Tableau .II.2 : Dimensions du rouleau inférieur

D=89 mm	S=3 mm
A=526 mm	e=4 mm
B=500 mm	g=9 mm
C=508 mm	Ch=14 mm
d=20 mm	P _{ri} =3,7 kg
[C _d]=179 daN (capacité de charge))	

Tableau .II.3 : Dimensions du Support rouleaux

D=89 mm	Ch=14 mm
C=168 mm	K=267 mm
Q=640 mm	P=5,4 kg
E=700 mm	Ca=286 kg (capacité)
H=125 mm	$\lambda = 30^\circ$

II.3.4 Calcul sur les rouleaux [2]

II.3.4.1 Calcul du nombre des rouleaux

Le convoyeur est d'une longueur de 12 mètres et équipé de deux stations, l'une supérieure et l'autre inférieure.

La station supérieure contient 3 rouleaux espacés les uns des autres d'une distance de 1,2 m. Il est nécessaire de calculer donc le nombre de stations :

a- Station supérieure

Le nombre de stations est calculé comme suit :

n_s : nombre de stations

$$n_s = \frac{A}{e_{s_s}} = \frac{12}{1.2} = 10$$

Avec :

A : longueur du convoyeur

- $e_{s_s}=1,2$ m : écartement entre les stations supérieures

Le nombre total de rouleaux supérieurs de la station est :

$$n_{st} = n_s \cdot 3 = 30 \text{ rouleaux}$$

$$n_{st} = 30 \text{ rouleaux}$$

b- Station inférieure

Calcul du nombre de rouleaux :

- $es_i = 3$ m écartement entre les stations inférieures

$$n_I = \frac{A}{es_i} = \frac{12}{3} = 4 \Rightarrow n_I = 4 \text{ rouleaux}$$

$n_I = 4$ rouleaux

II.3.4.2 Vérification des rouleaux aux charges statique et dynamique

Ces différentes charges statique et dynamique proviennent du poids total de la bande et du poids de la matière transportée.

a- Calcul des efforts agissant sur le rouleau supérieur

- Effort statique

$$C_{SS} = es_s \cdot (qb + qG) \cdot 0,981 = es_s \cdot \left(qb + \frac{Q_h}{3,6 \cdot V} \right) \cdot 0,981$$

$$C_{SS} = 1,2 \cdot (5,3 + 5,73) \cdot 0,981 = 13 \text{ daN}$$

- Effort dynamique

$$C_{ds} = C_{SS} \cdot F_d \cdot F_s \cdot F_m$$

$F_s = 1,2$ Coefficient d'utilisation (plus de 16 heures par jour)

$F_d = 1$ Coefficient de choc Granulométrie G= (0 ÷ 100 mm)

$F_m = 1$ Coefficient lié à l'environnement (présence du produit abrasif ou corrosif)

$$C_{ds} = C_{SS} \cdot F_d \cdot F_s \cdot F_m = 13 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 15,6 \text{ daN}$$

$$C_{ds} = 15,6 \text{ daN} < [C_d] = 179 \text{ daN} \text{ (capacité de charge)}$$

- Calcul de l'effort dynamique agissant sur le rouleau central de la station supérieure

$$C_{dc} = C_{ds} \cdot F_p = 19,48 \cdot 0,65 = 12,66 \text{ daN}$$

$F_p = 0,65$ Coefficient de participation ($\lambda = 30^\circ$ angle de la station)

b- Calcul des efforts agissant sur le rouleau inferieur

- Effort statique

$$C_{si} = (e_{si} \cdot qb) \cdot 0,981 = (3 \cdot 5,3) \cdot 0,981 = 15,6 \text{ daN}$$

- Effort dynamique

$$C_{di} = C_{si} \cdot F_v \cdot F_s \cdot F_m = 15,6 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1,2 = 15,91 \text{ daN}$$

$$C_{di} = 15,91 < [C_d] = 179 \text{ daN (capacité de charge)}$$

$F_v = 0,85$ Coefficient de vitesse ($v=1\text{m/s}$ et $D=89 \text{ mm}$)

II.4 Calcul des différents efforts agissant sur les tambours [2]

II.4.1 Calcul de l'effort tangentiel total F sur le pourtour du tambour de commande

$$F = Fa + Fr$$

Fa : Effort tangentiel de la section supérieure de la bande

$$Fa = [A \cdot Cp \cdot f \cdot Ct(qb + qG + qro) + H \cdot (qG + qb)] \cdot g$$

$$Fa = [12 \cdot 4,5 \cdot 0,023 \cdot 1 (5,3 + 5,73 + 4,25) + 3,5 \cdot (5,73 + 5,3)] \cdot 0,981$$

$$Fa = 56,5 \text{ daN} = 565 \text{ N}$$

$$Fr = [A \cdot Cp \cdot f \cdot Ct(qb + qru) - (H \cdot qb)] \cdot g$$

$$Fr = [12 \cdot 4,5 \cdot 0,023 \cdot 1 (5,3 + 1,24) - (3,5 \cdot 5,3)] \cdot 0,981$$

$$Fr = -10,23 \text{ daN} = -102,3 \text{ N}$$

Fr : Efforts tangentiels de la section inférieure de la bande (-) décente

$$F = Fa + Fr = 565 \text{ N} - 102,3 \text{ N} = 462,7 \text{ N} = 46,27 \text{ daN}$$

$A =$ entraxe du convoyeur = 12 m

$C_p = 4,5$: Coefficient de résistance fixe ($A=12 \text{ m} \Rightarrow C_p = 4,5$),

$C_t=1$: Coefficient de résistance passive (Température (+20°C))

$f = 0,023$: Coefficient de frottement des pièces tournantes

$q_b = 5,3 \text{ kg/m}$: Poids de la bande par mètre linéaire

$q_G = 5,73 \text{ kg/m}$: Poids du produit transporté par mètre linéaire

-Parties tournantes inférieures :

$q_{RU} = 1,24 \text{ kg/m}$: Poids des parties tournantes inférieures

$$q_{RU} = \frac{3,7 \cdot 4}{12}$$

Nombre de rouleaux : 4

Longueur du tapis : 12m

Poids du rouleau inférieur : 3,7 Kg

-Parties tournantes supérieures :

$q_{RO} = 4,25 \text{ kg/m}$: Poids des parties tournantes supérieures

$$q_{RO} = \frac{1,7 \cdot 30}{12}$$

Nombre de rouleaux : 30

Longueur du tapis : 12m

Poids du rouleau inférieur : 1,7 Kg

Variation de la hauteur de la bande : $H = 3,5 \text{ m}$

II.4.2 Calcul de la tension dans la bande sur le tambour de commande

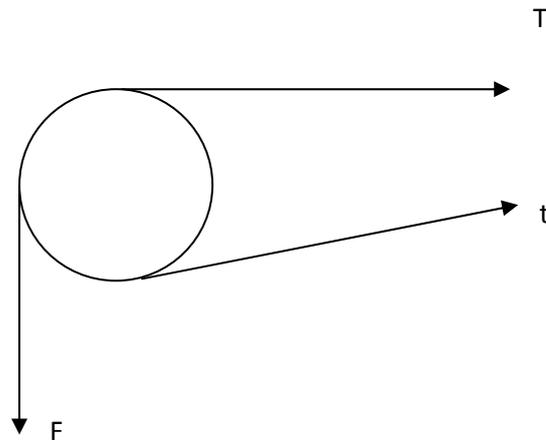


Fig. II.6 : Présentation des forces sur le tambour de commande

$$\sum \overrightarrow{MF_{ext}} = \vec{0}$$

$$F \cdot R_1 + t_1 \cdot R_1 - T_1 \cdot R_1 = 0 \Rightarrow F + t_1 - T_1 = 0 \Rightarrow T_1 = F + t_1$$

Condition d'entraînement sans glissement $T_1 < t_1 \cdot e^{f\alpha_1}$

$f=0,35$: coefficient de frottement entre la bande et le tambour

$\alpha_1 = 220^\circ = 3,84$ rad: arc d'enroulement de la bande sur le tambour

$$e^{f\alpha_1} = e^{0,35 \cdot 3,84} = 3,83$$

$$T_1 = F + t_1 \Rightarrow t_1 \cdot e^{f\alpha_1} = F + t_1 \Rightarrow F = t_1(e^{f\alpha_1} - 1)$$

$$\Rightarrow t_1 = F \frac{1}{e^{f\alpha_1} - 1} = 462,7 \cdot \frac{1}{3,83 - 1} = 163,5 \text{ N}$$

$$T_1 = F + t_1 = 462,7 + 163,5 = 626,2 \text{ N}$$

$$\frac{T_1}{t_1} = \frac{626,2}{163,5} = 3,82 < e^{f\alpha_1} = 3,83$$

La condition de non glissement est vérifiée

$B = 397,70 \text{ mm}$: Entraxe entre D_1 et D_3

Calcul entraxe C : entraxe entre D_2 et D_3

$$C = 1200 - 397,70 = 11602,3 \text{ mm}$$

$$L = (A + B + C) + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_3)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_3)^2}{8B} - \frac{G(D_1 + D_3)}{C} - \frac{G(D_2 + D_3)}{B}$$

$$L = (12000 + 397,70 + 11602,3) + \frac{\pi}{2}(315 + 270) + \frac{(270 - 315)^2}{8 \cdot 12000} + \frac{(270 + 190)^2}{8 \cdot 12000} + \frac{(315 + 190)^2}{8 \cdot 397,70}$$

$$L = 24993,2 \text{ mm} \Rightarrow L = 25 \text{ m}$$

$G = 0$: Distance entre les deux axes horizontaux (D_2 et D_1) et D_3

II.6 Condition non glissement du tambour de renvoi

$$\tan(\gamma_2) = \frac{D_2 + D_3}{C} = \frac{460}{11602,3} \Rightarrow (\gamma_2) = 2,27^\circ$$

$$\alpha_2 = \pi + \gamma_2 - \beta = 180^\circ + 2,27^\circ - 0,111^\circ = 182,16^\circ$$

$\alpha_2 = 182,16^\circ = 3,17 \text{ rad}$: Arc d'enroulement de la bande sur le tambour D_2

$f = 0,5$ coefficient de frottement entre la bande et le tambour (D_2)

$$e^{f\alpha_2} = e^{0,5 \cdot 3,17} = 4,88$$

$$\frac{T_2}{t_2} = e^{f\alpha_2}$$

$$T_2 = F + t_2 \Rightarrow T_2 = F \frac{e^{f\alpha_2}}{e^{f\alpha_2} - 1}$$

$$\Rightarrow T_2 = F \frac{e^{fa}}{e^{fa} - 1} = 462,7 \cdot \frac{4,88}{4,88 - 1} = 581,95 \text{ N}$$

$$t_2 = T_2 - F = 581,95 - 462,7 = 119,25 \text{ N}$$

$$\text{Verification } \frac{T_2}{t_2} = \frac{581,95}{119,25} = 4,87 < e^{f\alpha_2} = 4,88$$

II.7 Vérification à la rupture de la bande

$$T_{\max} = \max (T_1, T_2, t_1, t_2) < T_i$$

$$T_i = C_r \cdot L = 31,5 \text{ daN/mm} \cdot 400 \text{ mm} = 12600 \text{ daN}$$

T_i : Tension minimale nécessaire pour la rupture de la bande.

$L = 40 \text{ cm}$: Largeur de la bande

$$T_{\max} = T_1 = 62,62 \text{ daN}$$

La condition est vérifiée

II.8 Conclusion

Ce chapitre montre les critères utilisés pour choisir les dimensions de la bande, les tambours, le type de rouleaux utilisés et la disposition des stations-supports. La bande est la partie principale du convoyeur. Il faut donc la choisir avec la plus grande attention afin de déterminer celle qui est la mieux adaptée à l'usage que l'on compte faire. De même, le choix des tambours et des rouleaux est important, car une bande peut être conçue pour ne fonctionner que sur des tambours de certains diamètres.

Les éléments doivent être choisis de manière de garantir un bon fonctionnement et d'assurer une grande longévité du mécanisme.

CHAPITRE III

CALCUL ET DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE TRANSMISSION

CALCUL ET DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DE TRANSMISSION

III. 1 Introduction

Ce chapitre a pour but l'étude d'une transmission s'effectuant entre un moteur électrique et un convoyeur à bande composé de deux étages. Le premier étage est un réducteur de vitesse composé d'une transmission par roues cylindrique à denture hélicoïdale ayant pour tâche de réduire la vitesse de l'arbre de sortie. Le second permettra de transmettre le mouvement vers un convoyeur à bande à vitesse constante à l'aide d'une courroie crantée.

III. 2 Choix de transmission

Caractéristiques du moteur électrique

Puissance = 2,2 KW

- Vitesse de rotation de l'arbre moteur $N_m = 1440 \text{ tr/min}$

$$W_m = 150,7 \text{ rd/s}$$

Rendement $n = 81,7\%$

- Vitesse de rotation du tambour de commande qui passe de 0 à 1 m/s

$$wt = \frac{\Delta v}{r} = \frac{1 - 0}{0,1575} \Rightarrow wt = 6,35 \text{ rd/s}$$

$$wt = \frac{\pi \cdot N_t}{30} \Rightarrow N_t = \frac{30 \cdot W_t}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,35}{\pi} = 60,74 \text{ tr/mn}$$

$$N_t = 60,74 \text{ tr/mn}$$

$r = 0,1575 \text{ m}$: rayon de tambour de commande

Le rapport total de la transmission R est calculé comme suit :

$$R = \frac{W_m}{W_t} = \frac{150,7}{6,35} = 23,73$$

D'après le rapport total de la transmission obtenu, nous avons opté pour un mécanisme de transmission à deux étages.

Pour satisfaire ce rapport de transmission R , deux rapports de transmission i_1 et i_2 ont été choisis de telle sorte que le produit de ces rapports de transmission soit égal au rapport R de la transmission obtenu.

$$i_1 \cdot i_2 = 1,48 \cdot 16 = 23,73$$

$$i_1 = 1,48 \quad \text{et} \quad i_2 = 16$$

Le premier étage c'est un réducteur de vitesse à engrenages cylindrique à denture hélicoïdale avec un rapport de transmission $i_2 = 16$

Une transmission par courroie avec un rapport de transmission $i_1 = 1,48$ et un rendement $\eta = 0,95$ fera l'objet du deuxième étage.

- Chaîne cinématique du mécanisme de la transmission

Moteur → réducteur → Transmission par courroie → tambour moteur

III.2.1 Solution graphique

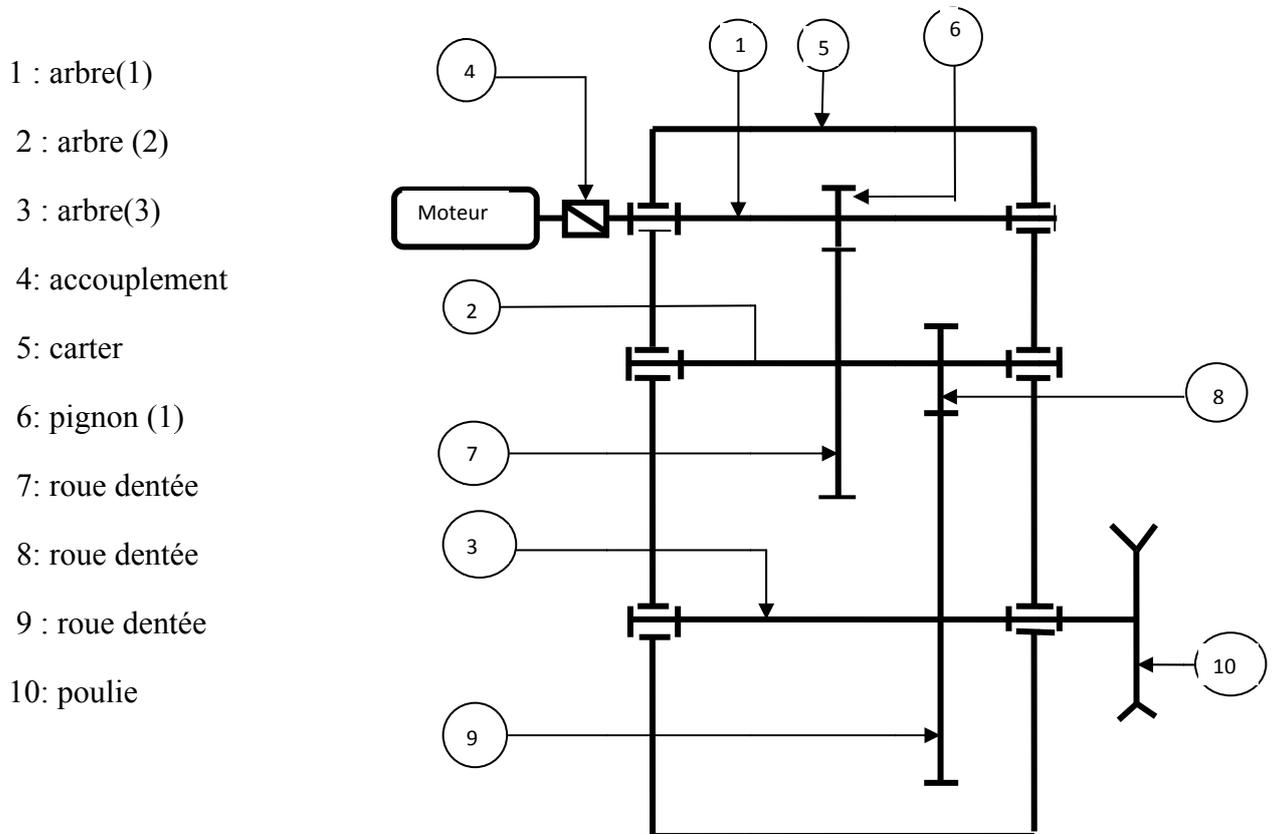


Fig. III.1 : Schéma cinématique

Donc on utilise :

Un réducteur de vitesses à engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales à deux étages.

Le rapport de réduction d'un étage $i_3 = 4$ avec un $\eta' = 0,97$

III.2.2. Principe de fonctionnement

Le moteur transmet le mouvement de rotation à l'arbre (1) par l'intermédiaire de l'accouplement (4). La rotation de l'arbre (2) est obtenue grâce au mouvement de rotation de la roue dentée (7) reçu par le pignon (6) solidaire à l'arbre (1). L'engrènement des deux roues dentées (8) et (9) permet de transmettre un mouvement de rotation à l'arbre (3) qui entraîne la poulie montée à son extrémité.

La liaison en rotation de la poulie et l'arbre (3) est obtenue à l'aide d'une clavette parallèle.

Les guidages en rotation sont assurés par des roulements à billes à contact oblique BT.

III.3 Choix des matériaux [4]

Pour toutes les roues, on choisit de l'acier (xc38) trempé superficiellement à l'huile (T=840°C) revenu à (T=550°C)

Les caractéristiques de ce matériau sont :

- résistance à la rupture $\sigma_r = 650 \text{ N/mm}^2$

- résistance élastique $\sigma_e = 400 \text{ N/mm}^2$

- la dureté 260 HB.

- Module de Young $E=21.10^4 \text{ N/mm}^2$

La trempe sera pratiquée après usinage : La trempe superficielle a pour but d'augmenter la résistance aux contraintes de contact tout en gardant des bonnes résistances à la flexion dans le cœur de la dent.

III.4 Choix des différents coefficients des matériaux utilisés dans la Transmission [5]

- Calcul des contraintes admissibles au contact et à la flexion :

a- Au contact

$$[\sigma]_c = CB.HB.K_C \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma]_c = 25 \cdot 260 \cdot 1 = 650 \text{ Mpa}$$

b- A la flexion

$$[\sigma]_f = \frac{0.45 \sigma_r}{[n] \lambda_\sigma} = 81,25 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_f = \frac{0.45 \cdot 650}{2 \cdot 1.8} = 81,25 \text{ MPa}$$

$\varphi = 20^\circ$: Angle de pression

$\beta = 12^\circ$ (8 à 15) : Angle d'hélice

$K_c = 1$ (coefficient de concentration de charge le long de la ligne de contact)

$\psi_A = 0.4$ (0,4 à 0,6): (Coefficient de la largeur de dent par rapport à l'entraxe).

$C_B = 250$

$\lambda_\sigma = 1,8$: (Coefficient de concentration des contraintes)

$K_f = 1,35$ (1,3 à 1,4): (Coefficient tenant compte de l'augmentation de la résistance à la flexion de la denture en comparaison avec la denture droite.

