



N° d'ordre : M...../GM/2019

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

Etude de réducteur de vitesse pour convoyeur à sel

Présenté par :

- ❖ Guenouna Djemaia
- ❖ Bouteldja elhadja

Soutenu le 06/07/2019 devant le jury composé de :

Président	Dr. R.zinasni	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr.M .khiat	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr. S. E. BENKABOUCHE	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2018 / 2019

Remerciements

Nous remercions le bon Dieu, ALLAH qui nous a donné la force et le courage d'entreprendre et de compléter ce travail. C'est avec beaucoup de respect et d'estime que nous remercions notre encadreur **MS.S.BENKABOUCHE**, toujours présents pour nous accueillir et nous aider le long de notre travail, avec ses précieux conseils et son aide bénéfique.

En fin, nous remercions tous les enseignants qui nous ont fait profiter de leur savoir, le long de nos études, ainsi les personnels administratifs et tous ceux qui ont contribué à nous aider pour l'élaboration de notre travail.

GUENOUNA DJEMAIA

BOUTELDJA ELHADJA

Dédicaces

*Je dédie ce Modest travail a mes chère parent, mes frère et sœurs,
mes cousins, ainsi que toute ma famille ou qu'ils on soit, mon ami
binôme et tout mes amis*

Guenouna djemaia

*Je dédie ce Modest travail a mes chère parent, mes frère et sœurs,
mes cousins et mon homme, ainsi que toute ma famille ou qu'ils
on soit, mon ami binôme et tout mes amis*

Bouteldja elhadja

Sommaire

Introduction

Introduction

Chapitre I:Généralités

I.1.Introduction.....	1
I.2.Domaine d’application des réducteurs	1
I.3. Les différents types de réducteur	1
I.3. 1. Réducteurs à roue et vis	1
I.3. 2.Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles	3
I.3. 3. Réducteurs à couple conique	5
I.3. 4. Réducteurs planétaire.....	6
I.3. 5. Technologies poulie - courroie	8
I.3. 6. Technologies pignon-chaîne	9
I.3.7. réducteur à train	11

Chapitre II : Présentation de problème

II.1.Introduction	11
II.2.présentation de convoyeur	11
II.2.1.Les avantages d’un convoyeur	11
II.2.2.Classification des convoyeurs	11
II.2.3.Convoyeur à rouleaux.....	11
II.2.4.Convoyeur à tablier ou à palettes.....	12
II.2.5.Convoyeur gravitaire	12
II .2.6.Convoyeur à bande ou à tapis.....	13
II.3. Comparaison entre les différents types de convoyeurs	14
II.4.Caractéristiques techniques des convoyeurs à bande	14
II .5. Présentation du convoyeur à sel	15
II .5.1. Fiche technique de convoyeur	15

Sommaire

II. 5. Choix d'un type de réducteur	16
II .6. Définition des types de vis.	16
II .6.1 Vis de type ZA.	16
II.6.2. Vis de type ZN	16
II.6.3. Vis de type ZK	17
II.6.4 Vis de type ZI.	17
II.6.5. Vis de type ZH	17
II .7. Conclusion.	18

Chapitre III : calcul et dimensionnement du réducteur roue et vis sans fin

III.1.introduction	19
III.2.les caractéristique du moteur réducteur	19
a .les données initiales d'engrenages de la roue et vis sans fin.....	19
b .calcul des éléments de mécanisme et modélisation de la géométrie en 3D	19
III.3.rapport de réducteur	20
III.4.couples et forces sur les dents de la roue et vis sans fin	21
III.5.efforts sur la vis motrice et la roue réceptrice	22
III.6.Le module	23
III.6.1.Détermination du module m	23
III.6.1.a Matériau de la roue	23
III.6.1.b Matériau de la vis sans fin	23
III.6.c Module de la vis	23
III.7 Calcul des éléments géométrique de la roue et la vis sans fin	24
III.7.a- Calcul des éléments géométrique de la roue dentée	24
III.7.b- Calcul des éléments géométrique de la vis sans fin	25
III.8- Calcul des arbres	25
III.8.1 Choix du matériau	25

Sommaire

III.8.2 Calcule des réactions	25
III.8.3-Calcule de vérification	26
III.8.3.a Les efforts appliques sur l'arbre de la vis	26
III.8.3.b Pour déterminer la direction de l'arbre on utilise la méthode de cisaillement	27
III.9.Pour les roulements	27
III.9.a Le Calcule des roulements se fait sur le plus charge	28
III.9.b Pour le calcule de roulement	28
III.10.Calcul de vérification	29

Conclusion

Conclusion

Liste des figures

Figure du chapitre I

Figure I.1 : roue à vis sans fin	1
Figure I.2 : roue cylindrique	3
Figure I.3 : roue conique	4
Figure I.4 : réducteurs planétaires	5
Figure I.5 : pignon-chaîne	9

Figure du chapitre II

Figure II.1 :Convoyeur à rouleaux.	11
Figure II.2 : Convoyeur à palettes.....	12
Figure II.3 : Convoyeur gravitaire droit	12
Figure II.4 : Convoyeur gravitaire courbé	13
Figure II.5 : Convoyeur gravitaire pivotant.....	13
Figure II.6 : Schéma d'un convoyeur à bande incliné	13
Figure II.7 : Définition et fabrication des flancs de la vis : vis de type ZA et ZN	17
Figure II.8 : Définition et fabrication des flancs de la vis : vis de types ZK, ZH et ZI	18

Figure du chapitre III

Figure III.1 : schéma ex primaire rapport de réducteur	20
Figure III.2 : efforts sur chaque d'entre d'engrenage roue et vis sans fin	21
Figure III.3 :efforts appliqué sur arbre.	26

Liste des figures

Liste des tableaux

Tableau du chapitre I

Tableau I.1: les avantages et les inconvénients des Réducteurs à roue et vis	2
Tableau I.2 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèle	3
Tableau I.3 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs à couple conique	5
Tableau I.4 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs planétaires	6
Tableau I.5 : les avantages et les inconvénients Technologies poulie - courroie	8
Tableau I.6 : les avantages et les inconvénients des Technologies pignon-chaîne	9

Tableau du chapitre II

Tableau II.1 : Avantages et inconvénients de quelques types de convoyeurs.	14
Tableau II.2 : fiche technique du convoyeur	15

Tableau du chapitre III

Tableau III.1 : les efforts agissants sur la roue et la vis sans fin	22
Tableau III.2 : valeurs normalisées du module (NF ISO 54).....	24
Tableau III.3 : les éléments géométrique de la roue dentée	24
Tableau III.4 : les éléments géométrique de la vis sans fin.....	25

Liste des tableaux

Notations :

P : la puissance de moteur en KW

P : La puissance sortie du réducteur en KW

C : Le couple de moteur Nm

V_e : La vitesse d'entrée t/min

V_s : La vitesse de sortie t/min

ω : La vitesse angulaire de moteur rad/s

m : Le module normal m en mm

β_v : L'angle d'hélice de la vis

R : le rapport de réduction (R)

Z roue : Nombre de dents de la roue.

Z vis : Nombre de dents de la vis

m_x : *module axiale* en mm

P_n : *pas réel* en mm

P_x : *pas axial* en mm

P_z : *pas de l'hélice* en mm

h_a : *sailie* en mm

h_f : *creux* en mm

h : *hauteur de dent* en mm

d_A : *diametre primitif* en mm

d_a : *diamtre de tete* en mm

d_f : *diamtre de pied* en mm

l : *longeure de la vis* en mm

F_t : *la force tangencielle* en N

F_a : *la force axiale* en N

F_r : *la force radiale* en N

F_n : *la force normale* en N

F_{tr} : la force tangentielle de la roue en N

F_{rr} : la force radiale de la roue en N

F_{ar} : la force axiale de la roue en N

F_{tv} : la force tangentielle de la vis en N

F_{rv} : la force radiale de la vis en N

F_{av} : la force axiale de la vis en N

R_{pe} : résistance pratique élastique en Mpa.

R_e : Résistance élastique en Mpa.

S : Coefficient de sécurité.

Z : Nombre de dents de la roue ou la vis sans fin.

λ : Coefficient de la largeur de denture, valeur choisie entre 6 et 10.

K_e : coefficient élastique ($K_e = 155$ pour acier/bronze)

T_1 : couple en N.m

T_2 : couple en N.m

$[\sigma_H]$: la contrainte admissible de contact en MPa

ρ_1 et ρ_2 : rayons courbure de la vis et de la roue en mm

L : longueur de contact en mm

L_m : durée de vie en million

L_h : durée de vie en heure

Introduction générale

Introduction

Les équipements mécaniques jouent un rôle très important dans différents domaines industriels, car ils assurent l'outil de production. Parmi ces équipements, les mécanismes de transmission tels que les réducteurs de vitesse. Ces derniers sont généralement installés entre les équipements entraineurs comme : les moteurs électriques ou thermiques, les turbines à gaz ou à vapeur... ; et les autres récepteurs tels que les alternateurs, les pompes, les convoyeurs, ..etc.

