

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



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

Laboratoire desstructures

Memoir de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Construction Mécanique

Thème :
Etude et conception d'un réducteur de vitesses

Proposé et encadré par :

Mme Melzi Nesrine
Mr. Temmar Mustapha

Réalisé par :

Nyoni Edwin

Pedro Benjamim

Année universitaire 2019/2020

Remerciements

Nous tenons à remercier le bon Dieu de nous avoir donné la foi, la force et le courage pour réaliser ce travail dans de bonnes conditions.

Nous tenons à exprimer notre gratitude et reconnaissance à notre promotrice Mme Melzi Nesrine et à notre co-promoteur Mr TemmarMustapha pour le dévouement incessant, leurs enthousiasmes et surtout d'avoir accepté de nous encadrer.

Nous tenons également à remercier tous les enseignants de département de génie mécanique pour leurs disponibilités, suggestions et encouragements. Que tout le personnel et tous les étudiants du département de génie mécanique de l'université de Blida trouvent mes sincères remerciements.

Nos remerciements vont également aux membres du jury pour avoir accepté d'examiner le présent travail, à travers eux nous remercions tous les enseignants, travailleurs et étudiants qui ont contribué dans notre cycle de formation.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à ma très chère mère,

A mon très cher père

A mes frères, Edias et Cox

et

A mon binôme Pedro Benjamim et tous mes amis qui m'ont aidé à rédiger ce mémoire.

-Nyoni Edwin

DEDICACE

J'adresse mes remerciements avec un grand respect et gratitude à mon cousin que j'ai comme père ici, et comme référence dans la vie je lui dédie ce diplôme, merci beaucoup pour tout. Et de mes sentiments les plus affectueux en espérant vous satisfaire avec une réussite permanente. Ainsi qu'à tous mes collègues de la spécialité.

A tous mes profs et à notre encadreur «Mme Melzi et Mr Temmar » et à tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin pour la réalisation de ce travail. A mon binôme Nyoni Edwin ainsi qu'à sa famille. Ainsi qu'à tous ceux qui me connaissent ; qui m'ont aidé et qui sont toujours présents à mes côtés, avec qui j'ai partagé le bon et le mauvais.

Benjamim Pedro

Résumé

Une transmission de puissance est installée entre un moteur et une machine à commande. L'ensemble contient un moteur à vitesse de fonctionnement unique et à couple nominal unique et une machine fonctionnant à vitesse et à couple unique. Il est donc nécessaire d'adapter les caractéristiques du moteur à celles de la machine et pour cela l'élément d'adaptation entre moteur et machine est un réducteur de vitesse ou un multiplicateur de vitesse de rapport i constant.

Nous retrouvons les réducteurs notamment dans le monde de l'automobile, ou plus généralement dans tous les types d'engins motorisés (aéronautique, robotique, aérospatial,...etc.). Par exemple dans les mécanismes permettant l'ouverture des vitres des voitures, pour lever des barrières de parking ou même dans les ascenseurs. L'étude de ce mécanisme est donc une source d'intérêt.

Dans ce mémoire, nous allons étudier un réducteur de vitesses à train d'engrenage en prise avec les roues à dentures droites.

Mots clés : réducteur de vitesses, engrenage, étude, modélisation.

Abstract

A power transmission is installed between a motor and a machine to be controlled. The assembly contains a motor with a single operating speed and a single nominal torque and the machine to be controlled generally operates at a single speed and torque. It is therefore necessary to adapt the characteristics of the motor to those of the machine and for this, the adaptation element between motor and machine is a speed reducer or a speed multiplier with constant ratio i .

We find speed reducers in particular in the automobile world, or more generally in all types of motorized vehicles (aeronautics, robotics, aerospace, etc.), for example in mechanisms allowing the opening of car windows, for lift parking barriers or even in elevators. The study of this mechanism is therefore a source of interest. In this thesis, we propose to study a speed reducer with spur gear train. The teeth of the spur gears are parallel to the shaft axis.

Key words: speed reducer, gear, study, modelling.

ملخص

يتم تثبيت نقل الطاقة بين المحرك وجهاز التحكم. تحتوي المجموعة على محرك كبسرة تشغيل واحد وعزم موآلة تعمل بسرعة وعزم واحد. لذلك من الضروري يتكيف خصائص المحرك مع خصائص الماكينة ولهذا فإن عنصر التكيف بين المحرك والآلة هو مخفض السرعة أو مضاعف السرعة اعتماداً على نسبة ثابتة.