$[n] = 2$ (coefficient de sécurité admissible)

$\overline{K_c} = 1,3$ (1,25 à 1,35) : (Coefficient tenant compte de l'augmentation de la résistance en comparaison avec la denture droite)

$z_1 = 18$ dents : nombre de dent du pignon

$K_d = 1.3$: (Coefficient dynamique)

III.5 Calcul des caractéristiques de l'engrenage [5]

III.5.1 Premier étage

a- Calcul de puissance l'arbre (2)

$$\eta = 0,93 \quad \text{Rendement d'accouplement}$$

$$n_m = 0,817 \quad \text{Rendement du moteur}$$

$$n_r = 0,99 \quad \text{Rendement du roulement}$$

$$n_e = 0,97 \quad \text{Rendement de l'engrenage}$$

$$n_{t1} = \eta \cdot n_m \cdot n_r \cdot n_e = 0,93 \cdot 0,817 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,745$$

$$n_{t1} = 0,745$$

$$n_{t1} = \frac{P_2}{P_m} \Rightarrow P_2 = P_m \cdot n_{t1} = 2200 \cdot 0,745 = 1639,74 \text{ W} = 1,63974 \text{ KW}$$

$$P_2 = 1639,74 \text{ W} = 1,63974 \text{ KW}$$

b- Calcul de la Vitesse de rotation de l'arbre (2)

$$N_2 = \frac{N_m}{i_3} = \frac{1440}{4}$$

$$N_2 = 360 \text{ tr/min}$$

c- Calcul du moment M_2

$$M_2 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_2}{N_2} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,63974}{360}$$

$$M_2 = 43498,66 \text{ N. mm}$$

d- Calcul de l'entraxe :

$$A \geq (i_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,59}{i_3 [\sigma]_c}\right)^2 \frac{E}{\sin 2\varphi} \frac{M_2}{\psi_A \cdot K_f} K_c K_d}$$

$$A \geq (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0.59}{4 \cdot 650}\right)^2 \frac{21 \cdot 10^4}{0.643} \frac{43498.66}{0.4 \cdot 1.35} \frac{1.1,3}{1}} = 60,38 \text{ mm}$$

$$A \geq 60,38 \text{ mm}$$

On prend $A = 61 \text{ mm}$

e- Détermination du module de l'engrènement:

$$dp_1 = \frac{2 \cdot A}{i_3 + 1} = \frac{2 \cdot 61}{4 + 1}$$

$$dp_1 = 24,4 \text{ mm}$$

$$m_a = \frac{dp_1}{Z_1} = \frac{24,4}{18}$$

$$m_a = 1,355$$

$$m_n = m_a \cdot \cos \beta = 1,355 \cdot \cos(12)$$

$$m_n = 1,325$$

- Normalisation de m_n

$$m_n = 1,5$$

- Recalculons dp_1

$$dp_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 18}{\cos(12)}$$

$$dp_1 = 27,6 \text{ mm}$$

$$dp_1 = 28 \text{ mm (Nombre entier)}$$

- Recalculons β

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot Z_1}{dp_1} = 0,966 \Rightarrow \beta = 15$$

$$dp_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{m_n \cdot Z_1 \cdot i_3}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 18 \cdot 4}{\cos(15)}$$

$$dp_2 = 111,8 \text{ mm}$$

f- Correction de l'entraxe A_c

$$A_c = \frac{dp_1 + dp_2}{2} = \frac{28 + 111,8}{2}$$

$$A_c = 69,9 \text{ mm}$$

g- Calcul de la largeur de la dent :

$$B_2 = \psi_A \cdot A_c = 0,4 \cdot 69,9$$

$$B_2 = 27,96 \text{ mm}$$

$$B_1 = B_2 + (5 \text{ à } 10) = 35 \text{ mm}$$

h- Calcul de vérification de la denture au contact:

$$\sigma_c = 0,59 \cdot \frac{i_3 + 1}{A_c \cdot i_3} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin 2\varphi}} \cdot \sqrt{\frac{i_3 + 1}{B_2 \cdot K_c} \cdot E \cdot M_2 \cdot K} \leq [\sigma]_c$$

$$\sigma_c = 0,59 \cdot \frac{4 + 1}{69,9 \cdot 4} \cdot \sqrt{\frac{1}{0,643}} \cdot \sqrt{\frac{4 + 1}{27,96 \cdot 1,3} \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 43498,66 \cdot 1,3}$$

$$\sigma_c = 541,13 \text{ Mpa} \leq [\sigma]_c = 650 \text{ Mpa}$$

La condition de résistance au contact de la dent est vérifiée.

i- Vérification de la denture à la flexion :

– Calcul de Z_{1eq}

$$Z_{1eq} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3(15)}$$

$$Z_{1eq} = 19,97$$

$$Z_{1eq} = 20 \text{ dents} \Rightarrow Y_1 = 0,372 : \text{Coefficient de forme}$$

$$Z_{2eq} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{72}{\cos^3(15)}$$

$$Z_{2eq} = 79,89 \text{ dents}$$

$$Z_{2eq} = 80 \text{ dents} \Rightarrow Y_2 = 0,478 \text{ : Coefficient de forme}$$

$$\sigma_{f_1} = \frac{2 \cdot M_2 \cdot K}{K_f \cdot i_3 \cdot Z_{1eq} \cdot m_n^2 \cdot B_2 \cdot Y_1} = \frac{2 \cdot 43498,66 \cdot 1,3}{1,35 \cdot 4 \cdot 20 \cdot 1,5^2 \cdot 27,96 \cdot 0,372}$$

$$\sigma_{f_1} = 44,74 \text{ MPa} \leq [\sigma]_f = 81,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_2} = \frac{2 \cdot M_2 \cdot K}{K_f \cdot Z_{2eq} \cdot m_n^2 \cdot B_2 \cdot Y_2} = \frac{2 \cdot 43498,66 \cdot 1,3}{1,35 \cdot 80 \cdot 1,5^2 \cdot 27,96 \cdot 0,478}$$

$$\sigma_{f_2} = 34,82 \text{ MPa} \leq [\sigma]_f = 81,25 \text{ MPa}$$

La condition de résistance à la flexion est vérifiée.

III.5.1.1 Élément de taillage des engrenages

A- Élément de taillage du pignon (1)

Tableau-III.5.1 : Élément de taillage du pignon(1)

Le module réel	$m_n = 1,5$
Le module apparent	$m_a = 1,355$
La saillie	$h_a = m_n = 1,5$
Creux	$h_f = 1,25m_n = 1,875$
Hauteur	$h = 2,5m_n = 3,75$
Pas apparent	$P_a = \pi \cdot m_a = 3,387$
Pas réel	$P_n = \pi \cdot m_n = 4,71$
Angle de l'hélice	$\beta = 15$
Diamètre de tête	$d_a = d_p + 2m_n = 31 \text{ mm}$
Nombre de dents	$z_1 = 18$
Diamètre primitif	$d_p = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = 28 \text{ mm}$
Diamètre de pied	$d_f = d_p - 2,5m_n = 24,25$
Largeur de dent	$B_1 = B_2 + (5 a 10) = 35 \text{ mm}$

B- Élément de taillage de la roue(2)

Tableau-III.5.2 : Élément de taillage de la roue(2)

Le module réel	$m_n = 1,5$
Le module apparent	$m_a = 1,355$
La saillie	$h_a = m_n = 1,5$
Creux	$h_f = 1,25m_n = 1,875$
Hauteur	$h = 2,5m_n = 3,75$
Pas apparent	$P_a = \pi \cdot m_a = 3,387$
Pas réel	$P_n = \pi \cdot m_n = 4,71$
Angle de l'hélice	$\beta = 15$
Diamètre de tête	$d_a = d_p + 2m_n = 114,8 \text{ mm}$
Nombre de dents	$z_2 = 72$
Diamètre primitif	$d_p = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = 111,8 \text{ mm}$
Diamètre de pied	$d_f = d_p - 2,5m_n = 108,05 \text{ mm}$
Largeur de dent	$B_2 = 27,96 \text{ mm}$

III.5.1.2 Calcul des efforts agissant sur l'engrenage*a- Calcul de l'effort total agissant sur la dent*

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_2}{d_{p_2}} = \frac{2 \cdot 43498,66}{111,8}$$

$$F_1 = 760,26 \text{ N}$$

Avec :

$$M_2 = 43498,66 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{p_2} = 111,8 \text{ mm}$$

b- Calcul de l'effort tangentiel:

$$F_{t1} = F_1 \cdot \cos \beta = 734,35 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 734,35 \text{ N}$$

c- Calcul de l'effort radial:

$$F_{r1} = F_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 760,26 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(15)}$$

$$F_{r1} = 286,47 \text{ N}$$

d- Calcul de l'effort axial:

$$F_{a1} = F_1 \cdot \operatorname{tg} \beta = 760,26 \cdot \operatorname{tg}(15)$$

$$F_{a1} = 203,71 \text{ N}$$

III.5.2 Deuxième étage

a- Calcul de puissance l'arbre d'entre (3)

$$n_e = 0,97 \quad \text{Rendement de l'engrenage}$$

$$n_r = 0,99 \quad \text{Rendement du roulement}$$

$$n_{t2} = n_e \cdot n_r = 0,97 \cdot 0,99 = 0,96$$

$$n_{t2} = 0,96$$

$$n_{t2} = \frac{P_3}{P_2} \Rightarrow P_3 = P_2 \cdot n_{t2} = 1639,74 \cdot 0,96$$

$$P_3 = 1574,15 = 1,57415 \text{ KW}$$

b- Calcul de la Vitesse de rotation de l'arbre (3)

$$N_3 = \frac{N_2}{i_3} = \frac{360}{4}$$

$$N_3 = 90 \text{ tr/min}$$

c- Calcul du moment M_3

$$M_3 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_3}{N_3} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,57415}{90}$$

$$M_3 = 167087,04 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

d- Calcul de l'entraxe :

$$A \geq (i_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0.59}{i_3 [\sigma]_c}\right)^2 \frac{E}{\sin 2\varphi} \frac{M_3 K_c K_d}{\psi_A \cdot K_f}}$$

$$A \geq (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0.59}{4 \cdot 650}\right)^2 \frac{21 \cdot 10^4}{0,643} \frac{167087,04 \cdot 1 \cdot 1,3}{0,4 \cdot 1,35}} = 94,56 \text{ mm}$$

On prend $A = 95 \text{ mm}$

e- Détermination du module de l'engrènement:

$$dp_1 = \frac{2 \cdot A}{i_3 + 1} = \frac{2 \cdot 95}{4 + 1}$$

$$dp_1 = 38 \text{ mm}$$

$$m_a = \frac{dp_1}{Z_1} = \frac{38}{18}$$

$$m_a = 2,11$$

$$m_n = m_a \cdot \cos \beta = 2,11 \cdot \cos(12)$$

$$m_n = 2,06$$

Normalisation de m_n

$$m_n = 2,5$$

-Recalculons dp_1

$$dp_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 18}{\cos(12)}$$

$$dp_1 = 46 \text{ mm}$$

$$dp_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{m_n \cdot Z_1 \cdot i_3}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 18 \cdot 4}{\cos(12)}$$

$$dp_2 = 184,02 \text{ mm}$$

f- Correction de l'entraxe A_c

$$A_c = \frac{dp_1 + dp_2}{2} = \frac{46 + 184,02}{2}$$

$$A_c = 115 \text{ mm}$$

g- Calcul de la largeur de la dent :

$$B_2 = \psi_A \cdot A_c = 0,4 \cdot 115$$

$$B_2 = 46 \text{ mm}$$

$$B_1 = B_2 + (5 \text{ a } 10) = 52 \text{ mm}$$

h- Vérification de la denture au contact:

$$\sigma_c = 0,59 \cdot \frac{i_3 + 1}{A_c \cdot i_3} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin 2\varphi}} \cdot \sqrt{\frac{i_3 + 1}{B_2 \cdot K_c}} \cdot E \cdot M_3 \cdot K \leq [\sigma]_c$$

$$\sigma_c = 0,59 \cdot \frac{4 + 1}{115 \cdot 4} \cdot \sqrt{\frac{1}{0,643}} \cdot \sqrt{\frac{4 + 1}{46 \cdot 1,3}} \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 1,67087,04 \cdot 1,3$$

$$\sigma_c = 493,87 \text{ Mpa} \leq [\sigma]_c = 650 \text{ Mpa}$$

La condition de résistance au contact est vérifiée.

i- Vérification de la denture à la flexion :

$$Z_{3 \text{ eq}} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3(12)}$$

$$Z_{3 \text{ eq}} = 19,23 \text{ dent}$$

$$Z_{3 \text{ eq}} = 20 \text{ dents} \Rightarrow Y_3 = 0,372 : \text{Coefficient de forme}$$

$$Z_{4 \text{ eq}} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{72}{\cos^3(12)}$$

$$Z_{4 \text{ eq}} = 76,93 \text{ dents}$$

$$Z_{4 \text{ eq}} = 77 \text{ dents} \Rightarrow Y_4 = 0,477 : \text{Coefficient de forme}$$

$$\sigma_{f_3} = \frac{2 \cdot M_3 \cdot K}{K_f \cdot i_3 \cdot Z_{3 \text{ eq}} \cdot m_n^2 \cdot B_2 \cdot Y_3} = \frac{2 \cdot 1,67087,04 \cdot 1,3}{1,35 \cdot 4 \cdot 20 \cdot 2,5^2 \cdot 46 \cdot 0,372}$$

$$\sigma_{f_3} = 37,61 \text{ MPa} \leq [\sigma]_f = 81,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_4} = \frac{2 \cdot M_3 \cdot K}{K_f \cdot Z_{4 \text{ eq}} \cdot m_n^2 \cdot B_2 \cdot Y_4} = \frac{2 \cdot 167087,04 \cdot 1,3}{1,35 \cdot 77 \cdot 2,5^2 \cdot 46 \cdot 0,477}$$

$$\sigma_{f_4} = 30,47 \leq [\sigma]_f = 81,25 \text{ MP}$$

Donc la condition de résistance à la flexion est vérifiée.

III.5.2.1 Élément de taillage des engrenages

A- Élément de taillage du pignon(2)

Tableau-III.5.3: Élément de taillage du pignon(2)

Le module réel	$m_n = 2,5$
Le module apparent	$m_a = 2,11$
La saillie	$h_a = m_n = 2,5$
Creux	$h_f = 1,25m_n = 3,125$
Hauteur	$h = 2,5m_n = 6,25$
Pas apparent	$P_a = \pi \cdot m_a = 6,62$
Pas réel	$P_n = \pi \cdot m_n = 7,85$
Angle de l'hélice	$\beta = 12$
Diamètre de tête	$d_a = d_p + 2m_n = 51 \text{ mm}$
Nombre de dents	$z_3 = 18$
Diamètre primitif	$d_p = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = 46 \text{ mm}$
Diamètre de pied	$d_f = d_p - 2,5m_n = 39,75$
Largeur de dent	$B_3 = B_4 + (5 \text{ à } 10) = 52 \text{ mm}$

B) Élément de taillage de la roue (2)

Tableau-III.5.4: Élément de taillage de la roue (2)

Le module réel	$m_n = 2,5$
Le module apparent	$m_a = 2,11$
La saillie	$h_a = m_n = 2,5$
Creux	$h_f = 1,25m_n = 3,125$
Hauteur	$h = 2,5m_n = 6,25$
Pas apparent	$P_a = \pi \cdot m_a = 6,62$
Pas réel	$P_n = \pi \cdot m_n = 7,85$
Angle de l'hélice	$\beta = 12$
Diamètre de tête	$d_a = d_p + 2m_n = 189,02 \text{ mm}$
Nombre de dents	$z_4 = 72$
Diamètre primitif	$d_p = \frac{m_n \cdot z_4}{\cos \beta} = 184,02 \text{ mm}$
Diamètre de pied	$d_f = d_p - 2,5m_n = 177,77 \text{ mm}$
Largeur de dent	$B_4 = 46 \text{ mm}$

III.5.2.2 Calcul des efforts agissant sur l'engrenage*a- Calcul de l'effort total*

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_3}{d_{p4}} = \frac{2 \cdot 167087,04}{184,02}$$

$$F_2 = 1815,96 \text{ N}$$

b- Calcul de l'effort tangentiel

$$F_{t2} = F_2 \cdot \cos \beta = 1776,27 \text{ N}$$

c- Calcul de l'effort radial:

$$F_{r2} = F_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1815,96 \cdot \frac{\operatorname{tg} (20)}{\cos (12)}$$

$$F_{r2} = 675,72 \text{ N}$$

d- Calcul de l'effort axial:

$$F_{a2} = F_2 \cdot \operatorname{tg} \beta = 1815,96 \cdot \operatorname{tg} (12)$$

$$F_{a2} = 386 \text{ N}$$

III.5.3 Calcul de la courroie synchrone [6]

III.5.3.1 Choix du facteur de service

La sélection du facteur de service, F_s , se fait à l'aide des tableaux correspondants. Il dépend du type de moteur, de l'application et du temps de fonctionnement.

$$\text{Avec : } F_s = S_0 + S_1 + S_2$$

D'après le type du moteur choisi et la condition d'utilisation on a $S_0 = 1,4$

$$\text{On aura : } F_s = 1,4 + 0,1 + 0 = 1,5$$

III.5.3.2 Calcul de la puissance de calcul

Puissance de calcul (P_c) = facteur de service (F_s) \times la puissance absorbée (P_a) (à défaut l'arbre de sortie (3) P_3)

$$P_c = F_s \cdot P_3 = 1,5 \cdot 1,57 = 2,35 \text{ kW}$$

III.5.3.3 Détermination du pas de la courroie

La sélection du pas se fait à partir du guide .
Pour cela, on utilise la puissance de calcul et la vitesse de la plus petite poulie (vitesse la plus rapide).

Avec : $P_c = 2,35 \text{ KW}$ et $N_3 = 90 \text{tr/nim}$ on obtient le profil H

III.5.3.5 Sélection des poulies

A partir de la valeur du rapport de transmission $i_1 = 1,48$ on détermine les diamètres des deux poulies qui permettront d'avoir le rapport de transmission recherché ; Il conviendra de respecter le diamètre minimum d'enroulement pour chaque profil. Ce diamètre est égal au diamètre de la plus petite poulie de la gamme standard pour chaque pas.

On prend $Z = 30$ dents pour la petite poulie et $Z = 44$ dents pour la grande.

III.5.3.6 Calcul de la longueur théorique de la courroie

A partir du diamètre des poulies et de l'entraxe désiré, on calcule la longueur théorique de la courroie avec la formule suivante:

$$L_{th} = 2.A_d + 1.57.(d + D) + \frac{(D - d)^2}{4.A_d}$$

L_{th} : Longueur théorique de la courroie

$A_d = 600 \text{ mm}$: Entraxe désiré

d : diamètre de la petite poulie

D : diamètre de la grande poulie

$$L_{th} = 2 \times 600 + 1,57 \times (121.28 + 177.87) + \frac{(177.87 - 121.28)^2}{4 \times 600}$$

$$L_{th} = 1671 \text{ mm}$$

- Choix de la longueur approximative de la courroie

Il faut sélectionner sur le tableau des longueurs de courroie, la longueur normalisée $L_p = 1676,40 \text{ mm}$ correspondante aux valeurs calculées.

III.5.3.7 Calcul de l'entraxe

L'entraxe approché se calcule à partir de la formule suivante:

$$A_C = \frac{4.L_p - 2\pi \times (D + d) + \sqrt{[4L_p - 2\pi.(D + d)]^2 - 32 \times (D - d)^2}}{16}$$

$$A_C = 602,6 \text{ mm}$$

A_C : entraxe

L_p : longueur de la courroie

Vérification de l'angle d'enroulement α :

$$\alpha = 180 - \frac{D-d}{E} \times 57 = 174,6^\circ > 120^\circ$$

La condition est vérifiée

III.5.3.8 Calcul du facteur de largeur théorique

A partir de la puissance de base, P_b (puissance lue à l'intersection de la ligne vitesse et de la colonne poulie sur les tableaux de puissance), on détermine le facteur de largeur théorique de la courroie.

$$F_{Lth} = \frac{P_c}{P_b \times F_L \times F_d}$$

On a : $P_b=1.2$ KW et $F_L=0,9$

F_{Lth} = facteur de largeur théorique.

P_c = puissance de calcul.

P_b = puissance de base.

F_L = facteur de longueur de la courroie.

F_d = facteur de dents en prise.

Le nombre de dents en prise, TIM se calcule à partir de la formule suivante:

$$TIM = n. \left[0,5 - \frac{(N - n)}{18,85 \cdot Ne} \right]$$

TIM : nombre de dents en prise,

$N = 44$: nombre de dents de la grande poulie,

$n = 30$: nombre de dents de la petite poulie.

$P = 12,7$: le pas

$$Ne = \frac{A_c}{P} = \frac{602,6}{12,7} = 47,44$$

$$TIM = 30. \left[0,5 - \frac{(44 - 30)}{18,85 \cdot 47,44} \right] = 14,53 \text{ dents}$$

Donc : $F_d = 1$

Ce qui donne :

$$F_{Lth} = \frac{2,35}{1,2 \cdot 0,95 \cdot 1} = 2,12 \approx 2,14$$

On tire donc du tableau la largeur de la courroie en fonction de cette valeur trouvée.

A partir de F_{Lth} , on sélectionne le facteur de largeur réel le plus proche par excès dans les tableaux des facteurs de largeur. Ce facteur de largeur permet de déterminer la largeur standard de la courroie pour l'application.

III.5.3.9 Calcul de la tension statique dans les brins

$$P_3 = 1,57 \text{ kW}$$

$$T_{st} = 600 \cdot \frac{P_3}{V}$$

$$V = N_t \cdot N \cdot \frac{\text{pas}}{60000}$$

T_{st} : Tension statique

P_3 : Puissance à transmettre en kW

V : vitesse linéaire de la courroie en m/sec

N : Le nombre des dents de la grande poulie

$N_t = 60,74 \text{ tr/mn}$ vitesse de la grande poulie

$$V = 0.57 \text{ m/s}$$

$$T_{st} = 1652.6 \text{ N}$$

III.5.3.10 Calcul de la charge intervenant sur les arbres

$$Q = 2T_{st} \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 3301,5 \text{ N}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta = \tan^{-1}\left(\varphi \cdot \tan\frac{\gamma}{2}\right) \\ \varphi = \frac{T - t}{T + t} = \frac{\frac{P_3}{V}}{2 \times T_{st}} = 1,66 \\ \gamma = \frac{D - d}{A_C} \times 57 = 5,4^\circ \\ \Rightarrow \theta = 4,5^\circ \end{array} \right.$$

$$Q_v = Q \cdot \cos(4,5) = 3291,5 \text{ N} \quad : \text{ Charge Verticale}$$

$$Q_h = Q \cdot \sin(4,5) = 257,4 \text{ N} \quad : \text{ Charge Horizontale}$$

$$F = \frac{P_3}{V} = 2754,38 \text{ N} \quad : \text{ Force de traction}$$

III.6 Conclusion

Afin d'obtenir une transmission silencieuse, nous avons opté pour une transmission par un engrenage cylindrique à denture hélicoïdale avec un faible frottement sur les flans, moins de vibration et avec un bon rendement.