L'étude envisagée dans ce mémoire, résulte d'une conception d'installation d'un réducteur de vitesse permettant l'entraînement d'un convoyeur à sel, en réduisant la vitesse de sortie du moteur électrique, et assurant un fonctionnement selon les paramètres de marche imposées par le fabricant du convoyeur.

Ce travail ayant pour objet l'étude de conception d'un réducteur de vitesse, pour ce faire, nous avons opté, en premier lieu, un type de réducteur, choisi les matériaux de l'ensemble de ces organes, et les vérifié selon les conditions de la résistance des matériaux.

Dans le premier chapitre, nous ferons connaissance avec les différents types de réducteurs de vitesse, ainsi que leurs domaines d'utilisation. Dans le second chapitre, nous étudions la problématique de ce système d'entraînement, en choisissant le réducteur approprié. L'étude et le calcul des différentes pièces constituant ce réducteur font l'objet du troisième chapitre.

Ce travail sera finalisé par une conclusion générale et quelques perspectives.

Chapitre I:

Généralités sur Les réducteurs

I.1.Introduction

Les chaînes de production dans les sociétés industrielles, sont conçues pour assurer une continuité de la réalisation du produit, elles sont dotées de plusieurs équipements, tels que les réducteurs de vitesse. Ces derniers sont installés pour transmettre des mouvements de rotation et de réduire la vitesse des moteurs électriques.

Dans ce chapitre, nous allons présenter une généralité sur les différents types de réducteurs et leurs domaines d'application.

I-2- Domaines d'application des réducteurs :

Les réducteurs sont largement utilisés dans différents domaines industriels, leur rôle, est de transmettre un mouvement de rotation en réduisant sa vitesse de rotation et en multipliant le couple de sortie. Ces organes sont installés dans plusieurs équipements, selon le type de conception, tels que : les tapis convoyeurs, les élévateurs à godets, appareils de levage (pont roulant)...etc.

I.3. Les différents types de réducteur

I.3. 1. Réducteur à roue et vis sans fin

C'est un type de réducteur, où le système de roue/vis sans fin peut aussi être utilisé dans des systèmes asservis. Ce système est souvent utilisé dans les cas où une très grande démultiplication est recherchée ou lorsque l'irréversibilité du système assure un fonctionnement correct.



Figure 1 : roue à vis sans fin

❖ **Caractéristiques techniques**

- Les arbres d'entrée et de sortie sont perpendiculaires.
- Rapport de réduction compris entre 2,5 et 100.
- Arbre de sortie plein ou creux traversant.
- Irréversibilité pour les rapports élevés.

Chapitre I : Généralités

Le tableau I-1 présente les avantages et les inconvénients des réducteurs à roue et vis sans fin :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Compacité notamment pour les rapports élevés.• Niveau sonore réduit, exempt de vibration, donnant une bonne qualité d'entraînement.• Charge radiale admissible élevée en sortie.• Rapport performance/prix intéressant.• Bonne capacité d'absorption des sur couples.• Peut être utilisé en combiné - double roue vis - pour des grands rapports de réduction (vitesse très faible).• De plus en plus utilisés en combinaison avec d'autres réducteurs d'une part, et d'autres trains d'autre part afin d'améliorer le rendement.	<ul style="list-style-type: none">• Rendement variable en fonction du rapport de réduction et de la vitesse.• Échauffement plus important que dans d'autres technologies.• Roue bronze pouvant engendrer une usure.

Tableau I.1: les avantages et les inconvénients des Réducteurs à roue et vis

❖ **Principales applications :**

- Convoyeurs, notamment les petits.
- Manutention
- Treuils
- Applications à vitesse lente (par exemple : ponts racleurs de station d'épuration. . .) -
Combinaisons souvent utilisées : réducteur roue et vis associé à une vis sans fin, plusieurs trains (schéma).

Chapitre I : Généralités

❖ Dernières évolutions technologiques :

- Mécatronique.
- Obtention de jeu réduit.
- Evolution des matériaux.

I.3. 2. Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles



Figure 2 : roue cylindrique

La fonction de ce réducteur est de relier un arbre moteur et un arbre à entraîner parallèles, en réduisant ou en multipliant la vitesse motrice.

❖ Caractéristiques techniques

- Les arbres d'entrée et de sortie sont parallèles ou coaxiaux.
- Arbre de sortie plein ou creux traversant (pour les arbres parallèles).

Le tableau I-2 présente les avantages et les inconvénients Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Adaptés pour les fortes puissances.• Charge radiale admissible élevée en sortie.• Rendement élevé proche de 1.• Simplicité de la technologie.• Facilité de maintenance.	<ul style="list-style-type: none">• Faible rapport de réduction par train.

Tableau I.2 : les avantages et les inconvénients Réducteurs à engrenages cylindriques / à arbres parallèles

❖ Principales applications :

- Convoyeurs forte puissance
- Cimenterie
- Entraînements de compresseurs, d'agitateurs, de pompes. . . .-
- Utilisation possible en multiplicateur.

❖ Dernières évolutions technologiques :

- Mécatronique
- Evolution du design et des matériaux : Evolution favorable du rapport couple-poids.
- Evolution des machines-outils et des logiciels de conception.

I.3. 3. Réducteurs à couple conique :



Figure 3 : roue conique

Les réducteurs à couple conique ont un rendement élevé quel que soit le sens du couple et la vitesse d'entrée. Ils sont peu gourmands en énergie et nécessitent peu d'entretien. D'une utilisation universelle, ils ont une grande longévité grâce à la robustesse de leur denture qui leur confère puissance et résistance à l'usure, tant avec des moteurs asynchrones triphasés qu'avec des servomoteurs asynchrones ou synchrones.

❖ Caractéristiques techniques

- Souvent constitué d'un couple conique et d'une autre technologie d'engrenages.
- Les arbres d'entrée et de sortie sont perpendiculaires.
- Rapport de réduction compris entre 1 et 5 du couple conique
- Rapport de réduction global composé, avec un ou plusieurs trains à engrenages cylindriques
- Arbre de sortie plein ou creux traversant.

Chapitre I : Généralités

Le tableau I-3 présente les avantages et les inconvénients des Réducteurs à couple conique :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Renvoi d'angle.• Adaptés également pour les fortes puissances.• Charge radiale admissible élevée en sortie.• Rendement élevé• Utilisation de ce type de réducteurs pour les applications les plus sévères : inversion de charge, cadences de démarrage/freinage élevées.	<ul style="list-style-type: none">• Technologie plus onéreuse.• Maintenance délicate (réglage couple conique).

Tableau I.3 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs à couple conique

❖ Principales applications :

- Convoyeurs forte puissance.
- Agitation,
- Engins mobiles : Travaux Publics, Machinisme Agricole.

❖ Dernières évolutions technologiques :

- Mécatronique
- Machine et logiciel.

I.3. 4. Réducteurs planétaires :



Figure 4 : réducteurs planétaires

Chapitre I : Généralités

L'orientation de l'axe moteur est dans l'axe de sortie pour le réducteur à engrenages planétaires. C'est la solution d'entraînement idéale pour les machines avec couples élevés et espacements réduits.

❖ Caractéristiques techniques

- Epicycloïdaux.
- Coaxial
- Rapport par train : 3 à 10.
- Souvent plusieurs trains.
- Possibilité de carter tournant.
- Possibilité d'arbre creux.

Le tableau I-4 présente les avantages et les inconvénients des Réducteurs planétaires :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Compacité : rapport puissance/dimension très favorable.• Adaptés également pour les fortes puissances.• Rendement élevé• Faible inertie des éléments tournants.	<ul style="list-style-type: none">• Technologie élaborée.• Maintenance plus spécialisée• Échauffement dû à la compacité

Tableau I.4 : les avantages et les inconvénients des Réducteurs planétaires

❖ Principales applications

- Sucrierie.
- Engins mobiles : Travaux Publics, Machinisme Agricole.
- Cimenterie
- Énergie.
- Robotisation et automatisation.
- Machines-Outils.
- Applications avec couples élevés et vitesses lentes : sécheurs, fours rotatifs industriels, Applications dynamiques : robotiques, motion.

❖ Dernières évolutions technologiques

- Mécatronique.
- Nombre de satellite qui permet la compacité et amélioration de rapport couple puissance.

I.3. 5. Technologies poulie - courroie

La courroie est une pièce utilisée pour la transmission du mouvement. Elle est construite dans un matériau souple. Par rapport à d'autres systèmes, elle présente l'avantage d'une grande souplesse de conception (le concepteur a une grande liberté pour placer les organes moteur et récepteur), d'être économique, silencieuse et d'amortir les vibrations, chocs et à coups de la transmission.

❖ Caractéristiques techniques

La courroie est utilisée avec des poulies, et parfois avec un galet tendeur.

- L'entraînement s'effectue par adhérence pour les courroies plates, rondes, trapézoïdales et striées ; ces courroies sont qualifiées d'asynchrones car le glissement et éventuellement le « patinement », ne permettent pas de garantir la position et la vitesse de sortie.
- L'entraînement s'effectue par obstacle pour les courroies dentées, qui sont également qualifiées de synchrones. Ces dernières permettent une transmission de mouvement avec positionnement : comme par exemple les chaînes et les engrenages.
- La courroie synchrone de transmission de puissance, de transfert ou de transport reste un élément indispensable à toutes les machines.