نجد مخفضات خاصة في عالم السيارات، أو بشكل عام في جميع أنحاء العالم كبات الآلية (الطيران، الروبوتات، الفضاء، وما إلى ذلك). على سبيل المثال في الآليات التي يتم سحبها في السيارات، لرفعها أو خفضها، أو خفضها في المصاعد. لذلك فإن دراسة هذه الآلية هي مصدر اهتمام في هذا المجال، سوف ندرس مخفض التروس في العجلة مع العجلات ذات الأسنان المناسبة.

الكلمات المفتاحية: مخفض السرعة، المعدات، الدراسة، النمذجة

Table des matières

Introduction générale	1
-----------------------------	---

CHAPITRE I : Généralités sur les réducteurs

I.1 Définition.....	2
I.2 Principe de fonctionnement des réducteurs.....	2
I.3 Les types des réducteurs.....	3
I.3.1 Les réducteurs à engrenage	4
I.3.2 Train simple ou ordinaire.....	4
I.3.3 Réducteurs à trains épicycloïdale.....	6
I.3.4 Différents types de trains épicycloïdaux.....	7
I.3.5 Les réducteurs poulies/courroies.....	7
I.4 Les principales caractéristiques des transmissions par engrenage	8
I.5 Conception des engrenages d'un réducteur.....	8
I.5.1 Profil des dents.....	8
I.5.2 Traitement global et superficiel.....	8
I.6 Différentes formes de détérioration des engrenages.....	9
I.7.Cahier de charge fonctionnel.....	11
I.7.1 Diagramme de l'environnement.....	12
I.7.2 Caractérisation des fonctions de service.....	13

CHAPITRE II : Dimensionnement de réducteur

II. Schémas cinématique de réducteur.....	14
II.1. Calcule cinématique et énergetique.....	15

II.1.1 Choix de moteur électrique.....	15
II.2 Calcule cinématique	16
II.2.1 Détermination des rapports de transmission.....	16
II.2.2 Détermination de vitesse des rotations des arbres.....	17
II.3 Calcule énergétique.....	17
II.3.1 Calcule des puissances transmises par les arbres.....	17
II.3.2 Calcule des couples transmises par les arbres.....	18
II.4 Choix des matériaux pour les roues dentées.....	18
II.4.1 Dimensionnement préliminaire des engrenages.....	19
II.5 Dimensionnement préliminaire des arbres.....	24
II.5.1 Calcul des réactions et trace des diagrammes du moment fléchissant.....	25
II.6 Choix et vérification des clavettes.....	39
II.7 Choix et vérification des roulements.....	43

CHAPITRE III: Modélisation des engrenages et arbre sous Solidworks

III.1. Introduction.....	47
III.2. modélisation géométrique	47
III.2.1 modélisation géométrique des roues dentée	47
III.2.2. Vérification de la résistance des dents.....	50
III.3 Modélisation géométrique des arbres.....	51
III.3.1 .Vérification de la résistance des arbres.....	54
III.4. Assemblage de la maquette.....	54
Conclusion.....	59

Liste des références Annexes

Liste des figures

Chapitre I : Généralités sur les réducteurs:

Figure I.1 : La position du réducteur par rapport au moteur et au récepteur.....	2
Figure I.2 : Schématisation des engrenages.....	4
Figure I.3 : Schémas cinématique d'un réducteur à roues cylindriques.....	5
Figure I.4 : Schémas cinématique d'un réducteur à roues coniques.....	5
Figure I.5 : Schémas cinématique d'un réducteur à vis sans fin.....	6
Figure I.6 : Réducteur épicycloïdal.....	6
Figure I.7 : Réducteur poulie/couroie.....	7
Figure I.8 : Rupture des dents.....	10
Figure I.9: Les piques sur les dents.....	10
Figure I.10 : Ecaillage des dents.....	11
Figure I.11: Diagramme de l'environnement.....	12

Chapitre II : Dimensionnement de réducteur

Figure II.1: Schéma cinématique d'un réducteur à engrenages cylindrique a dentures droites... 14	14
Figure II.2 : Eléments géométriques des roues dentées cylindriques a denture droite.....	19
Figure II.3 : Les forces sur les dents.....	22
Figure II.4 : Arbre d'entrée.	25
Figure II.5: Effort tranchant et moment fléchissant dans plan OYX.....	27
Figure II.6 : Efforts tranchants et moments fléchissant dans le plan OYZ.....	28
Figure II.7: Arbre intermédiaire	29
Figure II.8: Effort tranchant et moment fléchissant dans plan OYX.....	31
Figure II.9: Effort tranchant et moment fléchissant dans plan OXZ.....	32

Figure II.10 : Arbre de sortie.....	33
Figure II.11: Effort tranchant et moment fléchissant dans plan OYX.....	35
Figure II.12: Effort tranchant et moment fléchissant dans plan OYZ.....	36
Figure II.13 : Clavette a têtes arrondies.....	35
Figure II.14: les charges supportées par un roulement.....	43