Quant au choix de la courroie crantée, il est basé sur leur simplicité et de leur fiabilité remarquable. L'avantage principal que présente ce type de courroie consiste en une adhérence accrue de la courroie à la poulie, ce qui empêche tout glissement.

CHAPITRE IV

Calcul des arbres

Calcul des arbres

IV.1.Introduction

Les transmissions mécaniques sont des mécanismes susceptibles de transmettre l'énergie (puissance) des moteurs aux organes d'exécution des machines (récepteurs) généralement avec changement de vitesses, des efforts ou des moments et parfois avec changement de l'allure et de la nature de mouvement.

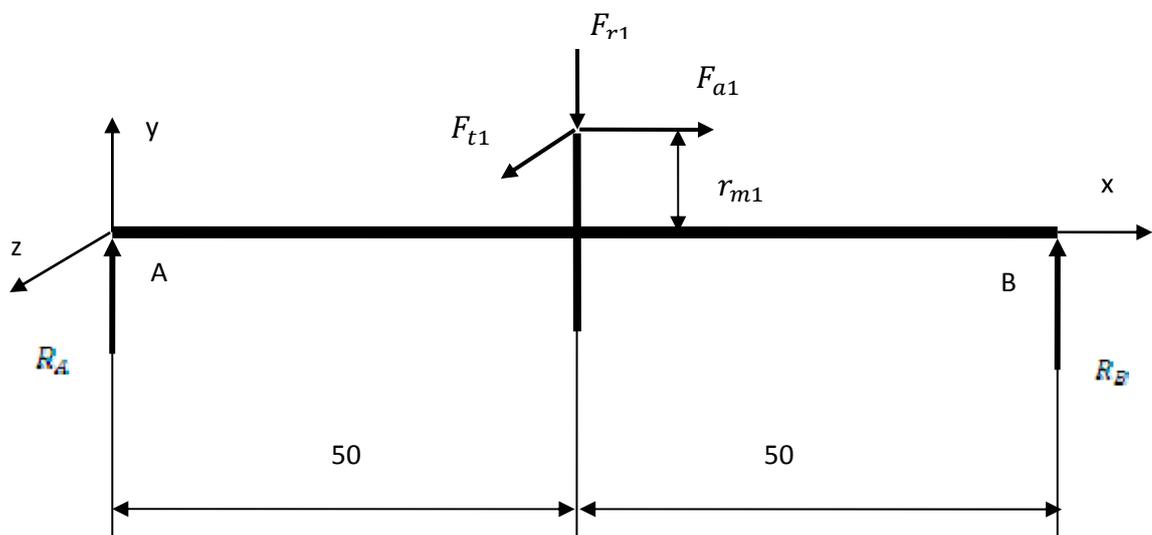
L'élément qui porte les pièces de rotation d'une machine ou d'un mécanisme et qui fait tourner leur axe de rotation s'appelle axe ou arbre. Ses parties d'appuis s'appellent les tourillons, les supports des tourillons s'appellent les paliers.

L'arbre est une pièce rotative ou fixe, il est de section circulaire qui supporte généralement des engrenages (roues dentées), des paliers, volant, manivelles, pignons et chaînes et autres éléments qui transmettent un mouvement ou une puissance d'une partie d'une machine vers une autre.

La contrainte de torsion est la sollicitation principale auquel est soumis un arbre. Suivant le rôle qui lui est dévolu, l'arbre peut être également soumis à des contraintes de flexion. Il est donc l'un des éléments mécaniques les plus fréquemment utilisés. Selon sa géométrie et ses fonctions, un arbre peut porter différentes qualifications telles que :

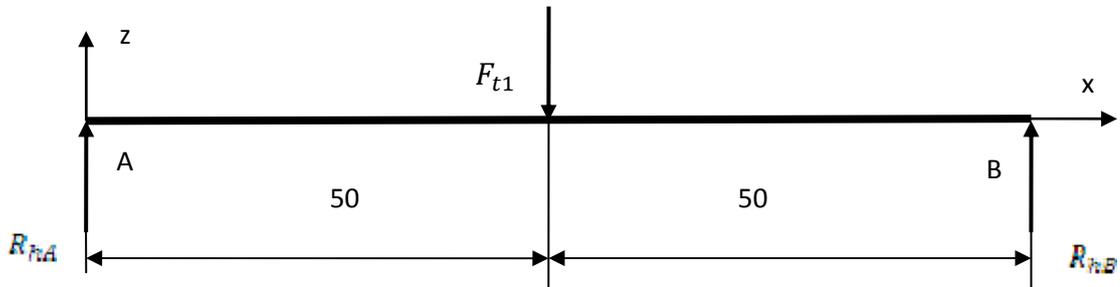
- arbre de transmission, s'il transmet une puissance d'un moteur à une machine ou à un élément de machine.
- arbre de renvoi, s'il distribue un mouvement de rotation entre différents éléments.

IV.2. Calcul de l'arbre (1) [5]



IV.2.1 Calcul des réactions

A) Suivant le plan horizontal



$$F_{t1} = 734,35 \text{ N}$$

$$\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{hA} + R_{hB} - F_{t1} = 0$$

$$\sum M_{f/B} = 0 \Rightarrow R_{hA} \cdot 100 - F_{t1} \cdot 50 = 0$$

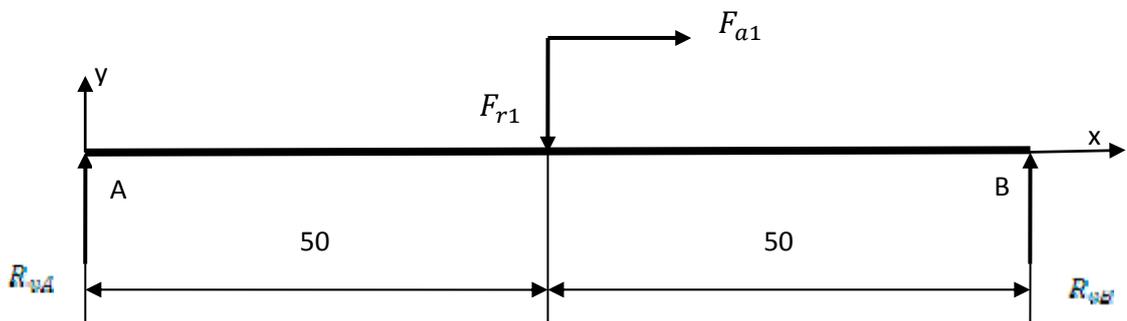
$$R_{hA} = F_{t1} \cdot \frac{50}{100}$$

$$R_{hA} = 367,17 \text{ N}$$

$$R_{hB} = F_{t1} - R_{hA}$$

$$R_{hB} = 367,17 \text{ N}$$

B) Suivant le plan vertical



$$r_{m1} = 14 \text{ mm} \quad F_{a1} = 203,71 \text{ N} \quad F_{r1} = 286,47 \text{ N}$$

$$\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{vA} + R_{vB} - F_{r1} = 0$$

$$\sum M_{ext/B} = 0 \Rightarrow R_{vA} \cdot 100 + F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot 50 = 0$$

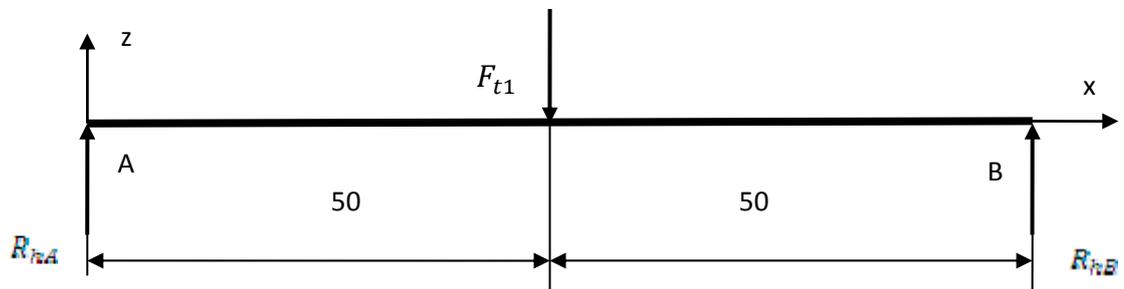
$$\Rightarrow R_{vA} = F_{r1} \cdot \frac{50}{100} - F_{a1} \cdot \frac{14}{100}$$

$$R_{vA} = 114,71 \text{ N}$$

$$R_{vB} = F_{r1} - R_{vA} = 171,76 \text{ N}$$

IV.2.2 Calcul des moments fléchissant

A) Suivant le plan horizontal



$$0 \leq x \leq 50$$

$$Mf = R_{haA} x$$

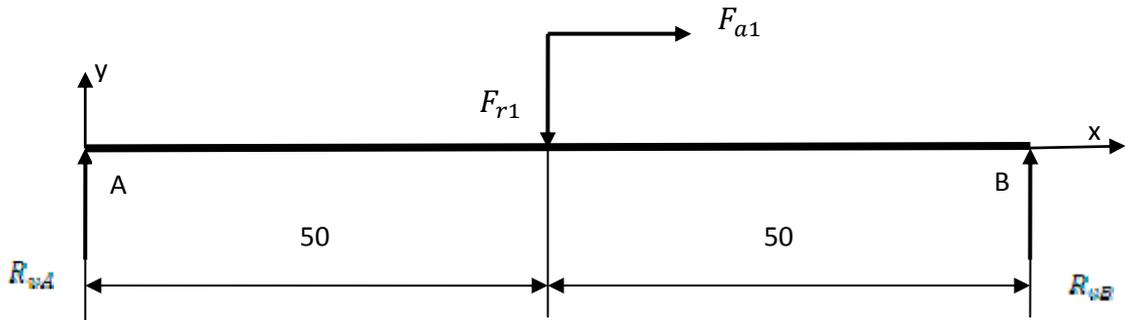
$$\Rightarrow \begin{cases} x = 0 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \\ x = 50 \Rightarrow Mf = R_{haA} x = 367,17 \cdot 50 = 18358,5 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$50 \leq x \leq 100$$

$$Mf = R_{haA} \cdot x - F_t \cdot (x - 50)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 50 \Rightarrow Mf = 18358,5 \text{ N.mm} \\ x = 100 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$

B) Suivant le plan vertical



$$0 \leq x \leq 50$$

$$Mf = R_{vA} \cdot x$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 0 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.m} \\ x = 50 \Rightarrow Mf = 5735,5 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$50 \leq x \leq 100$$

$$Mf = R_{vA} \cdot x + F_{a1} r_{m1} - F_r \cdot (x - 50)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 50 \Rightarrow Mf = 8587,44 \text{ N.mm} \\ x = 100 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$

IV.2.3 Calcul du moment fléchissant résultant

$$M_{f \max} = \sqrt{(M_{fv \max})^2 + (M_{fh \max})^2}$$

$$M_{f \max} = \sqrt{(8587,44)^2 + (18358,5)^2}$$

$$M_{f \max} = 20267,67 \text{ Nmm}$$

IV.2.4 Calcul moment fléchissant idéal

$$M_t = F_{t1} \cdot r_{m1} = 734,35 \cdot 14$$

$$M_t = 10280,90 \text{ Nmm}$$

$$M_i = \sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_t)^2}$$

$$M_i = \sqrt{(20267,67)^2 + (10280,90)^2}$$

$$M_i = 22726,09 \text{ N.m}$$

IV.2.5 Calcul du diamètre de l'arbre (1)

$$\frac{M_i}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma]f$$

$$[\sigma]f = \frac{\sigma_E}{[2]} = \frac{400}{2} = 200 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{[\sigma] \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{23415,34}{200 \cdot 0,1}}$$

$$\Rightarrow d \geq 10,43$$

On prend $d = 20 \text{ mm}$

IV.2.6 Vérification aux charges statiques

$$\text{Condition de résistance : } \sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma = \sigma_{fmax} + \sigma_t$$

$$\sigma_t = \frac{F_a}{s} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2} = 0,648$$

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{fmax}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{20267,67}{0,1 \cdot 20^3}$$

$$\sigma_{fmax} = 25,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_{fmax} + \sigma_t = 25,33 + 0,648$$

$$\sigma = 25,98 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Mt}{0,2 \cdot d^3} = \frac{10280,90}{0,2 \cdot 20^3}$$

$$\tau = 6,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{(25,98)^2 + 3 \cdot 6,42^2}$$

$$\sigma_r = 28,26 \text{ MPa} \leq [\sigma]_f = 200 \text{ MPa} \quad \text{La condition de résistance est vérifiée}$$

V.2.7 Vérification aux charges cycliques

Les sollicitations de l'arbre sont : Flexion rotative + torsion répétée.

$$\text{La condition à vérifier : } n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\left(\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}\right)} \geq [n] = 2$$

- résistance à la rupture $\sigma_r = 650 \text{ N/mm}^2$

- résistance élastique $\sigma_e = 400 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{cases} D = 23 \text{ mm} \\ d = 20 \text{ mm} \end{cases}$$

$$\tau_r = 0,6 \sigma_r = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 0,45 \sigma_r = 292,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 0,27 \sigma_r = 175,5 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} k_\sigma = 1,9 \text{ (par interpolation)} \\ k_\tau = 1,5 \text{ (par interpolation)} \end{cases}$$

$$\sigma_a = \sigma_f = \frac{M f_{\max}}{0,1 d^3} = \frac{20267,67}{0,1(20)^3}$$

$$\sigma_a = \sigma_f = 25,33 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M t}{0,2 \cdot d^3} = \frac{10280,90}{0,2 \cdot 20^3}$$

$$\tau_a = \tau_m = 6,42 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_\sigma = 0,92 \\ \varepsilon_\tau = 0,83 \end{cases}$$

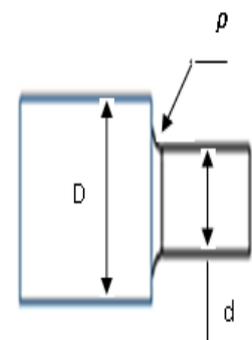
$$\begin{cases} \beta_s = 0,918 \text{ (par interpolation)} \\ \beta_{ts} = 2,4 \text{ (par interpolation)} \end{cases}$$

Calcul de n_σ et n_τ

$$n_\sigma = \frac{\sigma_D \sigma_R}{\lambda_\sigma \sigma_R \sigma_a + \sigma_D \sigma_m} = \frac{\sigma_D}{\lambda_\sigma \sigma_a}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\lambda_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_s \beta_{ts}} = \frac{1,9}{0,92 \cdot 0,918 \cdot 2,4}$$



$$\lambda_\sigma = 0,93$$

$$n_\sigma = \frac{292,5}{0,93 \cdot 25,33}$$

$$n_\sigma = 12,31$$

$$\lambda_\tau = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_s \beta_{ts}} = \frac{1,5}{0,83 \cdot 0,981 \cdot 2,4}$$

$$\lambda_\tau = 0,76$$

$$n_\tau = \frac{\tau_D \tau_r}{\lambda_\tau \tau_a \tau_r + \tau_D \tau_m} = \frac{175,5 \cdot 390}{0,76 \cdot 6,42 \cdot 390 + 175,5 \cdot 6,42}$$

$$n_\tau = 22,59$$

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{12,31 \cdot 22,59}{\sqrt{(12,31)^2 + (22,59)^2}}$$

$$n = 10,81$$

$n > [n]=2$: la condition est vérifiée, donc l'arbre résistera aux charges cycliques

IV.2.8 Vérification de l'arbre à la torsion

Condition de résistance : $\varphi \leq [\varphi_0]$ $[\varphi_0] = 0,436 \cdot 10^{-5}$ à $2,18 \cdot 10^{-5}$ rd

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} = 15700 \text{ mm}^4 \text{ Moment d'inertie}$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 80769,23 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ (Module de Coulomb)}$$

$\nu = 0,3$ Coefficient de Poisson

$$Mt = 10280,90 \text{ N.mm} \quad d = 20 \text{ mm}$$

$$\varphi = \frac{Mt}{GI_0} = 8,1 \cdot 10^{-6} \ll [\varphi_0] = 2,18 \cdot 10^{-5} \text{ rd}$$

La condition est vérifiée.

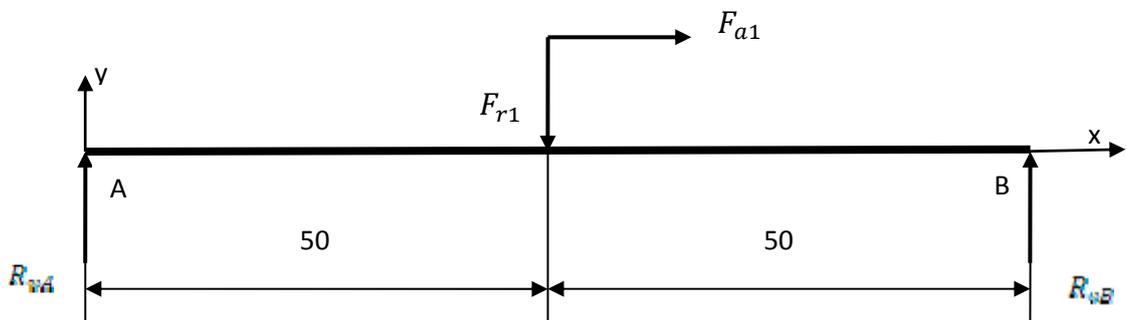
IV.2.9 Vérification de l'arbre à la Rigidité

$$[f] = 0,0002 \cdot L = 0,0002 \cdot 100$$

$$[f] = 0,02 \text{ mm}$$

Condition de résistance : $f_{max} \leq [f]$

A) Suivant le plan vertical



$$EIy'' = -Mf$$

$$\begin{cases} EIy_1'' = -R_{vA} \cdot x & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \\ EIy_2'' = -R_{vA} \cdot x - F_a \cdot r_{m1} + F_r(x - 50) & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \end{cases}$$

Intégrons une fois

$$\begin{cases} EIy_1' = -R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} EIy_2' = -R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_a \cdot r_{m1}x + F_r(\frac{x^2}{2} - 50x) + C_2 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \end{cases} \quad (2)$$

Intégrons une 2^{ème} fois

$$\begin{cases} EIy_1 = -\frac{1}{6}R_{vA} \cdot x^3 + xC_1 + C_3 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} EIy_2 = -\frac{1}{6}R_{vA} \cdot x^3 - F_a \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} + F_r(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2}) + xC_2 + C_4 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \end{cases} \quad (4)$$

Condition aux limites :

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow y_1 = 0 \Rightarrow C_3 = 0$$

$$\text{pour } x = 50 \Rightarrow y_1' = y_2' \Rightarrow C_1 = -F_a \cdot r_{m1} x + F_r \left(\frac{x^2}{2} - 50x \right) + C_2$$

$$\text{pour } x = 50 \Rightarrow y_1 = y_2 \Rightarrow C_1 x = -F_a \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} + F_r \left(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2} \right) + x C_2 + C_4$$

$$C_4 = \frac{1}{3} F_r x^3 - F_r 50 \frac{x^2}{2} - F_a \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} = -9533050$$

$$\text{pour } x = 100 \Rightarrow y_2 = 0 \Rightarrow x C_2 = \frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 + F_a \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} - F_r \left(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2} \right) - C_4$$

$$C_2 = 667835,83$$

$$\begin{cases} C_1 = 167151,33 \\ C_2 = 667835,83 \end{cases} \quad \begin{cases} C_3 = 0 \\ C_4 = -9533050 \end{cases}$$

-Détection de la zone dangereuse

$$y_{max} \Rightarrow y_2' = 0 \Rightarrow (2) \Leftrightarrow -R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_a \cdot r_{m1} x + F_r \left(\frac{x^2}{2} - 50x \right) + C_2 = 0$$

$$\Rightarrow AN: (85,88)x^2 - (17175,44)x + 667835,83 = 0$$

$$x^2 - 200x + 7776,38$$

$$\sqrt{\Delta} = 94,28$$

$$X_1 = \frac{200 - 94,28}{2} = 52,86 \text{ mm } \textit{Accepté}$$

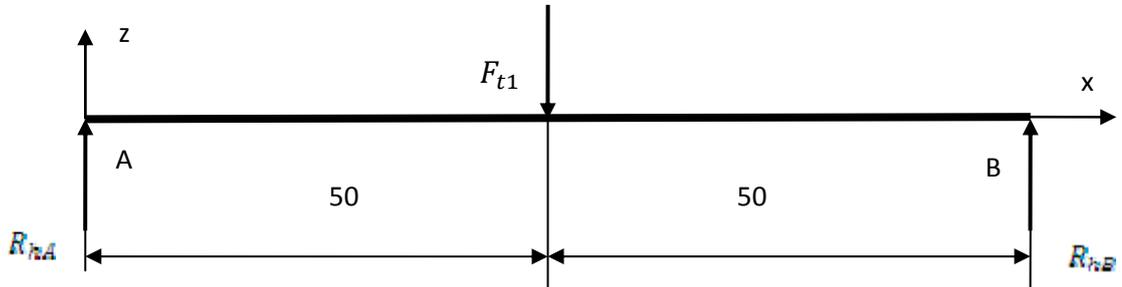
$$X_2 = \frac{200 + 94,28}{2} = 147,14 \text{ mm } \textit{Rejeté}$$