Chapitre I : Généralités

Le tableau I-5 présente les avantages et les inconvénients Technologies poulie – courroie :

Avantage	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Adaptée pour les machines fonctionnant sans à-coup, et lorsque l'on veut réduire les vibrations, ce qui augmente la durée de vie de certaines autres pièces.• Adaptée pour une grande plage de vitesses et de couples• Coût de fabrication initial faible.• Econome en énergie.• Rendement élevé.• Degré de fiabilité extrêmement élevé et nécessite peu de maintenance si ce n'est la vérification de la tension et le changement régulier du fait de l'usure.	<ul style="list-style-type: none">• Rapport de réduction parfois limité sur la transmission de puissance.

Tableau I.5 : les avantages et les inconvénients Technologies poulie - courroie

❖ Principales applications

- Agro-alimentaire.
- Le transfert ou le convoyage. La quasi-totalité des courroies peuvent être customisées à la demande.

❖ Dernières évolutions technologiques

- De nombreuses variantes peuvent être réalisées pour couvrir une énorme plage d'applications clients dans tous les domaines d'utilisation.

I.3. 6. Technologies pignon-chaîne



Figure 5 : pignon-chaîne

Ce sont des composants mécaniques destinés à assurer les transmissions de mouvements ou à être intégrés dans des systèmes plus complexes qui servent : - à transmettre un mouvement permanent pour les chaînes et les courroies, - à sécuriser le système de transmission en évitant les retours en arrière pour les roues libres, - à freiner et à déclencher l'arrêt automatique d'un système pour les freins.

❖ **Caractéristiques techniques**

Produits et systèmes extrêmement variés pour répondre à la très grande diversité d'utilisations et d'exigences de la transmission de mouvement : des chaînes à rouleaux, des chaînes de levage, des chaînes de manutention, des chaînes de transmission, des pignons et roues, qui sont accompagnées d'un cortège d'accouplements, de roues libres, de l'imitateurs de couple, de coupleurs, de freins, d'embrayages, de variateurs, de paliers à coussinets et autres courroies.

Le tableau I-6 présente les avantages et les inconvénients des Technologies pignon-chaîne :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Capacité de travailler dans des conditions très particulières.• Leur technicité met les opérateurs et les installations à l'abri des possibilités d'accidents, ↗ Rendement élevé.• Puissance transmissible importante.• Longue durée de vie.	<ul style="list-style-type: none">• Elles sont essentiellement utilisées pour des vitesses réduites.• Elles sont relativement bruyantes

Tableau I.6 : les avantages et les inconvénients des Technologies pignon-chaîne

Chapitre I : Généralités

❖ Principales applications

- Tous les secteurs d'activité industriels utilisent des transmissions mécaniques en général, des chaînes et éléments de transmissions en particulier.
- Agroalimentaire.
- Aérospatial.
- Loisirs.
- Bâtiment et travaux publics.

❖ Dernières évolutions technologiques

- Innovation : les chaînes sans lubrification pour escaliers mécaniques, l'industrie agro-alimentaire, ainsi que tout secteur où la lubrification des chaînes est impossible ou dangereuse.
- Elles induisent moins de maintenance, donc des économies qui génèrent des gains pour le client, et réduisent également les risques d'incendie.

Chapitre II:

Présentation de problème

II.1.Introduction

Le convoyeur est un appareil de manutention automatique qui permet de déplacer des produits finis ou bruts d'un poste à un autre par le mécanisme de transmission de puissance. Cette dernière est transmise d'un arbre moteur vers un autre arbre récepteur par l'intermédiaire de courroies, chaînes ou accouplements.. La vitesse de déplacement est relative à la vitesse de rotation du moteur et peut être réduite ou augmentée selon la volonté de l'opérateur en tenant compte de quelques paramètres tels que la cadence de production. Ils sont aussi employés dans notre vie quotidienne comme les escaliers mécaniques dans les aéroports. Le rôle du convoyeur est de remplacer un produit d'une zone de déchargement à une autre de chargement.

II.2.Présentation des convoyeurs

II.2.1.Les avantages d'un convoyeur:

- Déplacement des charges dans un temps très court.
- Déplacement des charges très importantes qui sont de l'ordre de tonnes.
- Capacité de travailler à des températures aux quelles l'ouvrier ne peut pas résister.

II.2.2.Classification des convoyeurs:

Les convoyeurs sont classés d'après le produit à transports soit en pièces ou en vrac:

II.2.3.Convoyeur à rouleaux:

Dans ce cas, le déplacement des charges se fait à l'aide des rouleaux. Ces derniers sont entraînés généralement soit par des pignons et chaînes, soit par pignons et courroies crantées ou bien par roue et corroie.

Ce type de convoyeur accepte des charges considérables.(Figure II.1).

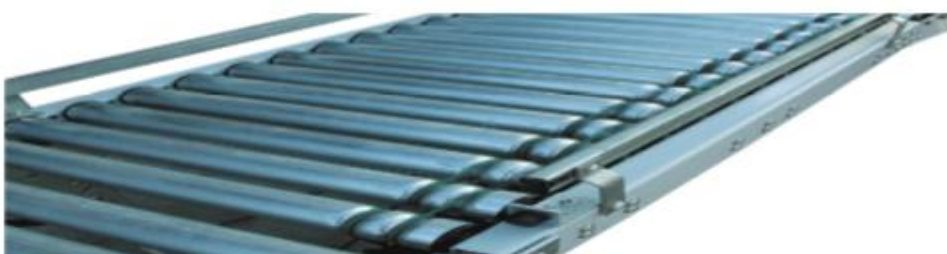


Figure II.1:Convoyeur à rouleaux.

II.2.4. Convoyeur à tablier ou à palettes:

Ce genre de convoyeur est destiné à transporter des palettes. Le transport de ces dernières se fait soit avec des rouleaux qui peuvent être mécanisés ou gravitaires (figure I.2), soit avec des chaînes montées sur les deux extrémités du convoyeur.

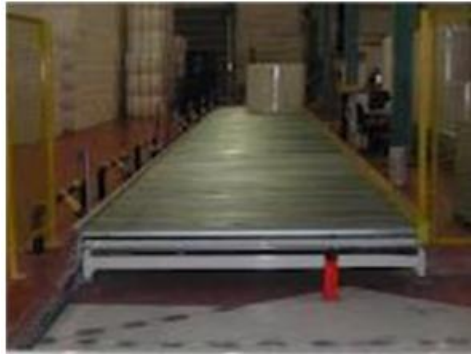


Figure II.2: Convoyeur à palettes.

II.2.5. Convoyeur gravitaire:

Même définition que le convoyeur à rouleaux, mais dans ce cas les rouleaux ne sont pas entraînés car il n'y a pas de motoréducteur. Donc, pour assurer le fonctionnement, il faut prévoir des pentes.

Il existe plusieurs types de convoyeurs gravitaires:

- Transporteur gravitaire droit (figure I.3).



Figure II.3: Convoyeur gravitaire droit

- Transporteur gravitaire courbé (figure I.4).



Figure II.4:Convoyeur gravitaire courbé

- Transporteur gravitaire pivotant (figure I.5).



Figure II.5:Convoyeur gravitaire pivotant.

II.2.6.Convoyeur à bande:

Dans ce type de convoyeur, les produits ou les charges en général sont transportés à l'aide d'une bande qui s'enroule uniformément sur un arbre moteur qui est relié au motoréducteur et un arbre récepteur .Il permet de transporter des charges assez importantes avec un fonctionnement silencieux. (Voir figure:II.6).

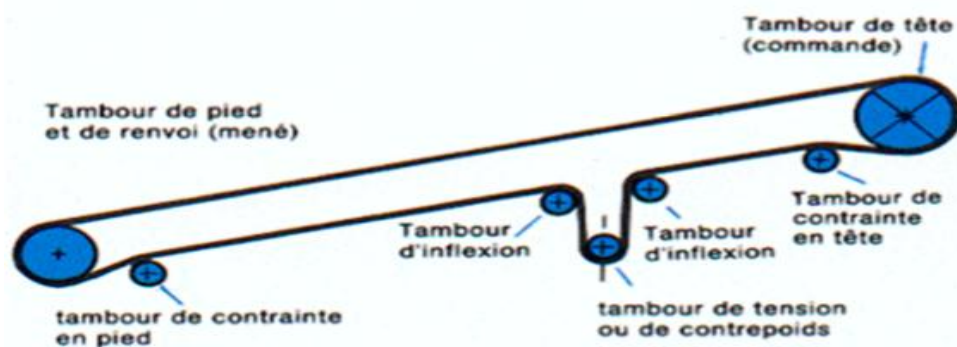


Figure II.6:Schéma d'un convoyeur à bande incliné.

II.3 Comparaison entre les différents types de convoyeurs :

Le tableau II.1 représente une comparaison (avantages, inconvénients) entre les différents types de convoyeur.

Type	Avantages	Inconvénients
Convoyeur à bande ou à tapis	<ul style="list-style-type: none">- Applications variées.- Flexible.- Vitesse de translation assez importante.- Non bruyant.- Installation légère.	<ul style="list-style-type: none">- Difficulté de trouver un tapis correspondant aux dimensions désirées.- Les tapis sont fabriqués à la demande, ils sont donc plus coûteux.- La totalité ou une partie entière du tapis doit être remplacée en cas de rupture.- Risque de glissement du tapis sur le tambour moteur.
Convoyeur à tablier ou à palettes.	<ul style="list-style-type: none">- Applications variées.- Flexible.- Peut être incliné.- Sert aussi comme descendeur.- Très robuste.- Apte à recevoir des accessoires supplémentaires.- En cas de rupture, la séparation s'effectue sur la partie défectueuse.	<ul style="list-style-type: none">- Vitesse lente (ne dépasse pas 0,3 m/s).- Ne peut pas transporter les produits sableux.- Un peu bruyant.
Convoyeur à rouleaux.	<ul style="list-style-type: none">- Peut former des virages.- Grandes capacités.	<ul style="list-style-type: none">- Installation assez lourde.- Consomme plus de puissance.

Tableau II.1: Avantages et inconvénients de quelques types de convoyeurs.

II.3. Caractéristiques techniques des convoyeurs à bande:

Un convoyeur à bande a pour fonction de transporter en continu des produits en vrac mélangés ou homogènes, sur des distances allant de quelques mètres à des dizaines de kilomètres. L'un des principaux composants du convoyeur est la bande en élastomère dont la fonction est double:

- Recevoir le produit transporté.
- Transmettre la force nécessaire pour déplacer cette charge.

Le convoyeur à bande est conçu pour transporter des produits en continu sur la face supérieure de la bande.

Chapitre II : Présentation de problème

Les surfaces de la bande 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.

Les principaux composants du convoyeur à savoir les rouleaux et la bande, nécessitent très peu de maintenance, à partir du moment où la conception et l'installation ont été correctement réalisées.

II.4 présentation du convoyeur à sel :

Notre étude est basée sur l'installation d'un réducteur de vitesse, monté entre un moteur électrique et le convoyeur à sel, permettant de transmettre le mouvement et de réduire la rotation du moteur. Cet équipement est installé entre une trémie contenant du sel en vrac, et un saturateur dont le rôle est de préparer la saumure (solution de sel) à une certaine concentration. Le but du convoyeur est d'alimenter le saturateur d'une façon discontinue selon la concentration demandée par la chaîne de production du chlore.

II.4.1.fiche technique de convoyeur :

Les données de calcul d'un réducteur de vitesse pour ce convoyeur sont représentées sur la fiche technique du tableau II.2.

Suivant la fiche technique du convoyeur, ce dernier présente une inclinaison importante de 25°, donc le convoyeur doit avoir un système anti retour, afin de répondre rapidement au besoin d'élévation de la concentration d'un côté, et de l'autre côté d'empêcher le retour du sel tout en évitant les dégâts.

II.4.2 .Choix d'un type de réducteur :

Le choix d'un réducteur de vitesse s'est porté sur le type réducteur roue et vis sans fin. Ce type de réducteur permet des rapports de réduction importants, et une propriété d'auto blocage en fonction de l'angle d'inclinaison des dents de la vis. Ce genre de réducteur présente à son tour trois types de réducteurs, le paragraphe suivant montre ces types.

II.4. Différents des types de réducteurs : roue et vis sans fin :

La forme de la denture d'un engrenage composé d'une vis cylindrique et d'une roue torique est imposée par le profil adopté sur la vis. Ce profil peut se définir soit dans la section axiale de la vis, soit dans la section normale. La forme de la dent sur la vis est normée selon DIN et

la désignation de la vis commence par la lettre Z suivie d'une lettre fixant le mode de définition. Les formes normées sont:

a- Vis de type ZA :

Flancs définis en profil axial La forme du profil de la vis est obtenue par une fraise disque de grande dimension, de profil trapézoïdal, dont l'axe de rotation est perpendiculaire au filet moyen d'angle γ_m . La finition de la vis peut se faire par une meule profilée. Le bombé de la dent dépend du diamètre de l'outil générateur (FigII.7 a).

b- Vis de type ZN :

Flancs définis en profil normal La définition s'effectue dans la section normale, perpendiculaire à l'hélice moyenne de la vis. Le profil de la vis est trapézoïdal dans cette section, la droite génératrice étant dans un plan perpendiculaire au filet moyen d'angle γ_m . La fabrication de la vis se réalise par un burin placé dans le plan normal ou approximativement : par une fraise conique en bout ou une fraise disque de petite dimension à profil trapézoïdal (Fig. II.7 b).

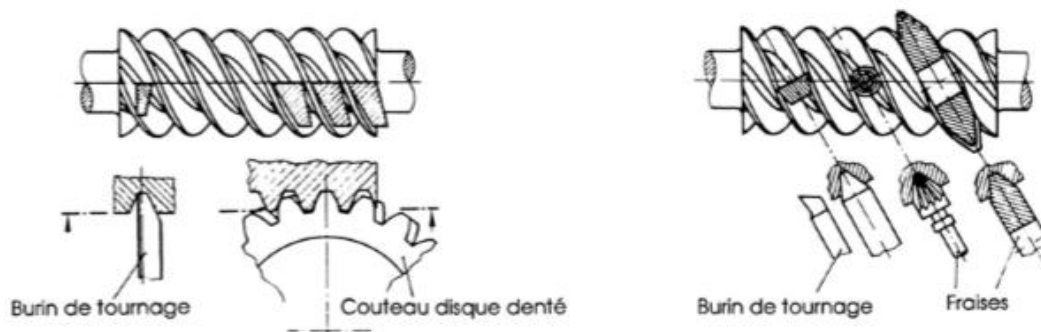


Figure II.7 : Définition et fabrication des flancs de la vis : vis de type a) ZA et b) ZN

c- Vis de type ZK :

Flancs engendrés par outil disque

La forme du profil de la vis est obtenue par une fraise disque de grande dimension, de profil trapézoïdal, dont l'axe de rotation est perpendiculaire au

filet moyen d'angle γ_m . La finition de la vis peut se faire par une meule profilée. Le bombé de la dent dépend du diamètre de l'outil générateur. (Fig. II.8.c)

d- Vis de type ZI :

Flancs en hélicoïde développable

La forme du profil de la vis correspond à celui d'une roue hélicoïdale à développante de cercle ($I = \text{involuté}$). Les flancs sont en hélicoïde développable ce qui autorise, en principe, l'emploi de tous les outils usuels de fabrication des roues dentées hélicoïdales. Le profil peut aussi se créer par tournage au moyen d'un burin, la droite de génération devant être tangente au cercle de base de la vis. (Fig. II.8.d)

e- Vis de type ZH :

Flancs engendrés par outil disque convexe (non normé par DIN)

La forme des flancs de la vis est concave dans la section axiale. La fabrication s'effectue par fraise disque à profil convexe et la rectification utilise des meules de même profil. La forme du profil de l'outil est habituellement en arc de cercle. (Fig. II.8 e)

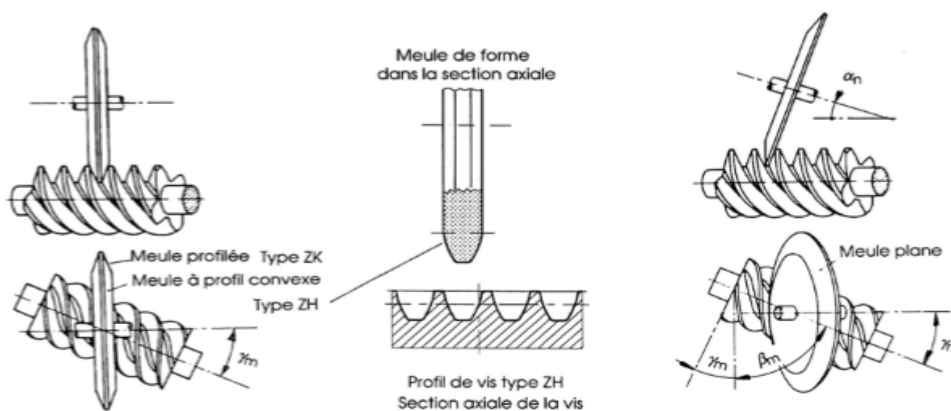


Figure II.8 : Définition et fabrication des flancs de la vis : vis de types ZK, ZH et ZI.

I.5. Conclusion

Chapitre II : Présentation de problème

Dans ce chapitre, nous avons mis en évidence la nécessité d'installer un réducteur de vitesse de type roue et vis sans fin (ZA), pour entraîner le convoyeur à sel. Le dimensionnement et le calcul des différentes pièces font l'objet du troisième chapitre.

Chapitre III:

**Calcul et dimensionnement du
réducteur roue et vis sans fin**

Chapitre III : Calcule et dimensionnement du réducteur roue et vis sans fin**III.1 Introduction :**

Un réducteur de vitesses est un mécanisme largement utilisé dans la vie courante et notamment dans le monde de l'automobile ou plus généralement dans tous les types d'engins motorisés (aérospatial, aéronautique, robotique, fabrication des machines-outils etc. ...).