Remplaçant X_1 dans l'équation (4) de la flèche

$$y_{2max} = \frac{1}{EI} \left[-\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_a \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} + F_r \left(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2} \right) + x C_2 + C_4 \right]$$

$$y_{max} = 3,639 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

B) Suivant le plan horizontal



$$EIy'' = -Mf$$

$$\begin{cases} EIy_1' = -R_{hA}x & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \\ EIy_2' = -R_{hA}x + F_t(x - 50) & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \end{cases}$$

Intégrons une fois

$$\begin{cases} EIy_1' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + C_1 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 & (1) \\ EIy_2' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_t \left(\frac{x^2}{2} - 50x \right) + C_2 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 & (2) \end{cases}$$

Intégrons une 2^{ème} fois

$$\begin{cases} EIy_1 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + C_1x + C_3 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 & (3) \\ EIy_2 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_t \left(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2} \right) + xC_2 + C_4 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 & (4) \end{cases}$$

Condition aux limites :

pour $x = 0 \Rightarrow y_1 = 0 \Rightarrow C_3 = 0$

pour $x = 50 \Rightarrow y_1' = y_2' \Rightarrow C_1 = F_t \left(\frac{x^2}{2} - 50x \right) + C_2$

pour $x = 50 \Rightarrow y_1 = y_2 \Rightarrow C_1x = F_t \left(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2} \right) + xC_2 + C_4$

$$C_4 = \frac{1}{3} F_t x^3 - F_t 50 \frac{x^2}{2}$$

$$C_4 = -15298958,33$$

$$\text{pour } x = 100 \Rightarrow y_2 = 0 \Rightarrow -R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_t \left(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2} \right) + xC_2 + C_4 = 0$$

$$C_2 = 1376897,91$$

$$\begin{cases} C_1 = 458960,41 \\ C_2 = 1376897,91 \end{cases} \quad \begin{cases} C_3 = 0 \\ C_4 = -15298958,33 \end{cases}$$

-Détection de la zone dangereuse

$$y_{max} \Rightarrow y_2' = 0$$

$$\Rightarrow (2) \Leftrightarrow -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_t \left(\frac{x^2}{2} - 50x \right) + C_2 = 0$$

$$\Rightarrow AN: (183,59)x^2 - (36717,5)x + 1376897,91 = 0$$

$$x^2 - 200x + 7499,85$$

$$\sqrt{\Delta} = 100$$

$$X_1 = \frac{200 - 100}{2} = 50mm \text{ Accepté}$$

$$X_2 = \frac{200 + 100}{2} = 150mm \text{ Rejeté}$$

Remplaçant X_1 dans l'équation (4) de la flèche

$$y_{2max} = \frac{1}{EI} \left[-\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_a \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} + F_r \left(\frac{x^3}{6} - 50 \frac{x^2}{2} \right) + xC_2 + C_4 \right]$$

$$y_{max} = 9,276 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

C) Flèche maximale résultante

$$f_{max} = \sqrt{(y_{vmax})^2 + (y_{hmax})^2} = \sqrt{3,639 \cdot 10^{-3})^2 + (9,276 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$f_{max} = 0,0099 \text{ mm}$$

$$f_{max} < [f] = 0,02mm$$

La condition de résistance est vérifiée

IV.2.10 Vérification de l'arbre à la vitesse critique

Calcul de la vitesse critique

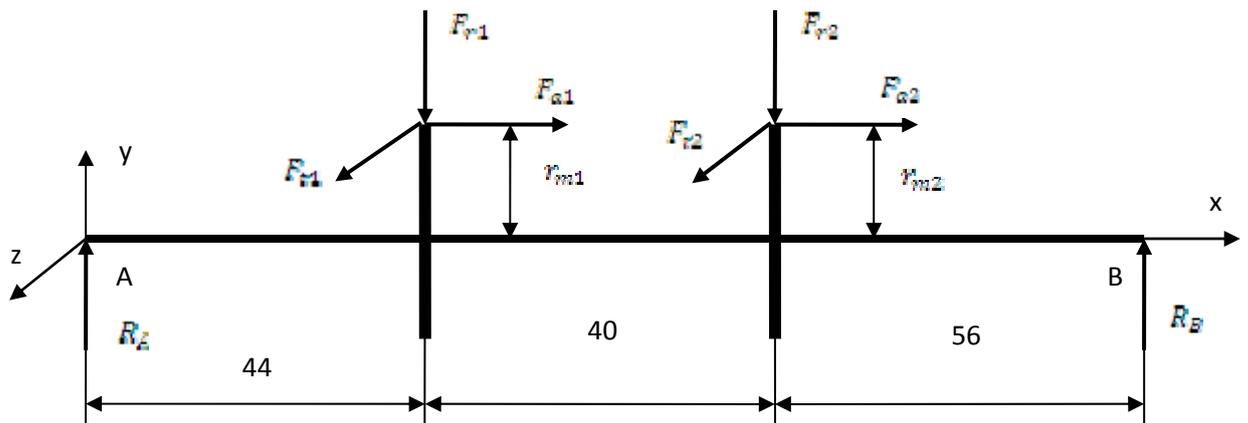
$$N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{max}}}$$

$$N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{0,0099 \cdot 10^{-1}}} = 9534,62$$

$$N_c = 9534,62 \text{ } t_r/min$$

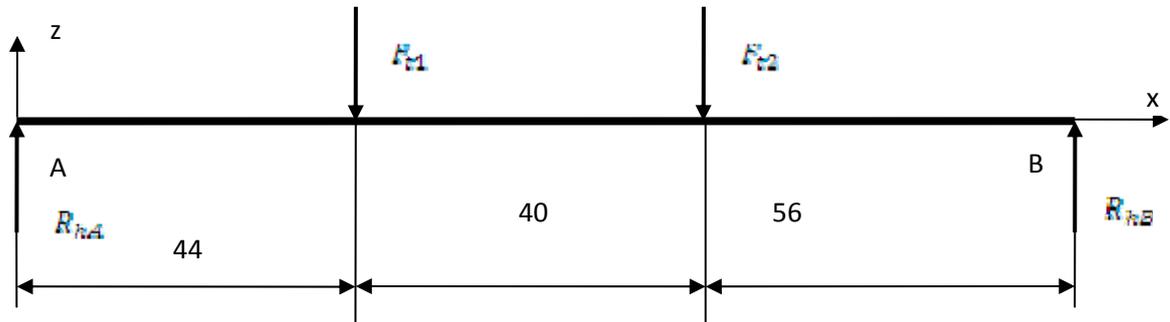
$N_c > N_1 = 1440 \text{ } t_r/min$, donc il n'y aura pas de phénomène de résonance

IV.3. Calcul l'arbre (2)



IV.3.1 Calcul des réactions

A) Suivant le plan horizontal



$$F_{t1} = 734,35 \text{ N} \quad F_{t2} = 1776,27 \text{ N}$$

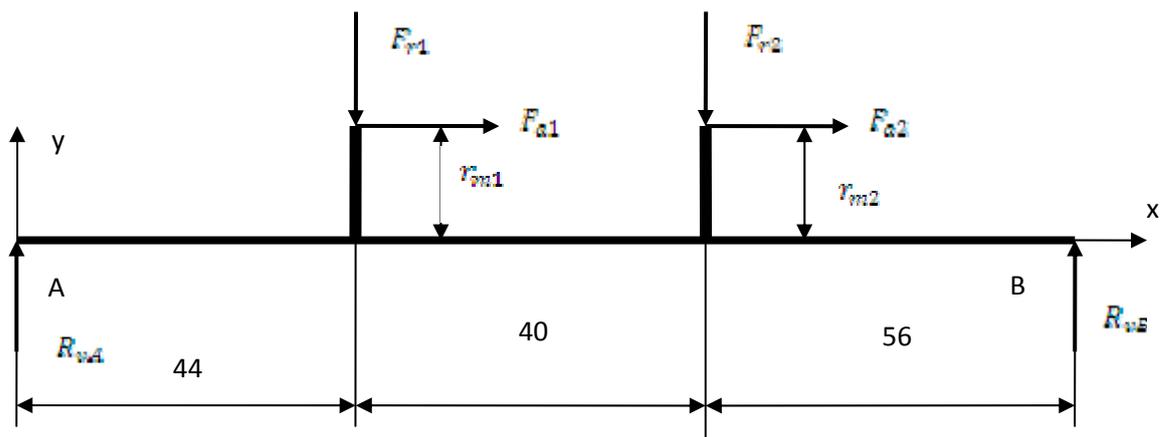
$$\sum M_{f_{ext}/B} = 0 \Rightarrow R_{hA} \cdot 140 - F_{t1} \cdot 96 - F_{t2} \cdot 56 = 0$$

$$R_{hA} = F_{t1} \cdot \frac{96}{140} + F_{t2} \cdot \frac{56}{140}$$

$$R_{hA} = 1214,06 \text{ N}$$

$$R_{hB} = F_{t1} + F_{t2} - R_{hA} = 1296,56 \text{ N}$$

B) Suivant le plan vertical



$$F_{a1} = 203,71 \quad F_{r1} = 286,47 \quad F_{a2} = 386 \quad F_{r2} = 675,72$$

$$r_{m1} = 56 \text{ mm} \quad r_{m2} = 23 \text{ mm}$$

$$\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{vA} + R_{vB} - F_{r1} - F_{r2} = 0$$

$$\sum M_{ext/B} = 0 \Rightarrow R_{vA} \cdot 140 + F_{a1} \cdot r_{m1} + F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{r1} \cdot 96 - F_{r2} \cdot 56 = 0$$

$$R_{vA} = \frac{1}{140} (F_{r1} \cdot 96 + F_{r2} \cdot 56 - F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{a2} \cdot r_{m2})$$

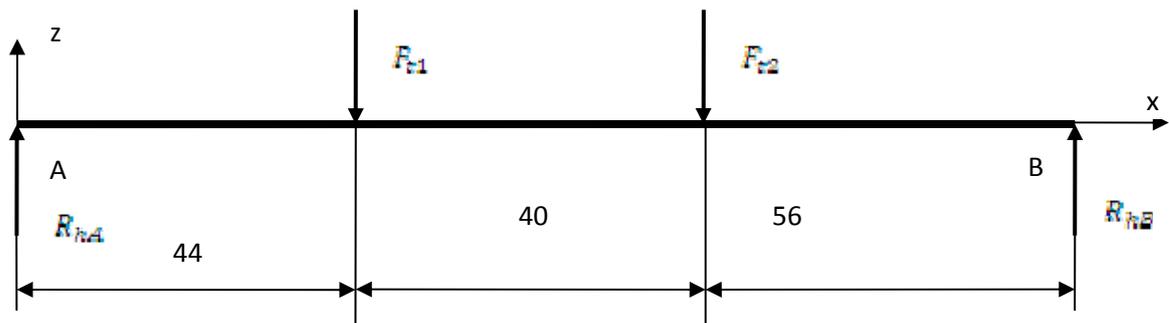
$$R_{vA} = 321,82 \text{ N}$$

$$R_{vB} = F_{r1} + F_{r2} - R_{vA}$$

$$R_{vB} = 640,37 \text{ N}$$

IV.3.2 Calcul des moments fléchissant

A) Suivant le plan horizontal



$$0 \leq x \leq 44$$

$$Mf = R_{hA} x$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 0 \Rightarrow Mf = 0 \\ x = 44 \Rightarrow Mf = R_{hA} x = 53418,64 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$44 \leq x \leq 84$$

$$Mf = R_{hA} \cdot x - F_{t1} \cdot (x - 44)$$

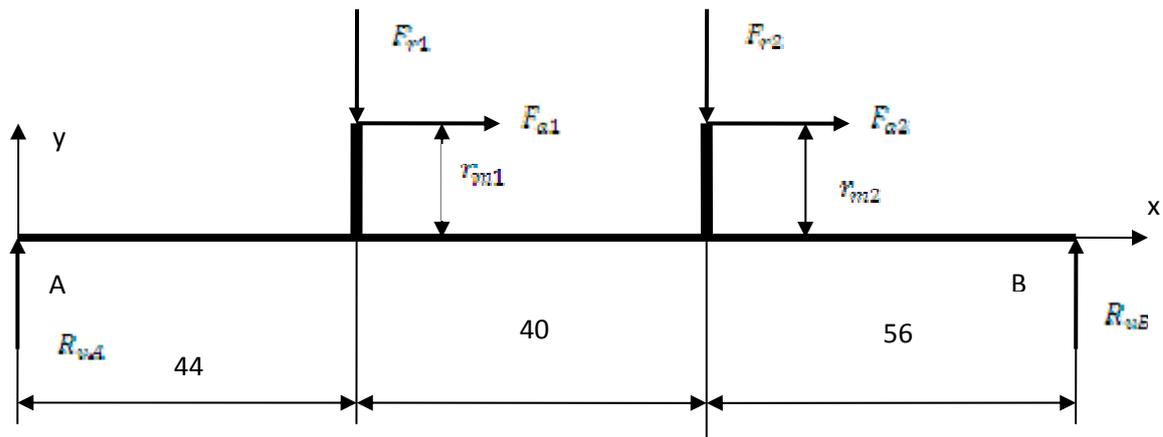
$$\Rightarrow \begin{cases} x = 44 \Rightarrow Mf = 53418,64 \text{ N.mm} \\ x = 84 \Rightarrow Mf = 72607,04 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$84 \leq x \leq 140$$

$$Mf = R_{hA} \cdot x - F_{t1} \cdot (x - 44) - F_{t2} \cdot (x - 84)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 84 \Rightarrow Mf = 72607,04 \text{ N.mm} \\ x = 140 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$

B) Suivant le plan vertical



$$0 \leq x \leq 44$$

$$Mf = R_{vA} \cdot x$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 0 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \\ x = 44 \Rightarrow Mf = 14160,08 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$44 \leq x \leq 84$$

$$Mf = R_{vA} \cdot x + F_{a1}r_{m1} - F_{r1} \cdot (x - 44)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 44 \Rightarrow Mf = 2752,32 \text{ N.mm} \\ x = 84 \Rightarrow Mf = 26981,84 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$84 \leq x \leq 140$$

$$Mf = R_{vA} \cdot x + F_{a1}r_{m1} + F_{a2}r_{m2} - F_{r1} \cdot (x - 44) - F_{r2} \cdot (x - 84)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 84 \Rightarrow Mf = 35859,84 \text{ N.mm} \\ x = 140 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$

IV.3.3 Calcul du moment fléchissant résultant

$$M_{f \max} = \sqrt{(M_{fv \max})^2 + (M_{fh \max})^2}$$

$$M_{f \max} = \sqrt{(35859,84)^2 + (72607,04)^2}$$

$$M_{f \max} = 80979,69 \text{ Nmm}$$

IV.3.4 Calcul du moment fléchissant idéal

$$M_{t1} = F_{t1} \cdot r_{m1} = 41123,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{t2} = F_{t2} \cdot r_{m2} = 40854,21 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_t = 81977,81 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_i = \sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_t)^2} = \sqrt{(80979,69)^2 + (81977,81)^2}$$

$$M_i = 115230,51 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

IV.3.5 Calcul du diamètre de l'arbre (2)

$$\frac{M_i}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma] f$$

$$[\sigma] f = \frac{\sigma_E}{[n]} = \frac{400}{2} = 200 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{[\sigma] \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{115230,51}{200 \cdot 0,1}}$$

$$\Rightarrow d \geq 17,92 \quad \text{On prend } d = 30 \text{ mm}$$

IV.3.6 Vérification aux charges statiques

$$\text{Condition de résistance : } \sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma = \sigma_{f \max} + \sigma_t$$

$$\sigma_t = \frac{F_a}{s} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot (F_{a1} + F_{a2})}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_t = 1,878$$

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{fmax}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{80979,69}{0,1 \cdot d^3}$$

$$\sigma_{fmax} = 101,22 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_{fmax} + \sigma_t = 101,22 + 1,878$$

$$\sigma = 103,09 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Mt}{0,2 \cdot d^3} = \frac{81977,81}{0,2 \cdot 20^3}$$

$$\tau = 51,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{(103,09)^2 + 3 \cdot 51,23^2}$$

$$\sigma_r = 136,02 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_f = 200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r \leq [\sigma]_f$$

La condition de résistance est vérifiée

IV.3.7 Vérification aux charges cycliques

Les sollicitations auxquelles est soumis l'arbre sont : Flexion rotative + torsion répétée.

$$\text{Condition à vérifier : } n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\left(\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}\right)} \geq [n] = 2$$

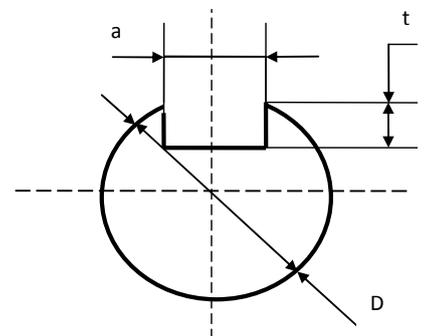
$$\begin{cases} a = 10 \text{ mm} \\ t = 4 \text{ mm} \end{cases}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

- résistance à la rupture $\sigma_r = 650 \text{ N/mm}^2$

- résistance élastique $\sigma_e = 400 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_r = 0,6 \cdot \sigma_r = 390 \text{ MPa}$$



$$\sigma_D = 0.45\sigma_r = 292,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 0.27\sigma_r = 175,5 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} k_\sigma = 1,68 & (\text{par interpolation}) \\ k_\tau = 1,58 & (\text{par interpolation}) \end{cases}$$

$$\sigma_a = \sigma_f = \frac{Mf_{max}}{0.1 d^3 - t \cdot a \frac{(d-t)^2}{2d}} = \frac{80979,69}{0.1(30)^3 - 4 \cdot 10 \frac{(30-4)^2}{2 \cdot 30}}$$

$$\sigma_a = \sigma_f = 36,00 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{Mt}{0.2 d^3 - ta \frac{(d-t)^2}{2 \cdot d}} = \frac{81977,81}{0.2 \cdot 30^3 - 4 \cdot 10 \frac{(30-4)^2}{2 \cdot 30}}$$

$$\tau_a = \tau_m = 16,56 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_\sigma = 0,88 \\ \varepsilon_\tau = 0,77 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \beta_s = 0,918 & (\text{par interpolation}) \\ \beta_{ts} = 2,4 & (\text{par interpolation}) \end{cases}$$

Calcul de n_σ et n_τ

$$n_\sigma = \frac{\sigma_D \sigma_R}{\lambda_\sigma \sigma_R \sigma_a + \sigma_D \sigma_m} = \frac{\sigma_D}{\lambda_\sigma \sigma_a}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\lambda_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_s \beta_{ts}} = \frac{1,68}{0,88 \cdot 0,918 \cdot 2,4}$$

$$\lambda_\sigma = 0,866$$

$$n_\sigma = \frac{292,5}{0,866 \cdot 36}$$

$$n_\sigma = 9,38$$

$$\lambda_\tau = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_s \beta_{ts}} = \frac{1,58}{0,77 \cdot 0,981 \cdot 2,4} = 0,87$$

$$\lambda_\tau = 0,87$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_D \tau_r}{\lambda_{\tau} \tau_a \tau_r + \tau_D \tau_m} = \frac{175,5 \cdot 390}{0,87 \cdot 16,56 \cdot 390 + 175,5 \cdot 16,56}$$

$$n_{\tau} = 8,02$$

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{9,38 \cdot 8,02}{\sqrt{(9,38)^2 + (8,02)^2}}$$

$$n = 6,09$$

$n > [n]=2$: la condition est vérifiée, donc l'arbre résistera aux charges cycliques

IV.3. 8 Vérification de l'arbre à la torsion

Condition de résistance : $\varphi \leq [\varphi_0]$ $[\varphi_0] = 0,436 \cdot 10^{-5}$ a $2,18 \cdot 10^{-5}$ rd

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} = 79481,25 \text{ mm}^4, \text{ avec } d = 30 \text{ mm}$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = 80769,23 \frac{N}{\text{mm}^2} \text{ (Module de Coulomb)}$$

$\nu = 0,3$: coefficient de Poisson

$$M_t = 81977,81 \text{ N.mm}$$

$$\varphi = \frac{M_t}{G I_0} = 1,2 \cdot 10^{-5} < [\varphi_0] = 2,18 \cdot 10^{-5} \text{ rd}$$

La condition est vérifiée.

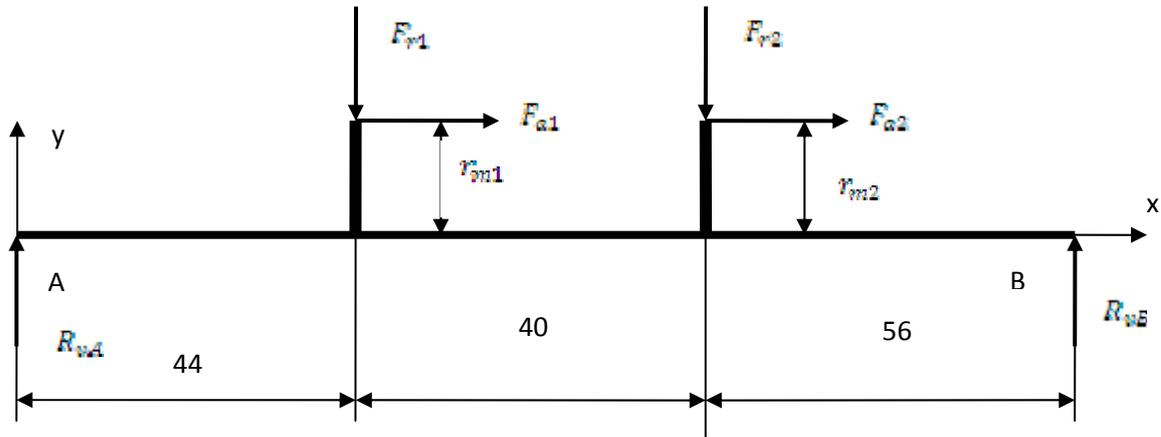
IV.3. 9 Vérification de l'arbre à la Rigidité

$$[f] = 0,0002 \cdot L = 0,0002 \cdot 140$$

$$[f] = 0,028 \text{ mm}$$

Condition de résistance : $f_{max} \leq [f]$

A) Suivant le plan vertical



$$EIy'' = -Mf$$

$$\begin{cases} EIy_1'' = -R_{vA} \cdot x & \text{Pour } 0 \leq x \leq 44 \\ EIy_2'' = -R_{vA} \cdot x - F_{a1} \cdot r_{m1} + F_{r1}(x - 44) & \text{Pour } 44 \leq x \leq 84 \\ EIy_3'' = -R_{vA} \cdot x - F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{a2} \cdot r_{m2} + F_{r1}(x - 44) + F_{r2}(x - 84) & \text{Pour } 84 \leq x \leq 140 \end{cases}$$

Intégrons une fois

$$\begin{cases} EIy_1' = -R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 44 \quad (1) \\ EIy_2' = -R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_{a1} \cdot r_{m1}x + F_{r1} \left(\frac{x^2}{2} - x44 \right) + C_2 & \text{Pour } 44 \leq x \leq 84 \quad (2) \\ EIy_3' = -R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_{a1} \cdot r_{m1}x - F_{a2} \cdot r_{m2}x + F_{r1} \left(\frac{x^2}{2} - x44 \right) + F_{r2} \left(\frac{x^2}{2} - x84 \right) + C_3 & \text{Pour } 84 \leq x \leq 140 \quad (3) \end{cases}$$

Intégrons une 2^{ème} fois

$$\begin{cases} EIy_1 = -\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 + xC_1 + C_4 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 44 \quad (4) \\ EIy_2 = -\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_{a1} \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} + F_{r1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + xC_2 + C_5 & \text{Pour } 44 \leq x \leq 84 \quad (5) \\ EIy_3 = -\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_{a1} \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} - F_{a2} \cdot r_{m2} \frac{x^2}{2} + F_{r1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 84 \right) + \frac{x^2}{2} C_3 + C_6 & \text{Pour } 84 \leq x \leq 140 \quad (6) \end{cases}$$

Condition aux limites :

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow y_1 = 0 \Rightarrow C_4 = 0$$

$$\text{pour } x = 44 \Rightarrow y_1' = y_2' \Rightarrow C_1 = -F_{a1} \cdot r_{m1}x + F_{r1} \left(\frac{x^2}{2} - x44 \right) + C_2$$

$$\text{pour } x = 44 \Rightarrow y_1 = y_2 \Rightarrow C_1x = -F_{a1} \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} + F_{r1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + xC_2 + C_5$$

$$C_5 = \frac{1}{3} F_{r1} x^3 - 22 F_{r1} x^2 - F_{a1} \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2}$$

$$\text{pour } x = 84 \Rightarrow y_2' = y_3' \Rightarrow C_2 = F_{a2} \cdot r_{m2}x + F_{r2} \left(\frac{x^2}{2} - x84 \right) + C_3$$

$$\text{pour } x = 84 \Rightarrow y_2 = y_3$$

$$\Rightarrow C_2x + C_5 = -F_{a2} \cdot r_{m2} \frac{x^2}{2} + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 84 \right) + \frac{x^2}{2} C_3 + C_6$$

$$\text{pour } x = 140 \Rightarrow y_3 = 0 \Rightarrow C_3 = 9798642,46$$

$$\begin{cases} C_1 = 4826709,05 \\ C_2 = 4978526,65 \\ C_3 = 5546722,81 \end{cases} \quad \begin{cases} C_4 = 0 \\ C_5 = -6827788 \\ C_6 = -149839360 \end{cases}$$

-Détection de la zone dangereuse :

$$y_{max} \Rightarrow y_3' = 0$$

$$\Rightarrow (3) \Leftrightarrow -R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_{a1} \cdot r_{m1}x - F_{a2} \cdot r_{m2} + F_{r1} \left(\frac{x^2}{2} - x44 \right) + F_{r2} \left(\frac{x^2}{2} - x84 \right) + C_3 = 0$$

$$\Rightarrow AN: (320,18)x^2 - (93833,1)x + 5546722,81 = 0$$

$$\sqrt{\Delta} = 41240,03$$

$$X_1 = \frac{93833,1 - 41240,03}{2(320,18)} = 82,12 \text{ mm accepté}$$

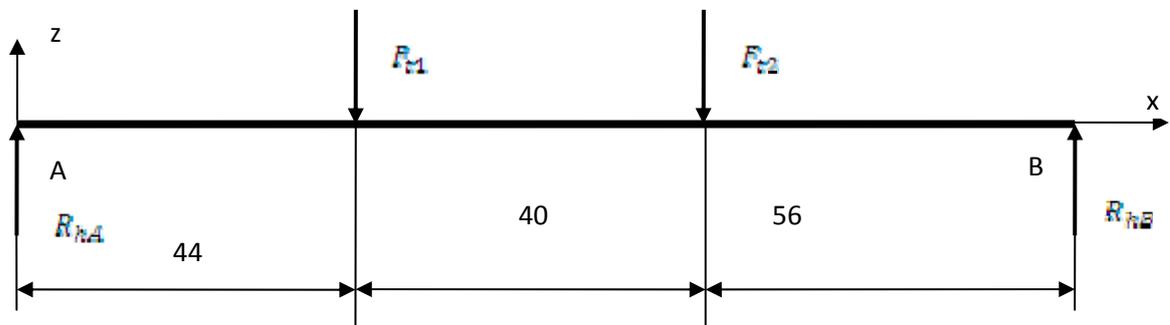
$$X_1 = \frac{181518,08 + 86831,77}{2(648,28)} = 210,92 \text{ mm rejeté}$$

Remplaçons X_1 dans l'équation (6) de la flèche

$$y_{3max} = \frac{1}{EI} \left[-\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_{a1} \cdot r_{m1} \frac{x^2}{2} - F_{a2} \cdot r_{m2} \frac{x^2}{2} + F_{r1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 84 \right) + \frac{x^2}{2} C_3 + C_6 \right] = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$y_{max} = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

B) Suivant le plan horizontal



$$\begin{cases} EIy_1'' = -R_{hA}x & \text{Pour } 0 \leq x \leq 44 \\ EIy_2'' = -R_{hA}x + F_{t1}(x - 44) & \text{Pour } 44 \leq x \leq 84 \\ EIy_3'' = -R_{hA}x + F_{t1}(x - 44) + F_{t2}(x - 84) & \text{Pour } 84 \leq x \leq 140 \end{cases}$$

Intégrons une fois

$$\begin{cases} EIy_1' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + C_1 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 44 \quad (1) \\ EIy_2' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_{t1} \left(\frac{x^2}{2} - x44 \right) + C_2 & \text{Pour } 44 \leq x \leq 84 \quad (2) \\ EIy_3' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_{t1} \left(\frac{x^2}{2} - x44 \right) + C_2 + F_{t2} \left(\frac{x^2}{2} - x84 \right) + C_3 & \text{Pour } 84 \leq x \leq 140 \quad (3) \end{cases}$$

Intégrons une 2^{ème} fois

$$\begin{cases} EIy_1 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + C_1x + C_4 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 44 \quad (4) \\ EIy_2 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_{t1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + C_2x + C_5 & \text{Pour } 44 \leq x \leq 84 \quad (5) \\ EIy_3 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_{t1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 84 \right) + C_3x + C_6 & \text{Pour } 84 \leq x \leq 140 \quad (6) \end{cases}$$

Condition aux limites :

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow y_1 = 0 \Rightarrow C_4 = 0$$

$$\text{pour } x = 44 \Rightarrow y_1' = y_2' \Rightarrow C_1 = C_2 - F_{t1} \left(\frac{x^2}{2} \right)$$

$$\text{pour } x = 44 \Rightarrow y_1 = y_2 \Rightarrow C_1 x = F_{t1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + C_2 x + C_5$$

$$C_5 = -F_{t1} \left(\frac{x^3}{6} \right)$$

$$\text{pour } x = 84 \Rightarrow y_2' = y_3' \Rightarrow C_2 = C_3 - F_{t2} \left(\frac{x^2}{2} \right)$$

$$\text{pour } x = 84 \Rightarrow y_2 = y_3 \Rightarrow C_6 = -C_5 - F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} \right)$$

$$\text{pour } x = 140 \Rightarrow y_3 = 0 \Rightarrow C_3 = 9798642,46$$

$$\begin{cases} C_1 = 282111,1 \\ C_2 = 3531961,9 \\ C_3 = 9798642,46 \end{cases} \quad \begin{cases} C_4 = 0 \\ C_5 = -10425811,7 \\ C_6 = -185892867 \end{cases}$$

-Détection de la zone dangereuse :

$$y_{max} \Rightarrow y_3' = 0$$

$$\Rightarrow (3) \Leftrightarrow -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_{t1} \left(\frac{x^2}{2} - x44 \right) + C_2 + F_{t2} \left(\frac{x^2}{2} - x84 \right) + C_3 = 0$$

$$\Rightarrow AN: (648,28)x^2 - (181518,08)x + 9798642,46 = 0$$

$$\sqrt{\Delta} = 86831,77$$

$$X_1 = \frac{181518,08 - 86831,77}{2(648,28)} = 73,02mm \quad \text{Accepté}$$

$$X_2 = \frac{181518,08 + 86831,77}{2(648,28)} = 206,97mm \quad \text{Rejeté}$$

Remplaçons X_1 dans l'équation (6) de la flèche

$$y_{3max} = \frac{1}{EI} \left[-R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_{t1} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 44 \right) + F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 84 \right) + C_3 x + C_6 \right]$$

$$y_{max} = 0,0156 mm$$

C) Flèche maximale résultante

$$f_{max} = \sqrt{(y_{v\ max})^2 + (y_{h\ max})^2} = \sqrt{6,5 \cdot 10^{-3})^2 + (0,0156)^2}$$

$$f_{max} = 0,0169\ mm$$

$$f_{max} < [f] = 0,02\ mm$$

La condition de résistance est vérifiée

IV.3.10 Vérification de l'arbre à la vitesse critique

Calcul de la vitesse critique

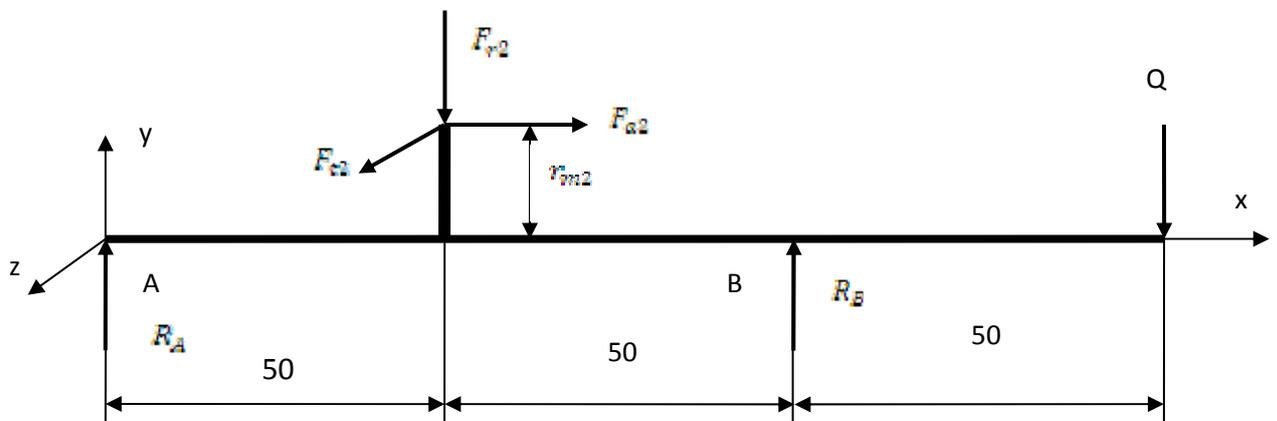
$$N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{max}}}$$

$$N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{0,0169 \cdot 10^{-1}}} = 7297,56$$

$$N_c = 7297,56\ t_r/min$$

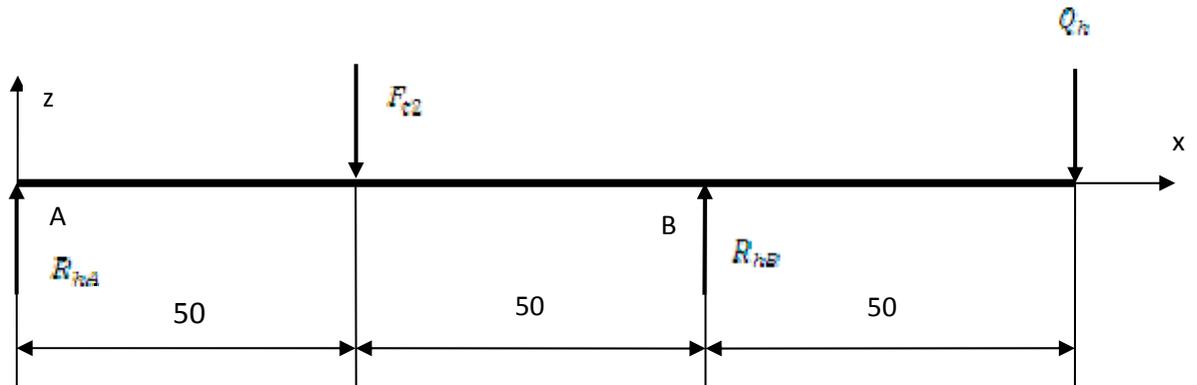
$N_c > N_2 = 360\ t_r/min$ $t_r/min \Rightarrow$ il y'aura pas de phénomène de résonance

IV.4. Calcul l'arbre (3)



IV.4.1 Calcul des réactions

A) Suivant le plan horizontal



$$F_{t2} = 1776,27$$

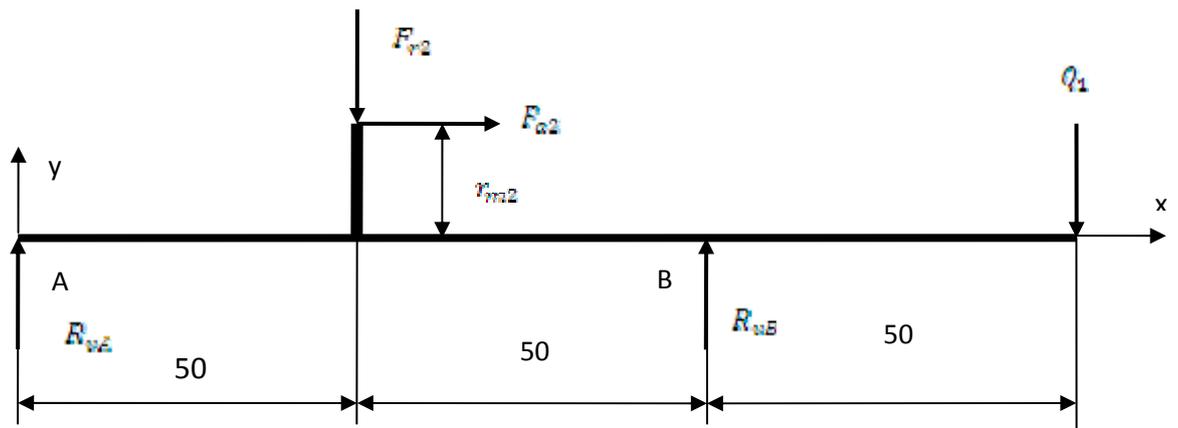
$$\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{hA} + R_{hB} - F_{t2} - Q_h = 0$$

$$\sum M_{f_{ext}/A} = 0 \Rightarrow Q_h \cdot 150 + F_{t2} \cdot 50 - R_{hB} \cdot 100 = 0$$

$$\Rightarrow R_{hA} = 759,44 \text{ N}$$

$$R_{hB} = 1274,23 \text{ N}$$

B) Suivant le plan vertical



$$F_{a2} = 386 \text{ N} \quad F_{r2} = 675,72 \text{ N} \quad r_{m2} = 92 \text{ mm} \quad F = 2754,38 \text{ N}$$

$$Q_1 = Q_V + F = 6045,88 \text{ N}$$

$$\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{vA} + R_{vB} - F_r - Q_1 = 0$$

$$\sum M_{ext/A} = 0 \Rightarrow Q_1 \cdot 150 - R_{vB} \cdot 100 + F_a \cdot r_m + F_r \cdot 50 = 0$$

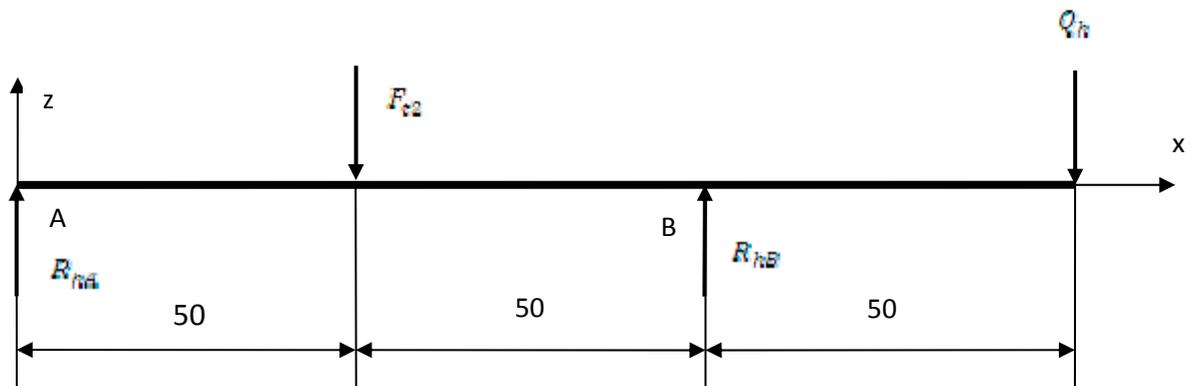
$$R_{vA} = -3040,24 \text{ N}$$

$$R_{vB} = 9761,8 \text{ N}$$

$$d_p = \frac{m_n \cdot Z_4}{\cos \beta} = 184 \Rightarrow r_{m4} = 92 \text{ mm}$$

IV.4.2 Calcul des moments fléchissant

A) Suivant le plan horizontal



$$0 \leq x \leq 50$$

$$Mf = R_{hA} x$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 0 \Rightarrow Mf = 0 \\ x = 50 \Rightarrow Mf = R_{hA} x = 37972 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$50 \leq x \leq 100$$

$$Mf = R_{hA} \cdot x - F_t \cdot (x - 50)$$

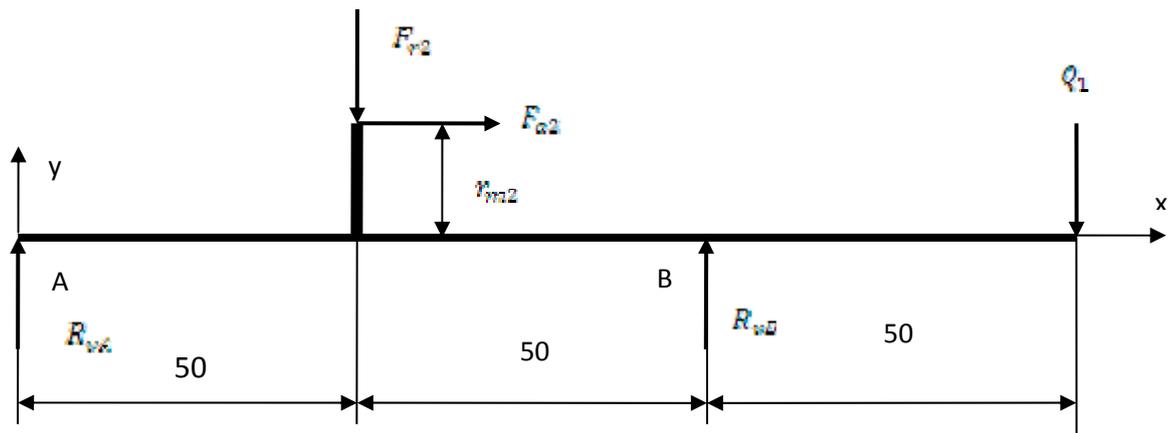
$$\Rightarrow \begin{cases} x = 50 \Rightarrow Mf = 37972 \text{ N.mm} \\ x = 100 \Rightarrow Mf = -12869,5 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$100 \leq x \leq 150$$

$$Mf = R_{hA} \cdot x - F_t \cdot (x - 50) + R_{hB} \cdot (x - 100)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 100 \Rightarrow Mf = -12869,5 \text{ N.mm} \\ x = 150 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$