Nous retrouvons les réducteurs par exemple dans les mécanismes permettant l'ouverture des vitres des voitures, pour lever des barrières de parking ou même dans les ascenseurs, pompes à biton et bétonnières. L'étude de ce mécanisme est donc source d'intérêt. Nous allons, dans ce projet, réaliser l'étude et la conception d'un réducteur de vitesses d'une pompe à béton à entrée et sortie comportant une vis sans fin mettant en prise une roue à denture hélicoïdale et deux pignons coniques.

Nous allons faire ce travail à la manière d'un bureau d'étude, en effet, nous devons procéder, dans un premier temps, aux dimensionnements des différents éléments du réducteur afin d'en minimiser l'encombrement et respecter les différentes contraintes que l'on pourra rencontrer tout au long de ce chapitre. Dans un deuxième temps, nous nous pencherons sur certaines vérifications afin de voir si notre réducteur est réalisable, et si ces éléments ne subissent pas trop de contraintes.

Ce chapitre sera également l'occasion pour nous de mettre en application les connaissances en mécanique générale et en résistance des matériaux acquises au cours de notre cycle d'étude. Ce chapitre sera consacré aux calculs et dimensionnements d'engrenages roue et vis sans fin. Notre calcul est basé sur les caractéristiques d'un moteur réducteur.

III.2 Les caractéristiques du moteur réducteur:

La puissance d'entrée du moteur : $P = 4 \text{ kw}$

La puissance sortie du réducteur : $P = 1.7 \text{ kw}$

Le couple de moteur : $C = 25.47 \text{ Nm}$

La vitesse d'entrée : $V_e = 1500 \text{ t/min}$

La vitesse de sortie : $V_s = 40 \text{ t/min}$

La vitesse angulaire de moteur $\omega = 157 \text{ rad/s}$

a-Les données initiales d'engrenages de la roue et vis sans fin :

Le module normal m en mm : $m_n = 5 \text{ mm}$

L'angle d'hélice de la vis : $\beta_v = 8^\circ$

b-Calculs des éléments de mécanisme et modélisation de la géométrie en 3D :

Calcul du rapport de réduction.

Calcul des efforts agissants sur l'engrenage roue et vis sans fin.

Calcul des éléments géométriques de la roue dentée.

Calcul des éléments géométriques de la vis sans fin.

Calcul des efforts agissants sur l'engrenage roue et vis sans fin.

III. 3 Rapport de réduction

Les réductions permettent d'adapter le couple (C_e) et la vitesse de rotation (V_e) d'un moteur à l'entrée et un couple (C_s) et une vitesse (V_s) sur l'arbre à la sortie.



Figure III-1 : schéma ex primaire rapport de réduction

Alors le rapport de réduction (R) est :
$$R = \frac{C_s}{C_e} = \frac{\omega_s}{\omega_e} \quad (\text{III.1})$$

$$\Rightarrow R = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{40}{1500} = 0.026$$

La particularité des engrenages roue et vis sans fin est qu'ils permettent d'obtenir des rapports de réduction importants (car Z de la vis est souvent faible). Rapport de réduction

s'écrit :

$$R = \frac{Z_v}{Z_r} = \frac{V_s}{V_e} \quad (\text{III.2})$$

Avec :

V_s : vitesse de la roue réceptrice.

V_e : vitesse de la vis motrice.

Z_{vis} : Nombre de dents (ou filet) de la vis.

Z_{roue} : Nombre de dents de la roue.

On peut définir le nombre des dentures de notre système selon la relation suivante, si on prend : $Z_{vis} = 1$ dent (un filets)

$$2 \Rightarrow Z_{roue} = \frac{Z_{vis}}{R} = \frac{1}{0.026}$$

$$\Rightarrow Z_{roue} = 40 \text{ dents}$$

III. 4 Couples et forces sur les dents de la roue et la vis sans fin :

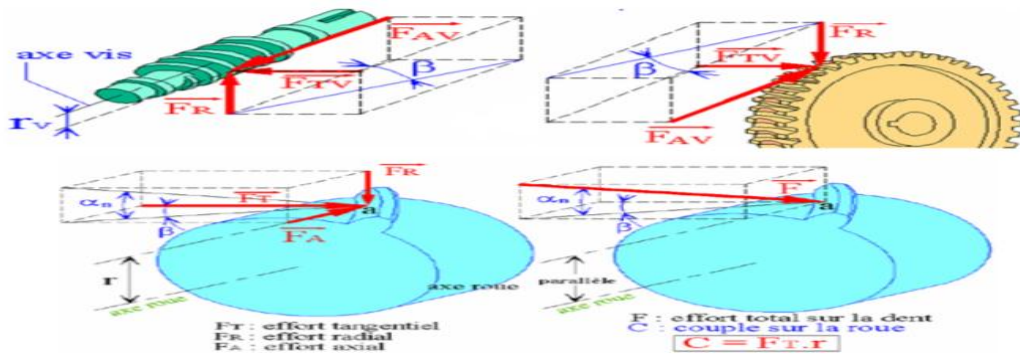


Figure III.2: Efforts sur chaque denture d'engrenage roue et vis sans fin

La puissance nominale sur l'arbre de la vis étant P_1 et la fréquence de rotation ω_1 , exprimée en radian par seconde, le couple nominal se trouve par :

$$C = \frac{P_1}{\omega_1} \text{ Nm} \quad (\text{III.3})$$

Avec :

$$\omega_1 = \frac{2\pi N_e}{60} \text{ rad/s}$$

$$C = \frac{4 \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot 3.14 \cdot 1500} = 25.47 \text{ N.m}$$

avec : $\omega_1 = \pi \frac{N_e}{30}$ en rad/s : la vitesse angulaire de l'arbre.

Le calcul des forces totales et des composantes trigonométries introduit un certain nombre d'hypothèses simplificatrices : - la force totale est supposée concentrée au point générateur de)

Matériaux en contact	Nature du frottement	μ
Acier / Fonte	Sec	0,19
Acier / Bronze	Gras	0,16
Acier / Antifricion	Bon graissage	0,10
Fonte / Bronze	Bon graissage	0,05
Fonte / Fonte	Sec	0,21
	Gras	0,15
	Bon graissage	0,05 à 0,10
Acier trempé / Bronze	Graissage moyen	0,10
	Graissage sous pression	0,05
	Graissage moyen	0,10
Acier trempé / Acier trempé	Bon graissage	0,07
	Graissage sous pression	0,05

Annexe III-1 : Facteur de coefficient de frottement μ .

La force résultante entre les flancs actifs de la vis et de la roue est la résultante de la composante normale et de la force de frottement. Cette force peut se décomposer en

composantes trirectangulaires suivant les axes de la vis et de la roue ainsi que suivant la ligne des centres. La force totale F , oblique dans l'espace, s'exprime par les sommes :

$$F = F_n + F_R = F_{av} + F_{tv} + F_{rv} = F_{ar} + F_{tr} + F_{rr} \quad (III.4)$$

Comme l'angle des axes vaut $\Sigma = 90^\circ$, les composantes de la vis et de la roue sont directement opposées quelque soit l'élément moteur, soit :

$$F_{rv} = F_r \quad F_{tv} = F_{ar} \quad F_{av} = F_{tr}$$

III. 5 Efforts sur la vis motrice et la roue réceptrice :

Le couple moteur C et la vitesse angulaire ω_1 sont de même sens. La composante tangentielle (F_t) sur la vis, est la seule qui s'oppose au couple sur l'arbre de la vis, elle se calcule par l'expression:

$$f_{tv} = \frac{2C}{d_A} \text{ N} \quad (III.5)$$

Composante tangentielle : $5 \Rightarrow f_{tv} = \frac{2C}{d_A} \text{ N}$

$$f_{tv} = \frac{2 \cdot 25.47}{35.91 \cdot 10^3} = 1418.54 \text{ N}$$

Composante Radiale : $F_{rv} = F_t * \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha \sin \gamma + \mu \cos \gamma} \text{ N} \quad (III.6)$

$$(6) \Rightarrow F_{rv} = 1418.54 * \frac{\sin 20}{\cos 20 \sin 8 + 0.19 \cos 8} = 1521.23 \text{ N}$$

Composante axiale : $F_{av} = F_t * \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \mu \sin \gamma}{\cos \alpha \sin \gamma + \mu \cos \gamma} \text{ N} \quad (III.7)$

$$(7) \Rightarrow F_{av} = 1418.54 * \frac{\cos 20 \cos 8 - 0.19 \sin 8}{\cos 20 \sin 8 + 0.19 \cos 8} = 4021.27 \text{ N}$$

Composante normale : $F_N = \sqrt{F_a^2 + F_t^2 + F_r^2} \quad (III.8)$

$$(8) \Rightarrow F_N = \sqrt{4021.27^2 + 1418.54^2 + 1521.23^2}$$

$$\Rightarrow F_N = 4527.36 \text{ N}$$

TOUT CA POUR $\mu = 0.19$ sur le tableau (avec une bonne lubrification) [8]

Les efforts	la relation entre vis et la roue	Résultat
Composante tangentielle	$F_{tv} = F_{ar}$	1418.54N
Composante axiale	$F_{av} = F_{tr}$	4021.27N
Composante radiale	$F_{rv} = F_{rr}$	1521.23N
Composante normal	$F_{nv} = F_{nr}$	4527.36N

Tableau III-1 : les efforts agissants sur la roue et la vis sans fin.