B) Suivant le plan vertical



$$0 \leq x \leq 50$$

$$Mf = -R_{vA} \cdot x$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 0 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm} \\ x = 50 \Rightarrow Mf = -152012 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$50 \leq x \leq 100$$

$$Mf = -R_{vA} \cdot x + F_a r_{m1} - F_r \cdot (x - 50)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 50 \Rightarrow Mf = -116500 \text{ N.mm} \\ x = 100 \Rightarrow Mf = -1314,24 \text{ N.mm} \end{cases}$$

$$100 \leq x \leq 150$$

$$Mf = -R_{vA} \cdot x + F_a r_{m1} - F_r \cdot (x - 50) + R_{vB} \cdot (x - 100)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = 100 \Rightarrow M_f = -1314,24 \text{ N.mm} \\ x = 150 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$

IV.4.3 Calcul du moment fléchissant résultant

$$M_{f \max} = \sqrt{(M_{fv \max})^2 + (M_{fh \max})^2}$$

$$M_{f \max} = \sqrt{(-116500)^2 + (37972)^2}$$

$$M_{f \max} = 122532,13 \text{ Nmm}$$

IV.4.4 Calcul du moment fléchissant idéal

$$M_t = F_{t2} \cdot r_{m2} = 1776,27 \cdot 92$$

$$M_t = 163416,84 \text{ Nmm}$$

$$M_i = \sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_t)^2}$$

$$M_i = \sqrt{(122532,13)^2 + (163416,84)^2}$$

$$M_i = 204252,75 \text{ N.mm}$$

IV.4.5 Calcul du diamètre de l'arbre (3)

$$\frac{M_i}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma]f$$

$$[\sigma]f = \frac{\sigma_E}{[n]} = \frac{400}{2} = 200 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{[\sigma] \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{204252,75}{200 \cdot 0,1}}$$

$$\Rightarrow d \geq 21,69 \text{ mm}$$

On prend $d=25 \text{ mm}$

IV.4.6 Vérification aux charges statiques

Condition de résistance : $\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma]$

$\sigma = \sigma_{fmax} + \sigma_t$

Avec : d= 25 mm

$\sigma_t = \frac{F_{a2}}{s} = \frac{4 \cdot F_{a2}}{\pi \cdot d^2} = 0,786$

$\sigma_{fmax} = \frac{M_{fmax}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{122532.13}{0,1 \cdot 25^3}$

$\sigma_{fmax} = 78,42 \text{ MPa}$

$\sigma = \sigma_{fmax} + \sigma_t = 78,42 + 0,786$

$\sigma = 79,206 \text{ MPa}$

$\tau = \frac{Mt}{0.2 \cdot d^3} = \frac{163416,84}{0.2 \cdot 25^3}$

$\tau = 52,29 \text{ MPa}$

$\sigma_r = \sqrt{(79,206)^2 + 3 \cdot (52,29)^2}$

$\sigma_r = 120,31 \text{ MPa}$

$[\sigma]_f = 200 \text{ MPa}$

$\sigma_r \leq [\sigma]_f$ La condition de résistance est vérifiée.

IV.4.7 Vérification aux charges cycliques

Les sollicitations de l'arbre sont : Flexion rotative +torsion répétée.

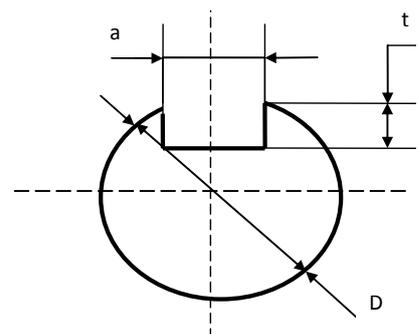
La condition à vérifier : $n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\left(\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}\right)} \geq [n] = 2$

$\begin{cases} a = 12 \text{ mm} \\ t = 4 \text{ mm} \end{cases}$

$D=40 \text{ mm}$

-résistance à la rupture $\sigma_r = 650 \text{ N/mm}^2$

- résistance élastique $\sigma_e = 400 \text{ N/mm}^2$



$$\tau_r = 0,6 \cdot \sigma_r = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 0,45\sigma_r = 292,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 0,27\sigma_r = 175,5 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} k_\sigma = 1,68 & (\text{par interpolation}) \\ k_\tau = 1,58 & (\text{par interpolation}) \end{cases}$$

$$\sigma_a = \sigma_f = \frac{Mf_{max}}{0,1 d^3 - t \cdot a \frac{(d-t)^2}{2d}} = \frac{56324,86}{0,1(40)^3 - 4 \cdot 12 \frac{(40-4)^2}{2 \cdot 40}}$$

$$\sigma_a = \sigma_f = 10,01 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{Mt}{0,2 d^3 - t \cdot a \frac{(d-t)^2}{2 \cdot d}} = \frac{163416,84}{0,2 \cdot 40^3 - 12 \cdot 4 \frac{(40-4)^2}{2 \cdot 40}}$$

$$\tau_a = \tau_m = 13,59 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_\sigma = 0,85 \\ \varepsilon_\tau = 0,73 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \beta_s = 0,918 & (\text{par interpolation}) \\ \beta_{ts} = 2,4 & (\text{par interpolation}) \end{cases}$$

Calcul de n_σ et n_τ

$$n_\sigma = \frac{\sigma_D \sigma_R}{\lambda_\sigma \sigma_R \sigma_a + \sigma_D \sigma_m} = \frac{\sigma_D}{\lambda_\sigma \sigma_a}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\lambda_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_s \beta_{ts}} = \frac{1,68}{0,85 \cdot 0,918 \cdot 2,4}$$

$$\lambda_\sigma = 0,897$$

$$n_\sigma = \frac{292,5}{0,897 \cdot 10,01}$$

$$n_\sigma = 32,57$$

$$\lambda_\tau = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_s \beta_{ts}} = \frac{1,58}{0,73 \cdot 0,918 \cdot 2,4} = 0,919$$

$$\lambda_\tau = 0,919$$

$$n_\tau = \frac{\tau_D \tau_r}{\lambda_\tau \tau_a \tau_r + \tau_D \tau_m} = \frac{175,5 \cdot 390}{0,919 \cdot 13,59 \cdot 390 + 175,5 \cdot 13,59}$$

$$n_\tau = 9,43$$

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{32,57 \cdot 9,43}{\sqrt{(32,57)^2 + (9,43)^2}} = 8,75$$

$$n = 9,05$$

$n > [n]=2$: la condition est vérifiée, donc l'arbre résistera aux charges cycliques

IV.4.8 Vérification de l'arbre à la torsion

Condition de résistance : $\varphi \leq [\varphi_0]$ $[\varphi_0] = 0,436 \cdot 10^{-5}$ a $2,18 \cdot 10^{-5}$ rad

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} = 15700 \text{ mm}^4 \quad \text{Moment d'inertie}$$

Avec : $d = 20 \text{ mm}$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 80769,23 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{module de cisaillement})$$

$\nu = 0,3$ coefficient de Poisson

$$Mt = 163416,84 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\varphi = \frac{Mt}{GI_0} = 1,28 \cdot 10^{-4} \gg [\varphi_0] = 2,18 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

La condition n'est pas vérifiée, il faut donc changer le diamètre de l'arbre, on prend $d = 40 \text{ mm}$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot Mt}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}} = 40 \text{ mm}$$

IV.4.9 Vérification de l'arbre à la Rigidité

$$[f] = 0,0002 \cdot L = 0,0002 \cdot 150 \text{ mm}$$

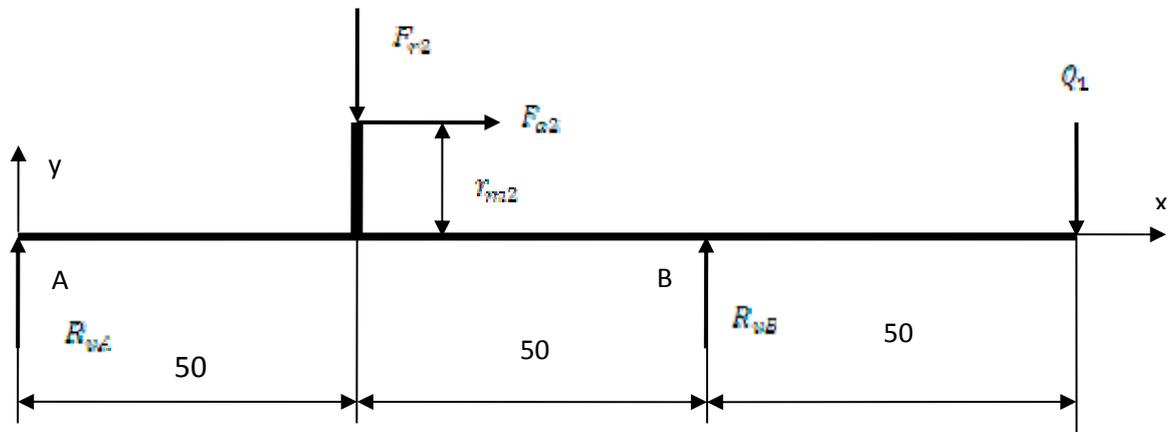
$$[f] = 0,03 \text{ mm}$$

Condition de résistance $f_{max} \leq [f]$

A) Suivant le plan vertical

$$EIy'' = -Mf$$

$$F_a = 386 \quad F_r = 675,72 \quad r_{m4} = 9 \quad R_{vA} = -3040,24 \quad R_{vB} = 9761,84$$



$$\begin{cases} EIy_1'' = R_{vA} \cdot x & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \\ EIy_2'' = R_{vA} \cdot x - F_{a2} \cdot r_{m4} + F_{r2}(x - 50) & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \\ EIy_3'' = R_{vA} \cdot x - F_{a2} \cdot r_{m4} + F_{r2}(x - 50) - R_{vB}(x - 100) & \text{Pour } 100 \leq x \leq 150 \end{cases}$$

Intégrons une fois

$$\begin{cases} EIy_1' = R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \quad (1) \\ EIy_2' = R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_{a2} \cdot r_{m4}x + F_{r2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right) + C_2 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \quad (2) \\ EIy_3' = R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_{a2} \cdot r_{m4}x + F_{r2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right) - R_{vB} \left(\frac{x^2}{2} - x100 \right) + C_3 & \text{Pour } 100 \leq x \leq 150 \quad (3) \end{cases}$$

Intégrons une 2^{ème} fois

$$\begin{cases} EIy_1 = \frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 + xC_1 + C_4 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \quad (4) \\ EIy_2 = \frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_{a2} \cdot r_{m4} \frac{x^2}{2} + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) + xC_2 + C_5 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \quad (5) \\ EIy_3 = \frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_{a2} \cdot r_{m4} \frac{x^2}{2} + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) - R_{vB} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 100 \right) + xC_3 + C_6 & \text{Pour } 100 \leq x \leq 150 \quad (6) \end{cases}$$

Condition aux limites :

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow y_1 = 0 \Rightarrow C_4 = 0$$

$$\text{pour } x = 50 \Rightarrow y_1' = y_2' \Rightarrow C_1 = -F_{a2} \cdot r_{m4} x + F_{r2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right) + C_2$$

$$\text{pour } x = 50 \Rightarrow y_1 = y_2 \Rightarrow C_1 x = -F_{a2} \cdot r_{m4} \frac{x^2}{2} + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) + x C_2 + C_5$$

$$C_5 = -\frac{1}{6} F_{r2} x^3 - F_{a2} \cdot r_{m4} \frac{x^2}{2}$$

$$C_5 = -58467500$$

$$\text{pour } x = 100 \Rightarrow y_2 = 0$$

$$\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_{a2} \cdot r_{m4} \frac{x^2}{2} + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) + x C_2 + C_5 = 0$$

$$C_2 = 7990441,66$$

$$\text{pour } x = 100 \Rightarrow y_2' = y_3' \Rightarrow C_2 = -R_{vB} \left(\frac{x^2}{2} - x100 \right) + C_3$$

$$C_3 = -40818758,34$$

$$\text{pour } x = 100 \Rightarrow y_2 = y_3 \Rightarrow x C_2 + C_5 = -R_{vB} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 100 \right) + x C_3 + C_6$$

$$\Rightarrow C_2 x + C_5 = -F_{a2} \cdot r_{m2} \frac{x^2}{2} + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 84 \right) + \frac{x^2}{2} C_3 + C_6$$

$$C_6 = 1568505833$$

$$\begin{cases} C_1 = 5370191,66 \\ C_2 = 7990441,66 \\ C_3 = -40818758,34 \end{cases} \quad \begin{cases} C_4 = 0 \\ C_5 = -58467500 \\ C_6 = 1568505833 \end{cases}$$

-Détection de la zone dangereuse

$$y_{max} \Rightarrow y_2' = 0$$

$$\Rightarrow (3) \Leftrightarrow R_{vA} \cdot \frac{x^2}{2} - F_{a2} \cdot r_{m4} x + F_{r2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right) + C_2 = 0$$

$$\Rightarrow AN: (-1182,26)x^2 - (69298)x + 7990441,66 = 0$$

$$-x^2 - 58,61 + 6758,6$$

$$\sqrt{\Delta} = 174,55$$

$$X_1 = \frac{58,61 - 174,55}{-2} = 57,97 \text{ mm} \quad \text{Accepté}$$

$$X_2 = \frac{58,61 + 174,55}{-2} = -116,58 \text{ mm} \quad \text{Rejeté}$$

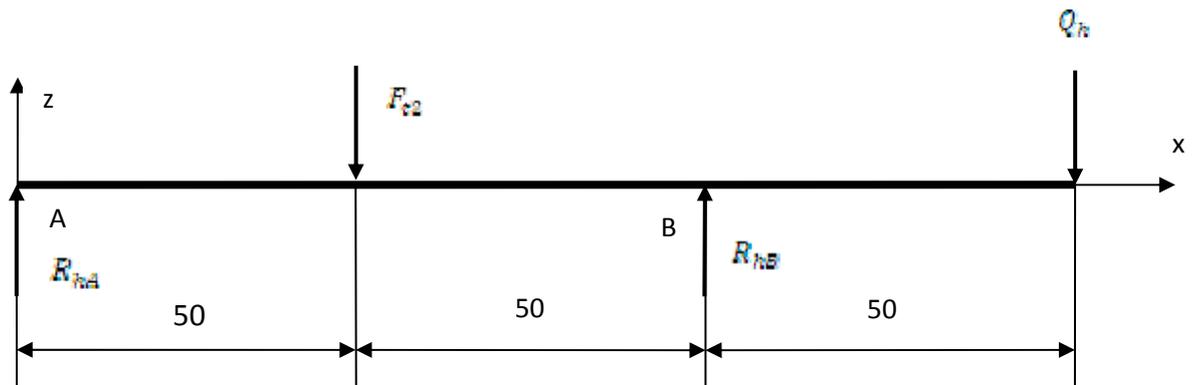
Remplaçant X_1 dans l'équation (6) de la flèche

$$y_{3max} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{6} R_{vA} \cdot x^3 - F_{a2} \cdot r_{m4} \frac{x^2}{2} + F_{r2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) - R_{vB} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 100 \right) + xC_3 + C_6 \right]$$

$$= 6,76 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$y_{max} = 6,76 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

B) Suivant le plan horizontal



$$\begin{cases} EIy'' = -R_{hA}x & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 \\ EIy'' = -R_{hA}x + F_{t2}(x - 50) & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 \\ EIy'' = -R_{hA}x + F_{t2}(x - 50) - R_{hB}(x - 100) & \text{Pour } 100 \leq x \leq 150 \end{cases}$$

Intégrons une fois

$$\begin{cases} EIy_1' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + C_1 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 & (1) \\ EIy_2' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_{t2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right) + C_2 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 & (2) \\ EIy_3' = -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_{t2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right) - R_{hB} \left(\frac{x^2}{2} - x100 \right) + C_3 & \text{Pour } 100 \leq x \leq 150 & (3) \end{cases}$$

Intégrons une 2^{ème} fois

$$\begin{cases} EIy_1 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + C_1x + C_4 & \text{Pour } 0 \leq x \leq 50 & (4) \\ EIy_2 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) + C_2x + C_5 & \text{Pour } 50 \leq x \leq 100 & (5) \\ EIy_3 = -R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) - R_{hB} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 100 \right) + xC_3 + C_6 & \text{Pour } 100 \leq x \leq 150 & (6) \end{cases}$$

Condition aux limites :

pour $x = 0 \Rightarrow y_1 = 0 \Rightarrow C_4 = 0$

pour $x = 50 \Rightarrow y_1' = y_2' \Rightarrow C_1 = C_2 - F_{t2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right)$

pour $x = 50 \Rightarrow y_1 = y_2 \Rightarrow C_1x = F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) + C_2x + C_5$

$$C_5 = F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} \right) = -37005625$$

pour $x = 100 \Rightarrow y_2 = 0 \Rightarrow -R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) + C_2x + C_5 = 0$

$$C_2 = 3116014,58$$

pour $x = 100 \Rightarrow y_2' = y_3' \Rightarrow C_2 = -R_{hB} \left(\frac{x^2}{2} - x100 \right) + C_3$

$$C_3 = -3255135,42$$

pour $x = 100 \Rightarrow y_2 = y_3 \Rightarrow C_2x + C_5 = -R_{hB} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 100 \right) + xC_3 + C_6$

$$C_6 = 175366041,7$$

pour $x = 140 \Rightarrow y_3 = 0 \Rightarrow C_3 = 9798642,46$

$$\begin{cases} C_1 = 5336352,08 \\ C_2 = 3116014,58 \\ C_3 = -3255135,42 \end{cases} \quad \begin{cases} C_4 = 0 \\ C_5 = -37005625 \\ C_6 = 175366041,7 \end{cases}$$

Détection de la zone dangereuse

$$y_{max} \Rightarrow y_2' = 0 \Rightarrow (2) \Leftrightarrow -R_{hA} \frac{x^2}{2} + F_{t2} \left(\frac{x^2}{2} - x50 \right) + C_2 = 0$$

$$\Rightarrow AN: (508,41)x^2 - (88813,5)x + 3116014,58 = 0$$

$$x^2 - 174,68x + 6128,94 \Rightarrow \sqrt{\Delta} = 77,44$$

$$X_1 = \frac{174,68 - 77,44}{2} = 48,61 \text{ mm} \text{ Accepté}$$

$$X_2 = \frac{174,68 + 77,44}{2} = 126,06 \text{ mm} \text{ Rejeté}$$

Remplaçons X_1 dans l'équation de flèche (6)

$$y_{3max} = \frac{1}{EI} \left[-R_{hA} \frac{x^3}{6} + F_{t2} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 50 \right) - R_{hB} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2}{2} 100 \right) + xC_3 + C_6 \right]$$

$$y_{max} = 1,0910^{-3} \text{ mm}$$

C) Flèche maximale résultante

$$f_{max} = \sqrt{(y_{vmax})^2 + (y_{hmax})^2} = \sqrt{(6,76 \cdot 10^{-3})^2 + (1,09 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$f_{max} = 6,84 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$f_{max} < [f] = 0,03 \text{ mm}$$

La condition de résistance est vérifiée

IV.4.10 Vérification de l'arbre à la vitesse critique

Calcul de la vitesse critique : $N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{max}}}$

$$N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{0.0015 \cdot 10^{-1}}} = 24494,89$$

$$N_c = 24494,89 \text{ } t_r/min$$

$N_c > N_3 = 90 t_r/min \Rightarrow$ il y'aura pas le phénomène de résonance

IV.4 Conclusion

Les arbres sont des éléments importants dans le réducteur. Ils sont sollicités aux sollicitations composées. Pour assurer un bon fonctionnement du réducteur et garantir une grande longévité, les différents éléments qui constituent ce mécanisme doivent être étudiés et vérifiés pour leur dimensionnement. Le calcul des différentes réactions, le moment fléchissant et le moment de torsion nous ont permis de déterminer les différents diamètres qui vérifient les conditions de résistance tout en tenant compte des charges statiques et cycliques.

CHAPITRE V

CALCUL DES ROULEMENTS ET LUBRIFICATION

CALCUL DES ROULEMENTS ET LUBRIFICATION

V.1 Calcul des roulements [5]

V.1.1 Introduction

Les roulements sont manufacturés en série. Ils sont offerts en plusieurs dimensions et capacités de charge. Le choix de ces roulements dépend de leur application, elle se fait à l'aide d'un catalogue du constructeur en fonction des diamètres de l'arbre et de l'alésage envisageables. Les catalogues donnent la charge dynamique de base C utilisée pour le calcul de ces éléments roulants.