III. 6 Le module :

Déterminé par un calcul de résistance des matériaux.

Le module permet de définir la taille des dents.

Le module est notée « m », il est exprimé en mm, ses valeurs sont normalisées, il se calcul par l'expression :

$$m^3 \geq \frac{10C}{\lambda * Z * RPe} \quad (\text{III.9})$$

Avec : $Rpe = \frac{Re}{S}$

Rpe : résistance pratique élastique en Mpa.

Re : Résistance élastique en Mpa.

S : Coefficient de sécurité.

Z : Nombre de dents de la roue ou la vis sans fin.

λ : Coefficient de la largeur de denture, valeur choisie entre 6 et 10.

III.6.1 Détermination du module m :

Pour détermine le module on à choisi le matériau de la roue et de la vis comme suit :

III.6.1.a Matériau de la roue : Bronze pour coussinet qui a les caractéristiques suivantes :

$$Re = 110,237 \text{ Mpa.}$$

Pour coefficient de sécurité on prend S=8

$$\text{Sa résistance pratique élastique égal : } Rpe = \frac{110.237}{8} = 13.779 \text{ MPa} \quad (\text{III.10})$$

III.6.1.b Matériau de la vis sans fin: Acier faiblement allié (**42CrMo4**) qui a les caractéristiques suivantes : $Re = 750 \text{ Mpa.}$

Pour coefficient de sécurité on prend S=2

$$\text{Alors sa résistance pratique élastique égal : } Rpe = \frac{Re}{S} = \frac{750}{2} = 375 \text{ MPa} \quad (\text{III.11})$$

III.6.c Module de la vis

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{10 * c}{\lambda * Z_v * RPe}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{10 * 25.47}{10 * 1 * 375 * 10^6}} = 4.19 \cdot 10^{-3} m$$

$$m_v \geq 4.19 \text{ mm}$$

Chapitre III : Calcule et dimensionnement du réducteur roue et vis sans fin

On prend suivant le tableau un module normalisé de la serie principale

Pour le calcul des éléments géométrique de la roue et la vis sans fin on prend la valeur normalise du module est égal à 5 mm.

Valeur normalisées du nombre (NFISO 54...)	
Valeurs principales en mm	Valeurs secondaires en mm
0.06-0.08-0.10-0.12-0.15-0.20-0.25-0.30- 0.40-0.50-0.75-1.00-1.25-1.50-2-2.5-3-4-5- 6-8-10-12-16-20-25-32-40-50-60	0.07-0.09-0.11-0.14-0.18-0.22-0.28-0.35- 0.45-0.55-0.7-0.9-1.125-1.375-1.75-2.25- 2.75-2.75-3.5-4.5-5.5-7-9-11-14-18-22-28- 36-45-55-70

Tableau III.2 : valeurs normalisées du module (NF ISO 54)

III.7 Calcul des éléments géométrique de la roue et la vis sans fin :

III.7.a- Calcul des éléments géométrique de la roue dentée :

Caractéristique	Symbole ISO	OBSERVATION	Résultats
Nombre de dents	Z_r	Z_r	$Z_r = 40$
Angle d'hélice	β_r	β_r	$\beta_r = 8$
Angle de pression	α_n	α_n	$\alpha_n = 20$
Angle d'hélice de la roue /à la vis	θ	$\theta = 90^\circ - \beta_r$	$\theta = 82$
Module réel	m_n	m_n	$m_n = 5mm$
Module axial	m_x	$m_x = m_n / \cos \beta_v$	$m_x = 5.05mm$
Pas réel	P_n	$P_n = m_n \cdot \pi$	$P_n = 15.7mm$
Pas axial	P_x	$P_x = P_n / \cos \beta_v$	$P_x = 15.85mm$
Pas de l'hélice	P_z	$P_z = P_x * Z_v$	$P_z = 15.85mm$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$	$h_a = 5mm$
Creux	h_f	$h_f = 1.25m_n$	$h_f = 6.25mm$
Hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2.25m_n$	$h = 11.25mm$
Diamètre primitif	d_b	$d_B = m_x Z_r$	$d_b = 202mm$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d_B + 2m_n$	$d_a = 212mm$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d_B - 2.5m_n$	$d_f = 189.5mm$
Largeur de la dent	b	$b \geq 2 \frac{\pi * m_n}{\sin \theta}$	$b = 31.70mm$
Entraxe entre roue et vis	a	$a = \frac{d_A + d_B}{2}$	$a = 207mm$

Tableau III.3: les Elément géométrique de la roue dentée

III.7.b- Calcul des éléments géométrique de la vis sans fin :

Caractéristique	Symbole ISO	OBSERVATION	Résultats
Nombre de dents	Z_v	Z_v	$Z_r = 40$
Angle d'hélice	β_v	β_v	$\beta_r = 8$
Angle de pression	α_n	α_n	$\alpha_n = 20$
Module réel	m_n	m_n	$m_n = 5mm$
Module axial	m_x	$m_x = m_n / \cos \beta_v$	$m_x = 5.05mm$
Pas réel	P_n	$P_n = m_n \cdot \pi$	$P_n = 15.7mm$
Pas axial	P_x	$P_x = P_n / \cos \beta_v$	$P_x = 15.85mm$
Pas de l'hélice	P_z	$P_z = P_x * Z_v$	$P_z = 15.85mm$
Saillie	h_a	$h_a = m_n$	$h_a = 5mm$
Creux	h_f	$h_f = 1.25m_n$	$h_f = 6.25mm$
Hauteur de dent	h	$h = h_a + h_f = 2.25m_n$	$h = 11.25mm$
Diamètre primitif	d_A	$d_A = P_z / \pi \tan \beta_v$	$d_A = 35.91mm$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d_A + 2m_n$	$d_a = 45.91mm$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d_A - 2.5m_n$	$d_f = 48.41mm$
Longueur de la vis	l	$l = P_x * 5$	$l = 79.25mm$

Tableau III.4 : les Elément géométrique de la vis sans fin.

III.8- Calcul des arbres :

III.8.1 Choix du matériau :

pour les Le dimensionnement des arbres est trouver le diamètre minimal que fera l'arbre tout en appliquant l'acier matériau résilient pour sécuriser les éléments favorables contre les chocs de démarrage brusque et les brusques variations des charges.

III.8.2 Calcule des réaction :

Plan horizontale :

$$R_{Ah} = R_{Bh} = \frac{F_T}{2} = 709.27 N \quad (III.11)$$

Plan verticale :

$$R_A + R_B = F_R \quad (III.12)$$

$$\sum M = 0$$

$$\leftrightarrow 0.144R_{Bv} - \frac{0.144}{2}F_R - \frac{d_{pv}}{2}F_a$$

$$R_{Bv} = \frac{\frac{0.144}{2}F_R - \frac{d_{pv}}{2}F_a}{0.144}$$

$$R_{Bv} = \frac{0.72 \cdot 1521.23 + 0.18 \cdot 4021.27}{0.144}$$

$$R_{Bv} = 8108.80 \text{ N}$$

$$R_{Av} = F_R - R_{Bv}$$

$$R_{Av} = 1521.23 - 8108.80 = -6587.57 \text{ N}$$

$$R_{Av} = -6587.57 \text{ N}$$

$$\begin{cases} R_{Ah} = 709.27 \text{ N} \\ R_{Bh} = 709.27 \text{ N} \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{Av} = -6587.57 \text{ N} \\ R_{Bv} = 8108.80 \text{ N} \end{cases}$$

La résultante de force sur les appuis A ET B :

$$R_A = \sqrt{R_{Ah}^2 + R_{Av}^2}$$

$$R_A = \sqrt{6587.57^2 + 709.27^2}$$

$$R_A = 6625.64 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bh}^2 + R_{Bv}^2}$$

$$R_B = \sqrt{8108.81^2 + 709.27^2}$$

$$R_B = 8139.76 \text{ N}$$

III.8.3-Calcul de vérification :