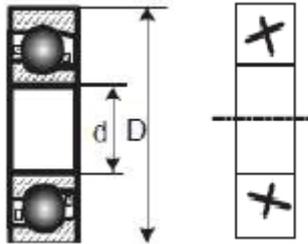


Fig. V.1: roulement a contact oblique

V.1.2 Arbre (1)

Avec : $F_{a1} = 203,71 N$ $F_{r1} = 286,74 N$

Tableau

d mm	D mm	B mm	r mm	N_{max} Tr/min	C daN	C_0 daN
20	47	14	1.5	13000	1330	760

Calcul de la charge équivalente exercée sur le roulement :

La charge P est déterminée par la relation :

$$P = X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1}$$

Détermination des valeurs X et Y :

Calculons tout d'abord le rapport entre la charge axiale et la charge radiale :

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{203,71}{286,74} = 0,71$$

En distinguant les valeurs de X et Y qui vérifient les conditions suivantes dans le tableau ci-dessous : $\alpha = 40^\circ$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} \leq e \text{ ou } \frac{F_{a1}}{F_{r1}} > e$$

α	e		
		X	Y
20	0.57	1	0
25	0.68	1	0
30	0.80	1	0
34	0.95	1	0
40	1.14	1	0
45	1.33	1	0

X=1
Y=0

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad L_{10} = 99790,70 \text{ millions de tours}$$

Avec $n=3$ pour les roulements à billes

Calcul de la durée nominale 90 % de fiabilité en heures de fonctionnement :

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot N_1}$$

$$L_{10h} = 1154984,95 \text{ Heures de travail}$$

Avec : $N_1 = 1440 \text{ tr/mn}$

Les résultats obtenus sont acceptables

V .1.3 Arbre (2)

Données : $F_a = F_{a2} + F_{a1} = 589,71N$

$$F_r = F_{r2} + F_{r1} = 962,46 N$$

Tableau

d mm	D mm	B mm	r mm	N_{max} Tr/min	C daN	C_0 daN
30	62	16	1.5	10000	2050	1350

Calcul de la charge équivalente exercée sur le roulement :

La charge P est déterminée à l'aide de la relation :

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Détermination des valeurs X et Y : Calculons tout d'abord le rapport entre la charge axiale et la charge radiale :

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{589,71}{962,46} = 0,61$$

En distinguant les valeurs de X et Y en vérifiant la condition suivante dans le tableau ci-dessous : $\alpha = 40^\circ$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ ou } \frac{F_a}{F_r} > e$$

α	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	
		x	Y
20	0.57	1	0
25	0.68	1	0
30	0.80	1	0
34	0.95	1	0
40	1.14	1	0
45	1.33	1	0

X=1
Y=0

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad L_{10} = 9663,03 \text{ Millions de tours}$$

Avec : $P = F_r = 962,46 \text{ N}$

$n=3$ pour les roulements à billes

Calcul de la durée nominale 90% de fiabilité heures de fonctionnement $L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot N_2}$

$$L_{10h} = 447362,5 \text{ Heures de travail}$$

Avec : $N_2 = 360 \text{tr/mn}$

Les résultats sont acceptables

V .1.4 Arbre (3)

Données : $F_{a2} = 386 \text{ N}$

$$F_{r2} = 675,72 \text{ N}$$

Tableau

d mm	D mm	B mm	r mm	N_{\max} Tr/min	C daN	C_0 daN
40	80	18	2	7000	3200	2300

Calcul de la charge équivalente exercée sur le roulement :

La charge P est déterminée à l'aide de la relation :

$$P = X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}$$

Détermination les valeurs de X et Y : Calculons tout d'abord le rapport entre la charge axiale et la charge radiale :

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{386}{675,72} = 0,57$$

En distinguant les valeurs de X et Y en vérifiant la condition suivante dans le tableau ci-dessous :

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} \leq e \text{ ou } \frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e$$

α	e	$\frac{F_a}{F_r} < e$	
		X	Y
20	0.57	1	0
25	0.68	1	0
30	0.80	1	0
34	0.95	1	0
40	1.14	1	0
45	1.33	1	0

X=1
Y=0

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad L_{10} = 106206,13 \text{ Millions de tours}$$

$$\text{Avec } P = F_{r2} = 675,72 \text{ N}$$

$$n = 3 \quad \text{pour les roulements à billes}$$

Calcul de la durée nominale 90% de fiabilité heures de fonctionnement : $L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot N_3}$

$$L_{10h} = 1,96 \cdot 10^7 \text{ heures}$$

$$\text{Avec } : N_3 = 90 \text{ tr/mn}$$

Les résultats sont acceptables

V .1.5 Conclusion

On utilise les roulements à contact oblique (BT) à cause des efforts axiaux créés par les engrenages cylindriques hélicoïdales, Ils supportent tous les types de charges axiales, dans un seul sens. Les bagues ne sont pas séparables. Pour avoir un guidage conforme aux règles de montage, ces roulements doivent être montés par paire et en opposition.

V .2 Calcul des clavettes [7]

La liaison en rotation est assurée par un clavetage libre au moyen des clavettes parallèles ordinaires.

La largeur de la clavette étant liée par normalisation au diamètre de l'arbre, il convient donc de calculer sa longueur.

Lors d'une transmission par clavetage, l'effort tranchant supposé concentrer, appliqué sur la clavette (équivalent à l'effort tangentiel) est souvent déduit de la puissance à transmettre ou du couple.

La transmission s'effectue par les faces des clavettes. En plus de la vérification de la clavette au cisaillement, il convient de vérifier la condition de non matage.

V.2.1 Calcul de la clavette pour l'arbre (2)

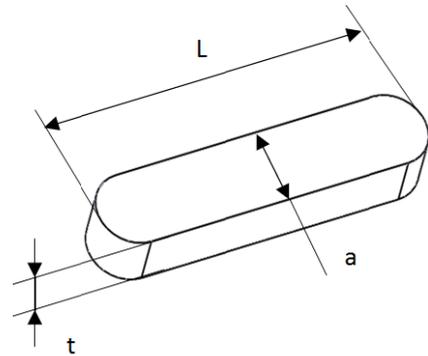
- Données : clavette de forme A

Matériaux XC48

$$R_e = 410 \text{ Mpa}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$\begin{cases} a = 10 \text{ mm} \\ t = 8 \text{ mm} \end{cases}$$



Calcul de la longueur L de la clavette

a- Calcul de la vitesse de rotation de l'arbre (2)

$$N_2 = \frac{N_m}{i_3} = \frac{1440}{4} = 360 \text{ tr/mn}$$

$$W_2 = \frac{\pi \cdot N_2}{30} = 37,68 \text{ rad/s}$$

Calcul le couple :

$$P_2 = C_2 \cdot W_2 \Rightarrow C_2 = \frac{P_2}{W_2} = \frac{1639,74}{37,68} = 43,517 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$C_2 = 43517 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

b- Calcul des actions de contact entre moyeu et la clavette :

$$T = \frac{C}{R} = 2901,16 \text{ N}$$

Avec $R = 15 \text{ mm}$ le rayon de l'arbre (2)

c- Calcul de résistance au cisaillement de la clavette:

$$\tau = \frac{T}{S} \leq R_{Pg}$$

Avec : $S = a \cdot L$, $R_e = 410 \text{ MPa}$

$$R_{Pg} = \frac{R_{eg}}{n} = \frac{0,5R_e}{n} = 102,5 \text{ Mpa}$$

$$\frac{T}{S} = \frac{2901,16}{10 \cdot L} \leq 102,5 \quad L \geq 2,83 \text{ mm}$$

Avec $n = 2$ coefficient de sécurité

d- Condition de résistance de la clavette au matage :

$$P_{adm} = 80 \text{ MPa} \quad \frac{T}{\frac{t}{2} \cdot L} \leq P_{adm}$$

$L = 9,06$ on prend $L = 62 \text{ mm}$

-vérification de $L < 2.5 D$: $\frac{L}{D} = \frac{62}{30} = 2,06$

La longueur satisfait la condition de non matage.

V .2.2 Calcul de la clavette pour l'arbre (3)

Matériaux XC48

$$R_e = 410 \text{ Mpa}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$\begin{cases} a = 12 \text{ mm} \\ t = 8 \text{ mm} \end{cases}$$

- Calcul de la longueur L de la clavette

$$P_3 = 1574,15 \text{ W} = 1,57415 \text{ KW}$$

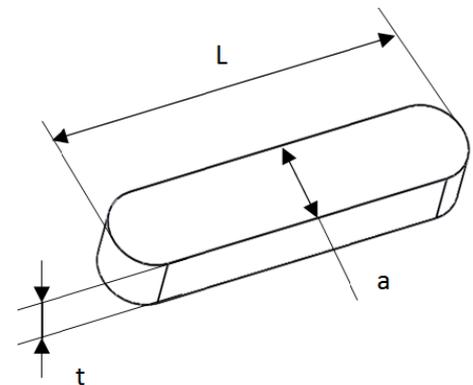
- Calcul de la Vitesse de rotation de l'arbre (3)

$$W_3 = \frac{\pi \cdot N_3}{30} = 9,42 \text{ rad/s}$$

Avec : $N_3 = 90 \text{ tr/min}$

$$P_3 = C_3 \cdot W_3 \Rightarrow C_3 = \frac{P_3}{W_3} = \frac{1574,15}{9,42} = 167,107 \text{ N.m}$$

$$C_3 = 167107,21 \text{ N mm}$$



- Calcul des actions de contact entre moyeu et la clavette :

$$T = \frac{C_3}{R} = 8355,36 \text{ N}$$

$R = 20 \text{ mm}$: rayon de l'arbre (3)

- Calcul de résistance au cisaillement :

$$\tau = \frac{T}{S} \leq R_{Pg} \quad S = a \cdot L, \quad R_e = 410 \text{ Mpa}$$

$$R_{Pg} = \frac{R_{eg}}{n} = \frac{0,5R_e}{n} = 102,5 \text{ Mpa}$$

$n=2$ coefficient de sécurité

$$\frac{T}{S} = \frac{8355,36}{12 \cdot L} \leq 102,5 \quad L \geq 6,79 \text{ mm}$$

- Condition de résistance au matage :

$$P_{adm} = 80 \text{ MPa} \quad \frac{T}{\frac{t}{2} \cdot L} \leq P_{adm}$$

$L=36,11$ on prend $L=38 \text{ mm}$

$$\text{-Vérification de } L < 2.5 D : \frac{L}{D} = \frac{38}{40} = 0,95$$

La condition est vérifiée

V .2.3 Calcul de la clavette pour l'arbre (3)

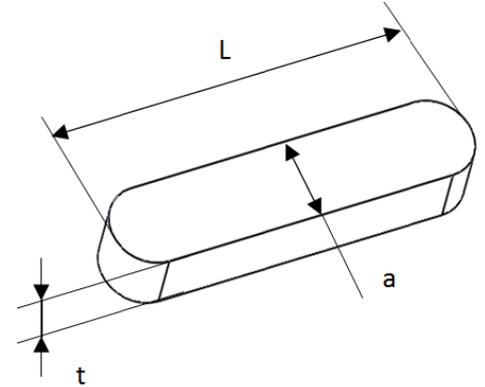
-Données :

Matériaux XC 48

$$R_e = 410 \text{ Mpa}$$

$$d = 32 \text{ mm}$$

$$\begin{cases} a = 10 \text{ mm} \\ t = 8 \text{ mm} \end{cases}$$



- Calcul de la longueur L de la clavette

$$P_3 = 1574,15 \text{ W} = 1,57415 \text{ KW}$$

-Calcul la Vitesse de rotation de l'arbre (3) $N_3 = 90 \text{ tr/min}$

$$W_3 = \frac{\pi \cdot N_3}{30} = 9,42 \text{ rad/s}$$

Avec : $N_3 = 90 \text{ tr/min}$

$$P_3 = C_3 \cdot W_3 \Rightarrow C_3 = \frac{P_3}{W_3} = \frac{1574,15}{9,42} = 167,107 \text{ N.m}$$

$$C_3 = 167107,21 \text{ N mm}$$

- Calcul des actions de contact entre moyeu et la clavette :

$$T = \frac{C_3}{R} = 8355,36 \text{ N}$$

$R = 16 \text{ mm}$ le rayon de l'arbre (3)

- Calcul de résistance au cisaillement :

$$\tau = \frac{T}{S} \leq R_{Pg} \quad S = a \cdot L, \quad R_e = 410 \text{ Mpa}$$

$$R_{Pg} = \frac{R_{eg}}{n} = \frac{0,5R_e}{n} = 102,5 \text{ Mpa}$$

$n=2$ coefficient de sécurité

$$\frac{T}{S} = \frac{8355,36}{10 \cdot L} \leq 102,5 \quad L \geq 8,15 \text{ mm}$$

Condition de résistance au matage :

$$P_{adm} = 80 \text{ MPa} \quad \frac{T}{\frac{t}{2} \cdot L} \leq P_{adm}$$

$L=32,63$ on prend $L=40$ mm

$$\text{--vérification de } L < 2.5 D : \frac{L}{D} = \frac{40}{32} = 1,28$$

La condition est vérifiée

V.3. Lubrification

V.3.1. Lubrification des roulements

La lubrification a pour objet d'interposer un film de lubrifiant entre les éléments roulants et les chemins de roulement. Il en résulte :

- Facilite les mouvements
- Diminue les frottements internes
- Protège contre la corrosion
- Une réduction de l'usure
- Une contribution au refroidissement dans les cas de l'huile

Dans notre cas on utilise de la graisse. La plupart des montages de roulements environ 90%, sont lubrifiés à la graisse.

La lubrification à la graisse est économique et relativement simple.

V.3.2. Lubrification des engrenages

Les engrenages utilisés en transmission de puissance sont généralement lubrifiés à l'huile (environ 90% des engrenages). Le lubrifiant satisfaisant aux conditions suivantes garantit une marche optimale des engrenages :

- Réduction de l'usure des flancs de dents
- Augmentation du rendement grâce à une diminution des frottements
- Fonctionnement silencieux de l'engrenage
- D'évacuer les particules d'usure produites par le frottement entre les dents en contact

- Une diminution des frottements et des chocs
- Une protection contre la corrosion
- Une contribution au refroidissement dans les cas de l'huile.

Dans notre cas on utilise de l'huile pour la lubrification des engrenages par le système bain d'huile

- Lubrification par bain d'huile (barbotage)

La lubrification par barbotage est la plus utilisée, une ou plusieurs roues dentées sont "trempées" dans l'huile. Le bas des roues est trempé en permanence dans un bain d'huile. Lors de la rotation des dents, une certaine quantité d'huile est entraînée par la denture, ce qui permet la lubrification au niveau des dents en contact. Des dispositifs avec racleurs ou palettes sont parfois indispensables si les vitesses sont trop faibles. La hauteur d'immersion doit être sensiblement la même pour chaque roue trempée, ni trop faible, ni trop grande

Les principales classes d'additifs sont :

- les additifs de VI, pour améliorer l'indice de viscosité : polyacrylates et polymères
- les additifs détergents et dispersants : sulfonâtes, phénates,
- les additifs de lubrification limite : esters gras et acides gras, etc. ;
- les additifs antioxydants et désactivateurs : phénols substitués et amines aromatiques
- Les inhibiteurs de corrosion esters partiels d'acides succiniques

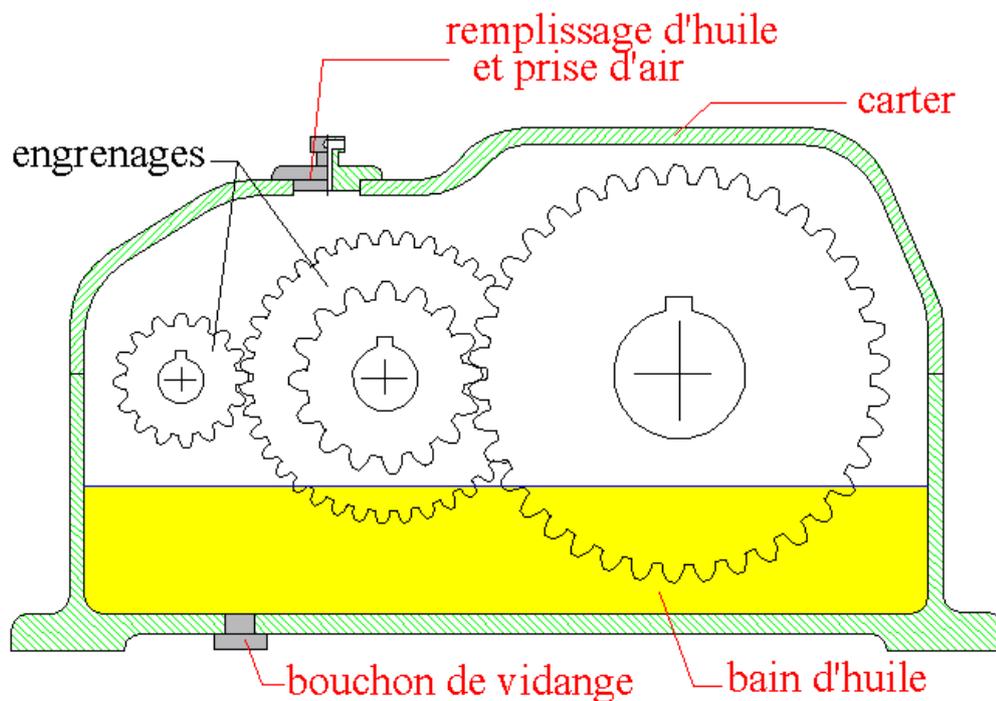


Fig. V.2: Lubrification par bain d'huile (barbotage)

Toutefois, les huiles sont onéreuses et polluantes pour l'environnement. Pour ces deux raisons principalement, on doit les récupérer et les maintenir dans un cadre étanche, ce qui constitue la première limitation à leur utilisation, limitation qui a d'ailleurs entraîné le développement des graisses.

La seconde limitation à l'utilisation des huiles est due aux variations de température. A basse température, les huiles deviennent solides, alors qu'à de hautes températures, elles se dégradent. L'utilisation d'additifs et d'huiles synthétiques permet toutefois de faire reculer ces limites.

Hormis ces deux limitations et quelques cas particuliers, les huiles sont des lubrifiants idéals. L'intervalle de changement de l'huile est usuellement (2500...3000) heures de fonctionnement

V.4 Etanchéité [8]

V.4.1 Etanchéité des arbres

On utilise des joints à deux lèvres. Une lèvre est orientée vers l'extérieur, elle permet d'empêcher la pénétration des corps étrangers tel que la poussière protection dite (anti poussière). Quant à la deuxième lèvre, elle est orientée vers l'intérieur et permet d'assurer la retenue de l'huile.

V.4.2 Etanchéité de carter

On utilise un joint plat, il est généralement découpé à partir du matériau en feuilles et il convient pour des étanchéités statiques. Le matériau en papier Kraft arme (une feuille d'aluminium collé entre deux feuilles de papier), il possède une bonne stabilité dimensionnelle et, il résiste jusqu'à une température de 125°C

V.5 L'accouplement mécanique

Définition

Un joint de transmission ou accouplement est un système mécanique composé de plusieurs pièces mobiles les unes par rapport aux autres, ou déformables. Il permet l'entraînement mutuel de deux pièces tournantes dont les axes de rotation occupent des positions relatives variables pendant le fonctionnement. En d'autres termes, c'est une liaison qui permet de transmettre la rotation d'un axe à un autre axe fixe.

Choix proposé :

Nous avons choisi un accouplement élastique, plus exactement le modèle Miniflex pour la puissance transmise faible, Il permet :

- D'absorber les irrégularités du couple
- D'accepter les défauts d'alignements

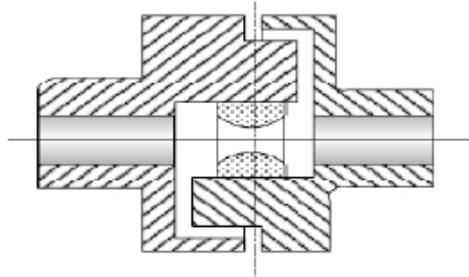


Fig. V.3: un accouplement élastique (Miniflex)

Conclusion

Chaque produit nécessite une technique de convoyage particulière. En étroite collaboration avec de grandes entreprises issues de différentes branches, un système modulaire de convoyeurs spécifiques aux secteurs d'industries a vu le jour.

Le travail présenté dans ce mémoire est principalement de nature conception, calcul et dimensionnement d'un convoyeur à bande caractérisé par le type de bande transporteuse utilisée (matériaux, texture, épaisseur).

Il nous a permis d'une part d'acquérir une expérience dans le domaine de conception à savoir choisir des différents éléments qui constituent le mécanisme tels que les arbres, roulements et le mode de graissage.

A travers cette étude, nous avons reconquis et nous nous sommes familiarisés avec de nombreuses méthodes de conception mécanique en faisant face aux contraintes qu'on peut rencontrer dans l'étude d'un produit, depuis la phase de recherche d'informations et de solutions, jusqu'à sa réalisation.