III.8.3.a Les effort appliques sur l'arbre de la vis :

$$F_{av} = 4021.27 \text{ N}$$

$$F_{Rv} = 1521.23 \text{ N}$$

$$F_{Tv} = 1418.54 \text{ N}$$

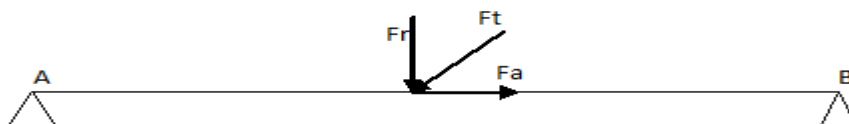


Figure III.3 : efforts appliqué sur arbre

Plan verticale :

$$\begin{aligned} R_{AV} &= -6587.57 \text{ N} \\ R_{BV} &= 8108.80 \text{ N} \end{aligned}$$

$$M_{fv} = 8108.80 * 0.072 = 583.83 \text{ N.m}$$

Plan horizontale :

$$\begin{cases} R_{Ah} = 709.27 \text{ N} \\ R_{Bh} = 709.27 \text{ N} \end{cases}$$

$$M_{fh} = 709.27 * 0.072 = 51.06 \text{ N.m}$$

$$M_f = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2} \tag{III.13}$$

$$M_f = \sqrt{583.83^2 + 51.06^2}$$

$$M_f = 586.05 \text{ N.m}$$

$$M_c = 25.47 \text{ N.m} \tag{III.14}$$

III.8.3.b Pour déterminer la direction de l'arbre on utilise la méthode de cisaillement :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi[\tau]} \sqrt{M_f^2 + M_T^2}} \tag{III.15}$$

$$[\tau] = b * [0.18 * \sigma_R, 0.30\sigma_e] \tag{III.16}$$

$$\sigma_e = 375 \text{ Mpa} \tag{III.17}$$

$$b = \begin{cases} b = 1 \text{ sans concentration de contraint} \\ b = 0.75 \text{ avec concentration de contraint} \end{cases}$$

$$[\tau] = 0.75 * 0.30 * 375 = 168.75 \text{ MPa} \tag{III.18}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{3.14[168.75]} \sqrt{586.06^2 + 25.47^2}}$$

$$d \geq 26.06 \text{ mm}$$

III.9.POUR LES ROULEMENT :

$$\text{Charge radial : } \begin{cases} P_{RA} = 6625.64 \text{ N} \\ P_{RB} = 8139.76 \text{ N} \end{cases}$$

$$\text{Charge axiale : } \begin{cases} F_{aA} = \frac{4021.23}{2} = 2010.63\text{N} \\ F_{aB} = \frac{4021.27}{2} = 2010.63\text{N} \end{cases}$$

III.9.a Le Calcule des roulements se fait sur le plus charge :

$$F_R = 8139.76 \text{ N}$$

$$F_a = 2010.63 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_R} = \frac{2010.63}{8139.76} = 0.24 \quad (\text{III.19})$$

On prend le roule 6207 : $\begin{cases} C_0 = 18000 \text{ N} \\ C = 33200 \text{ N} \end{cases}$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2010.63}{18000} = 0.11 \quad (\text{III.20})$$

$$F = XF_R + YF_a \quad (\text{III.21})$$

$$F = XF_R$$

$$\begin{cases} F_R = 8139.76 \text{ N} \\ X = 1 \text{ sur le tableau} \end{cases}$$

$$\left(\frac{F_a}{F_R}\right) \leq e \quad (\text{III.22})$$

$$e \approx 0.28$$

$$L_m = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{33200}{2010.63}\right)^3 \quad (\text{III.22})$$

$$L_m = 4502.12 \text{ million}$$

$$L_h = \frac{16666}{N} L_m \quad (\text{III.23})$$

$$L_h = 50021.12 \text{ heuer}$$

III.9.b Pour le calcule de roulement :

Pour la vis :on a pris un type de roulement qui est un roulement a une ronge de billes à contact radiale de référence 35BC 02 OU référence(... ?) radiale « 7207

$$d_{\text{int}} = 35\text{mm}$$

$$d_{\text{ext}} = 72 \text{ mm}$$

$$B = 17\text{mm}$$

Pour les roulement de l'arbre de sortie (monté avec la roue en bronze) puisque on vérifié le diamètre de la vis qui est sup 26.06 mm

DONC les diamètres de l'arbre de la sortie seront plus important sur le paliers on prend un diamètre de 65mm

On choisi roulement de même type 65BC 03 : 6313

$$d_{\text{int}} = 65 \text{ mm}$$

$$d_{\text{ext}} = 140 \text{ mm}$$

$$B = 33\text{mm}$$

Les bagues étanchéité :

Pour la vis on adapte un bague de dimension 32*52*7 (voir dessin vis)

Pour l'arbre de sortie la bague d'étanchéité est de dimensions 55*80*8

III.10.Calcul de vérification :

Les efforts appliquent sur l'arbre de la vis

$$F_{\text{av}} = 4021.27 \text{ N}$$

$$F_{\text{R}} = 1521.23\text{N}$$

$$F_{\text{T}} = 1418.54\text{N III-a-Vérification des dentures à la pression de Contact [] :$$

Afin de déterminer la pression de contact entre les dentures (roue et vis sans fin), nous basons notre vérification sur les dents de la roue, puisque le matériau de la vis est un acier qui plus dur que le matériau de la roue qui est le bronze.

Généralement la pression de contact la plus utilisés est celle de Hertz, cette dernière est donnée selon [JIANG] par la formule suivante :

$$\sigma_{H\text{max}} = \sqrt{\frac{K.F_n}{L} \cdot \frac{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}{\pi \cdot \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}} \quad (\text{III.24})$$

K : Facteur de charge, ou : $K = K_A \cdot K_B \cdot K_V$

Avec :

K_A : facteur d'application.

K_B : facteur de surface de charge (1.0 : force stable ; 1,1-1,2 : vibration et choc).

K_V :facteur dynamique (1,0-1,1 pour vitesse inf à 3m/s ; 1,1-1,2 pour vitesse sup à 3m/s).

F_n : force normale appliquée sur la roue.

ρ_1 et ρ_2 : rayons de courbure de la vis et de la roue

$$\rho_1 = \infty \quad \rho_2 = d_2 \cdot \sin(\alpha) / 2 \cdot \cos(\gamma).$$

L : Longueur de contact

Les autres paramètres sont les modules d'Young et coefficients de poisson des deux matériaux (acier et bronze).

La formule III-a peut être simplifiée par une autre formule selon [JIANG] par :

$$\sigma_H = K_E \cdot \sqrt{\frac{9,4 \cdot K \cdot T_2}{d_1 \cdot d_2^2}} \leq [\sigma_H] \quad (\text{III.25})$$

Avec:

K_E : coefficient élastique ($K_E=155$ pour acier/bronze).

d_1, d_2 : diamètres primitifs (vis – roue)

T_2 : couple de sortie $T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$

La contrainte admissible de contact est déterminée selon [AIJSM] par :

$$[\sigma_H] = K_{HN} \cdot [\sigma_H]' \quad (\text{III.26})$$

Avec :

$[\sigma_H]'$: Contrainte de contact de base

K_{HN} : Facteur de contact de vie.

$$K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} \quad (\text{III.27})$$

Ou $N = 60 \cdot j \cdot n_2 \cdot L_h$.

L_h : durée de contact régulière en heures

n_2 : vitesse de sortie tr/min

j : facteur pris égale à un (1).

Calcul de vérification :

Chapitre III : Calcul et dimensionnement du réducteur roue et vis sans fin

Le tableau suivant selon [] montre les différents paramètres à prendre :

Wormgear materials	Materials designation					Casting methods Sliding velocity limits v_s , (m s ⁻¹)	Allowable contact stresses at $N = 10^7$ [σ_H]', MPa		Allowable bending stresses at $N = 10^6$ [σ_F]', MPa	
	ASTM/AISI No.	BS No.	DIN No.	GB No.	ISO No.		Worm surface hardness		One side meshing	Both sides meshing
							≤45 HRC	>45 HRC		
Cast tin bronze	C90700	PB4		ZCuSn10P1	CuSn10P	Sand mould ($v_s \leq 12$)	160	180	45	30
						Metal mould ($v_s \leq 25$)	220	240	63	40
Cast lead bronze	C83600	LG2	G-CuSn5ZnPb	ZCuSn5Pb5Zn5	CuPb5Sn5Zn5	Sand mould ($v_s \leq 10$)	110	130	30	22
						Metal mould ($v_s \leq 12$)	130	145	32	26
Cast aluminium iron bronze	C95200	AB1	G-CuAl10Fe	ZCuAl10Fe3	CuAl10Fe3	Sand mould ($v_s \leq 10$)	See Figure 9.7		80	60
						Metal mould ($v_s \leq 10$)			90	70
Grey cast iron	No. 25	EN-GJL-150	GG15	HT150	150	Sand mould ($v_s \leq 2$)			40	28
						Sand mould ($v_s \leq 2-5$)			48	34

- Couple $T_1=25,47$ N.m
- La vitesse d'entrée et sortie $n_1= 1500$ tr/min, $n_2= 37.5$ tr/min.
- $D_1= 35.92$ mm
- $D_2 = 212$ mm
- Le rapport de transmission $i=40$.
- La durée de vie proposée $L_h= 30\ 000$ heures.
- Le type de la vis est **ZA**

Donc selon ces données :

- L'acier est traité par traitement de trempe avec une durée de plus de 45 HRC.
- Le type de bronze selon la norme ISO est : ZCuSn10PI pour la roue.
- Selon l'équation III-b

$$\sigma_H = K_E \cdot \sqrt{\frac{9,4 \cdot K \cdot T_2}{d_1 \cdot d_2^2}} \quad \text{on calcul } T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta \quad T_2 = 25,47 \times 40 \times 0,75.$$

$$T_2 = 716,34 \text{ N.m}$$

$$- K = 1,21$$

$$\text{Donc : } \sigma_H = 155 \cdot \sqrt{\frac{9,4 \times 1,21 \times 716,34}{35,95 \times 212^2 \times 10^{-9}}} \quad \sigma_H = 0,348 \text{ MPa}$$

Calcul de la contrainte admissible [σ_H] par :

$$[\sigma_H] = K_{HN} \cdot [\sigma_H]'$$

$$\text{Avec : } K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} = \quad \text{et} \quad N = 60 \cdot j \cdot n_2 \cdot L_h.$$

Donc :

$$N=60 \times 1 \times 37.5 \times 30000 \quad N=6,75 \times 10^7. \quad \text{Et } K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{6,75 \times 10^7}} = 0,78$$

D'après le tableau :

$$[\sigma_H]' = 240 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H] = 240 \times 0,78$$

$$[\sigma_H] = 189 \text{ MPa}$$

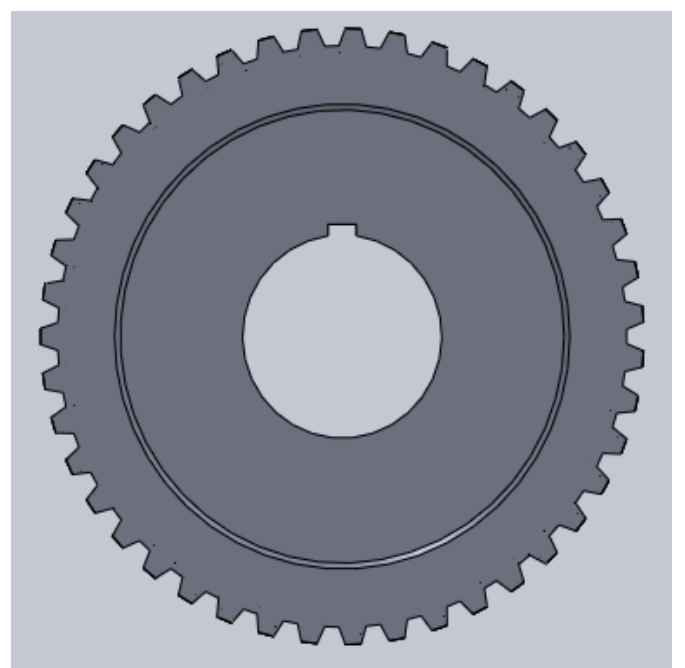
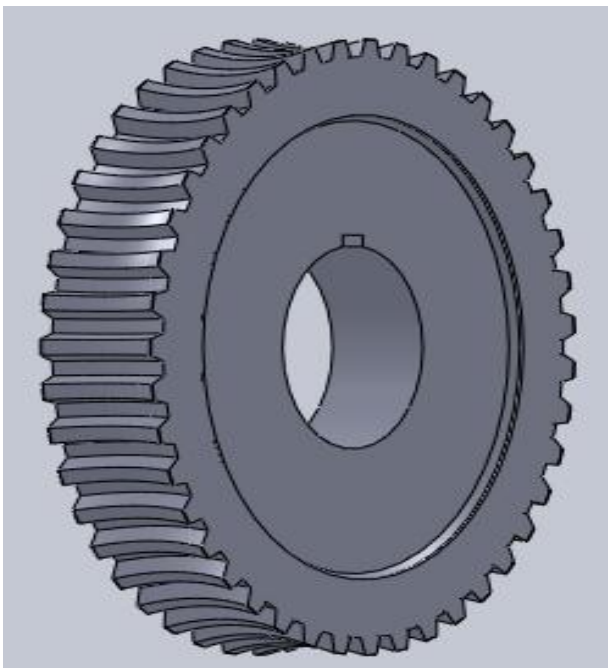
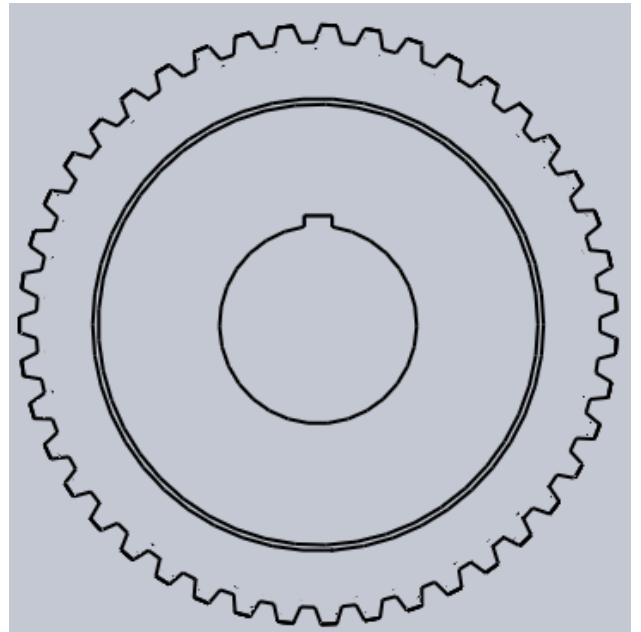
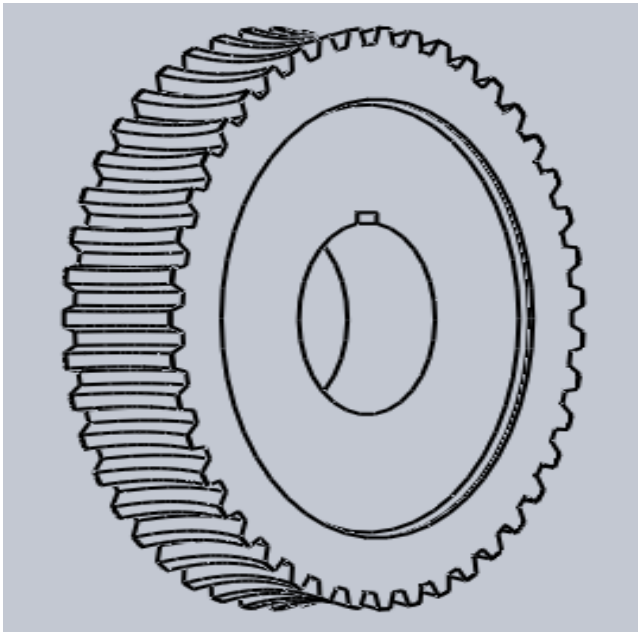
Donc $\sigma_H = 0,348 \text{ MPa}$ est largement inférieure à $[\sigma_H] = 189 \text{ MPa}$.

Cette condition est vérifiée, donc le matage des flans de la vis est loin d'être atteint.

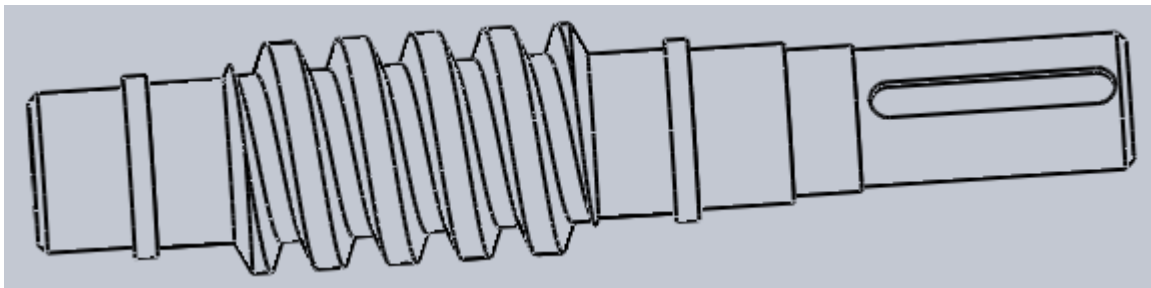
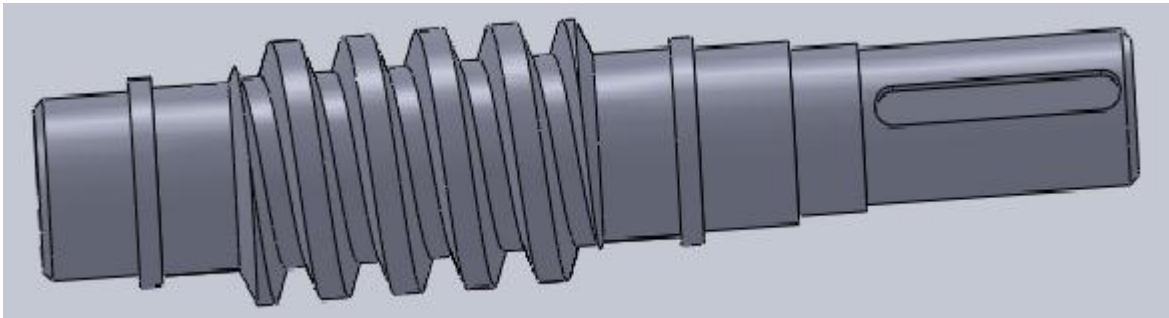
Conclusion Générale

Annexe

La roue



Arbre de vis (arbre d'entrée)



Arbre de la roue (arbre de sortie)