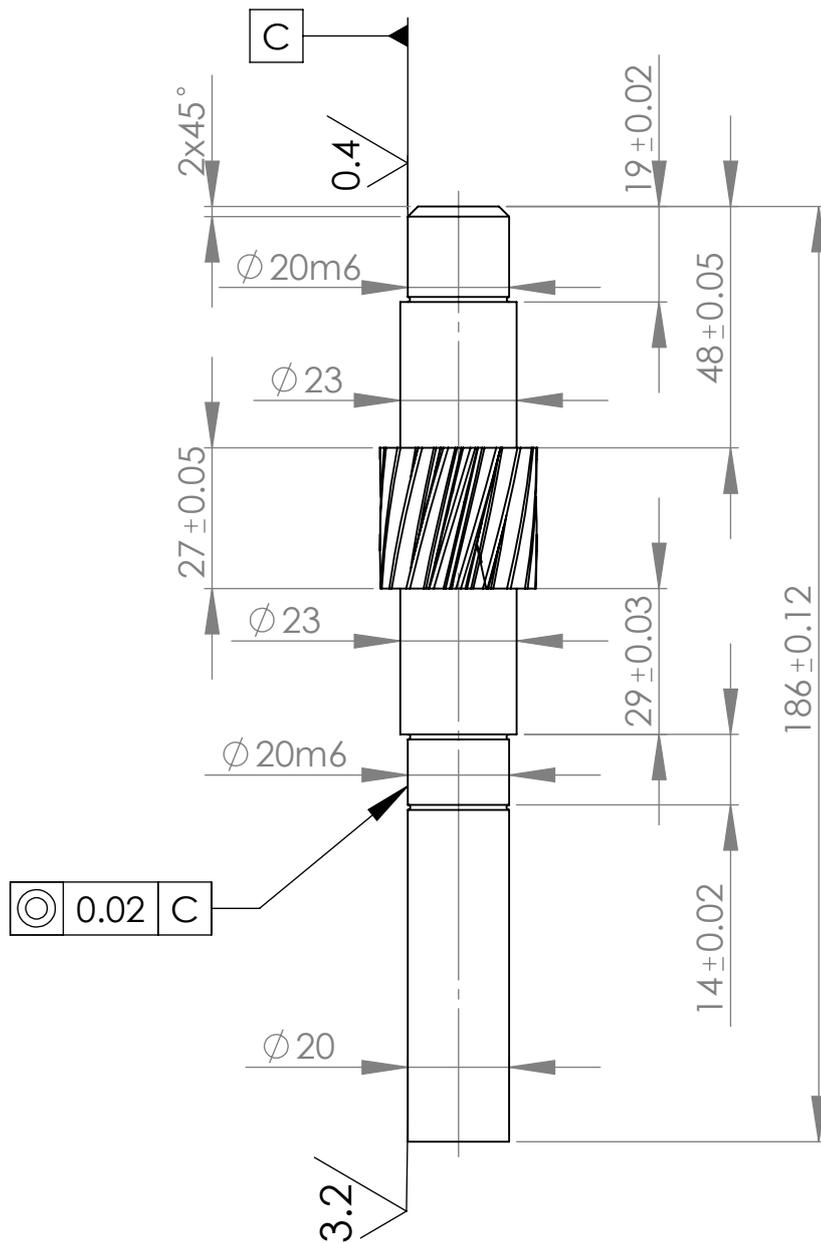
Les différentes étapes de calcul, particulièrement celles liées au dimensionnement et à la vérification est l'objectif assigné aux différents calculs confortant et mettant ainsi en évidence les différentes théories de la RDM. Après cette étude, nous nous sommes arrivés aux résultats suivants:

- Conception d'un réducteur de vitesse en choisissant le type de la transmission à utiliser et ainsi que les matériaux des différents éléments qui constituent le mécanisme.
- Dimensionnement des différents éléments de réducteur de vitesse tels que : engrenages, arbres et calculs des différentes pièces qui permettent d'obtenir les liaisons mécaniques.
- Réalisation d'une maquette numérique à l'aide d'un logiciel de conception Solid Works.

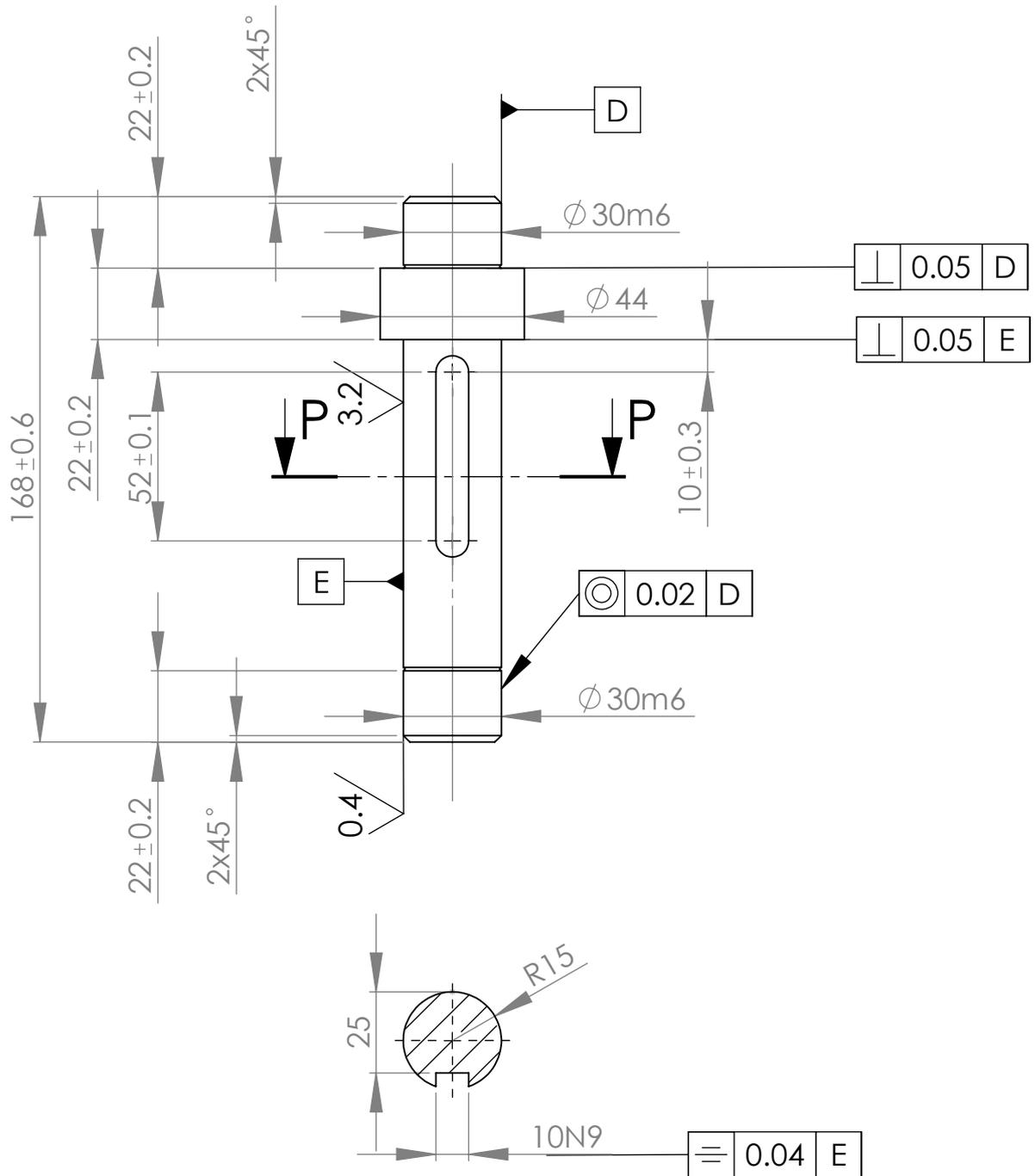
Malgré tous les efforts déployés pour mener à bien cette étude, nous ne prétendons jamais que ce travail est parfait, par conséquent il reste ouvert aux critiques et aux propositions allant dans le sens de son éventuel amélioration.

Bibliographie

- [1] Manutention des matériaux et transport sur place (fichier PDF)
- [2] Catalogue général de Rulmeca , Rouleaux et composants pour la manutention des produits en vrac
- [3] Catalogue industrie Leroy –somer
- [4] Construction industriel Collection H.Longeot , L.Jourdan , Edition Dunod
- [5] Cours de CM (licence et Master)
- [6] Courroies synchrones texrope , méthode de calcul
- [7] Formulaire de mécanique, pièces de construction Edition Youde Xiong
- [8] Guide de dessinateur industriel Chevalier, édition 2004

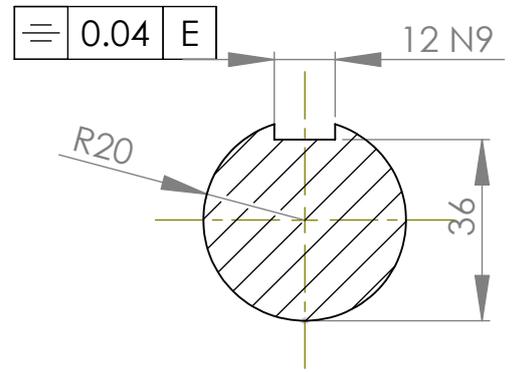
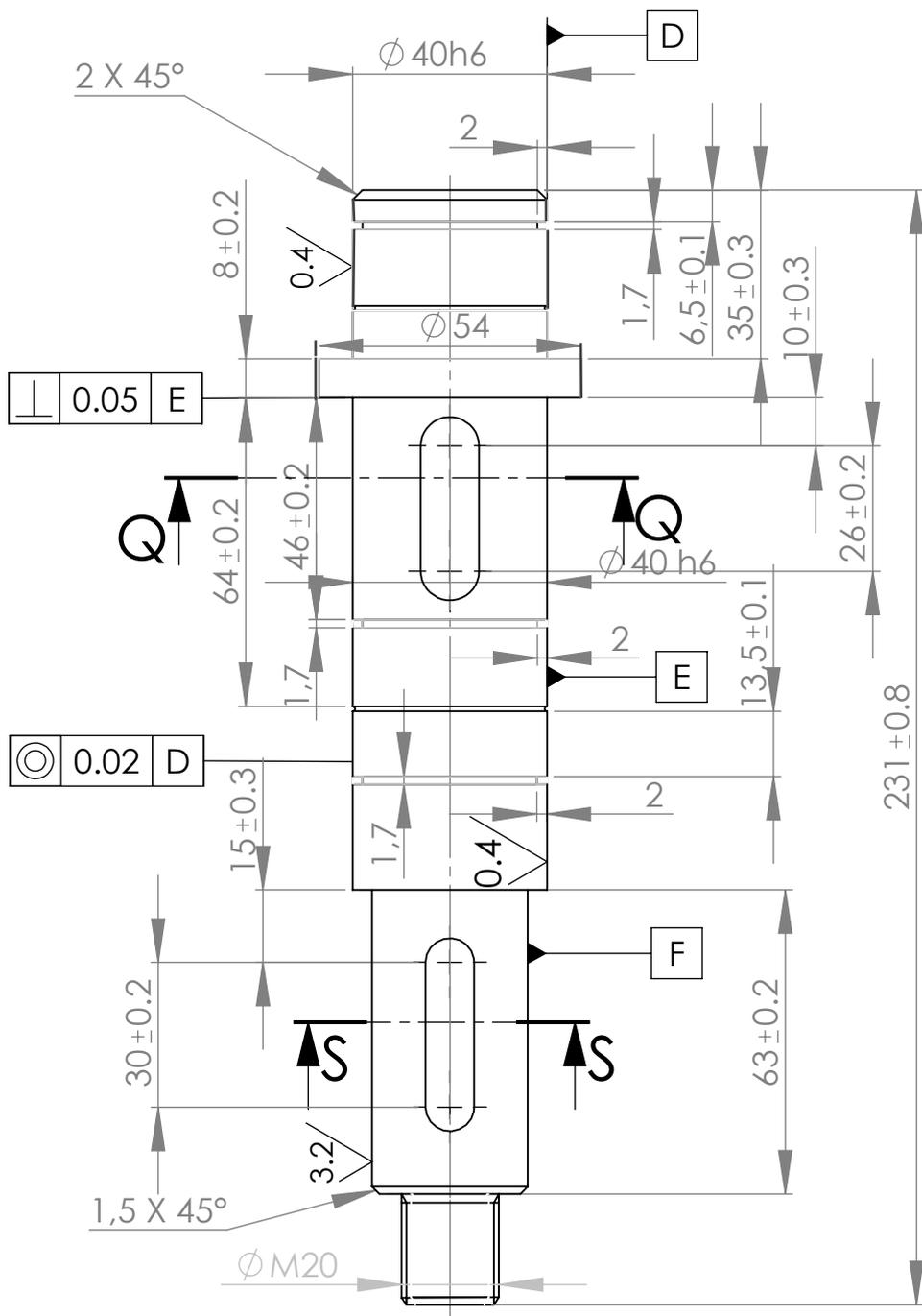


1	01	ARBRE 1	X38	Usiné
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observations
ECHELLE 2 : 3		REDUCTEUR DE VITESSE		
		FGC - GM - UMMTO	Planche N° : 1	
A4		LEBAZ Kamel	M2 CM	

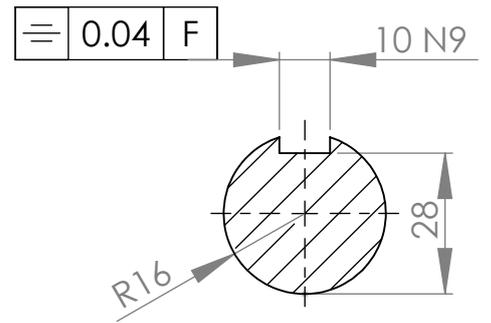


SECTION P-P

2	01	ARBRE 2	X38	Usiné
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observations
ECHELLE 1 : 2		REDUCTEUR DE VITESSE		
		FGC - GM - UMMTO	Planche N° : 2	
A4		LEBAZ Kamel	M2 CM	

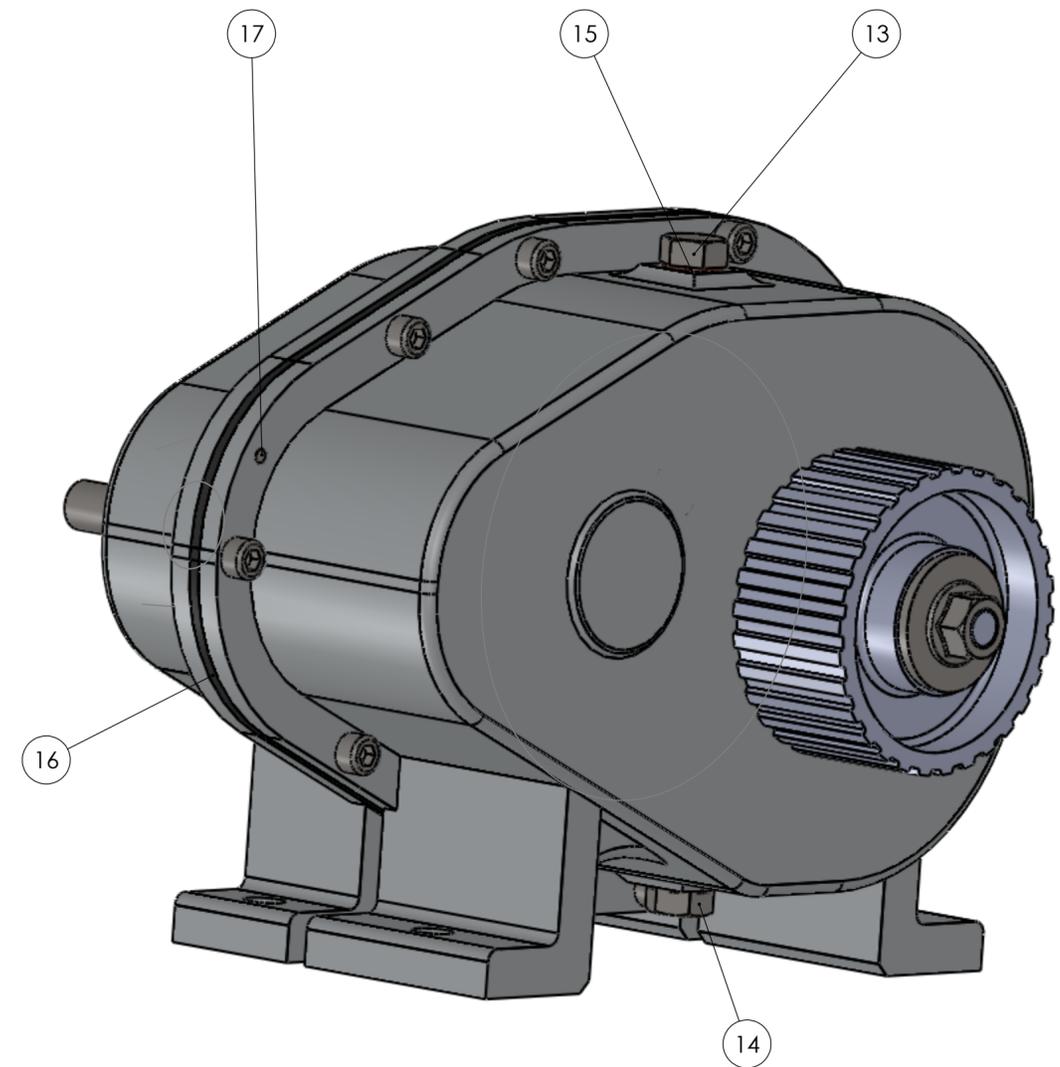
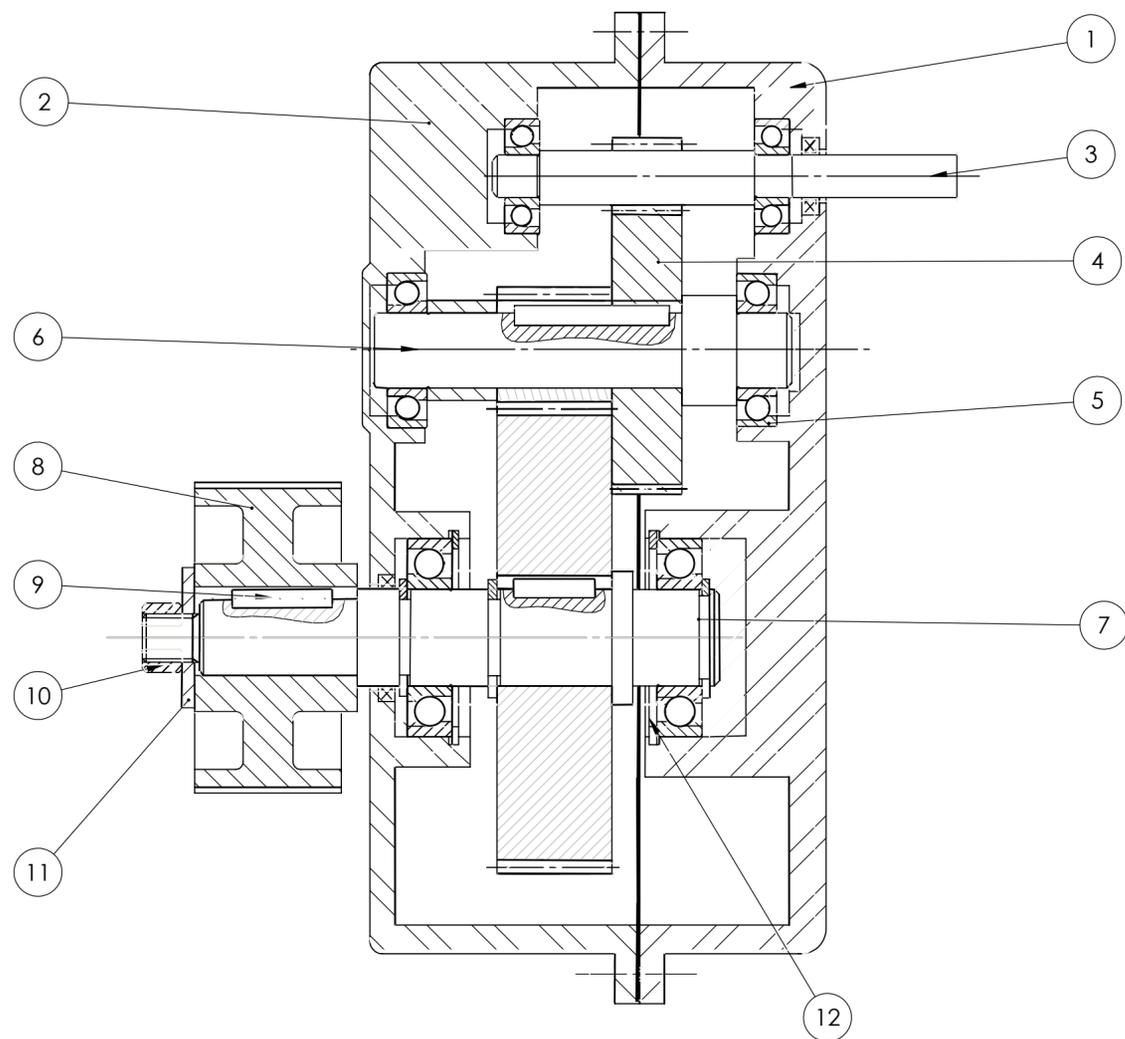


Section Q-Q



Section S-S

3	01	ARBRE 3	X38	Usiné
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observations
ECHELLE 2 : 3		REDUCTEUR DE VITESSE		
		FGC - GM - UMMTO	Planche N° : 3	
A4		LEBAZ Kamel	M2 CM	



17	2	Goupille de guidage		
16	1	Joint de carter		
15	2	Rondelle d'etanchiete		
14	1	Vis de vidange		
13	1	Vis de graissage		
12	5	Circlips		
11	1	Rondelle		
10	1	Ecrou		
9	3	Clavette	XC48	
8	1	Poulie	FG	
7	1	Arbre 3	XC38	
6	1	Arbre 2	XC38	
5	6	Roulement BT		
4	3	Roue dente	xc38	traite
3	1	Arbre 1	xc38	
2	1	Carter cote gauche	Al	
1	1	Carter cote droite	Al	
Rep	Nbr	Designation	MATIERE	OBS

ECHELLE 1:2

REDUCTEUR DE VITESSE

FGC -GM-UMMTO

Planche N:1

A2

LEBAZ KAMEL

M2