Chapitre III : Modélisation géométrique de réducteur

Fig.III.1 Modèle 3D de la roue dentée (pignon d'attaque).....	48
Fig.III.2 Modèle 3D de la roue intermédiaire.....	48
Fig.III.3 Modèle 3D de la roue denté de sortie.....	49
Fig. III.4 Distribution du coefficient de sécurité (Pignons).....	50
Figure III.5 Arbre d'entrée.....	51
Figure III.6.Arbre intermédiaire.....	52
Figure III.7.arbre de sortie.....	52
Figure III.8.Distribution du coefficient de sécurité (Arbres).....	53
Figure III.9. Assemblage de l'arbre d'entrée.....	54
Figure III.10 Assemblage de l'arbre intermédiaire.....	55
Figure III.11. Assemblage de l'arbre de sortie.....	55
Figure III.12.Vue de coupe de réducteur.....	56

Liste des tableaux

Chapitre II : Généralités sur les réducteurs.

Tableau I.1 : Caractérisation des fonctions de service.....	13
---	----

Chapitre II : Dimensionnement de réducteur

Tableau. II.1 : rendement de quelques couples de frottements.....	15
---	----

Tableau. II.2 : Rapports de transmission nominale.....	16
--	----

Tableau II.3 les caractéristiques des roues dentées.....	22
--	----

Tableau. II.4 : Valeurs numérique des sollicitations de l'arbre I.....	38
--	----

Tableau. II.5 : Valeurs numérique des sollicitations de l'arbre II.....	38
---	----

Tableau. II.6 : Valeurs numérique des sollicitations de l'arbre II.....	39
---	----

Liste des symboles

ω : vitesse angulaire d'entrée.	Rad/s
n_{iii} : la vitesse de rotation de l'arbre de sortie du réducteur	
$tr/minr$: Rapport de réduction.	
P_{iii} : puissance de l'arbre de sortie KW	
n_m : la vitesse de rotation à vide du moteur électrique d'entraînement tr/min	
P_m : puissance de moteur	KW
η : Rendement	
r : Rapport de réduction.	
i_T : Rapports de transmission	
N_i : Vitesse de l'arbre. tr/min	
C : Moment transmis par les arbres.	N.mm
M : Module	
a : entre-axe	
α : L'angle de pression	
P : Le pas primitif	
d_{pj} = Le diamètre primitif	mm
Z : Nombre de dents	
F_T : la force tangentielle	N
F_R : La force radiale	N
F_N : la force normales	N
R_{Pg} : Résistance pratique admissible.	N/mm^2
R_p : Résistance pratique	N/mm^2
d_1 : Diamètre de l'arbre	mm
T : Efforts tranchants	N
M_f : Moments fléchissant	N.mm
M_i : Le moment idéal	N.mm
l : longueur de la clavette.	mm
b : largeur de clavette	mm

a : hauteur de clavette		mm
L10 : durée de vie nominale exprimée en millions de tours.		
C : capacité de charge dynamique.	daN	
P : charge radiale équivalente.	daN	
n : 3 pour les roulements à billes,		
X : coefficient dépendant de la charge radial.		
Y : coefficient dépendant de la charge axial.		
D : diamètre extérieur du roulement.		mm
B : la largeur du roulement.		mm
M_t : Moment de torsion		N.mm

INTRUCTION GENERALE

Les équipements mécaniques jouent un rôle très important dans les 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... etc; et les autres récepteurs tels que les alternateurs, les pompes, les convoyeurs,etc.

Notre travail s'est basé sur l'étude et la conception d'un réducteur de vitesse à train d'engrenage en prise avec les roues à dentures droites.

Notre travail se divise en trois chapitres

Dans le chapitre I, une recherche bibliographique introduira les différents types de réducteurs, ainsi que leur domaine d'utilisation, la fonction globale des engrenages.

Le chapitre II sera consacré pour les dimensionnements et les calculs des différents éléments du réducteur afin de minimiser l'encombrement et respecter les différentes contraintes que l'on pourra rencontrer tout au long de ce projet. On va aussi faire certaines vérifications afin de voir si notre réducteur est réalisable, et si ces éléments ne subissent pas trop de contraintes.

Dans le dernier chapitre, le logiciel SOLIDWORKS sera utilisé pour la conception graphique et l'étude de résistance des arbres et des roues dentées par la méthode des éléments finis.

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

CHAPITRE I : Généralités sur les réducteurs.

I.1 Définition

Un réducteur est un élément permettant de transmettre une puissance entre un moteur et une machine en réduisant la vitesse (c'est-à-dire avec un rapport de réduction inférieur à 1). Les multiplicateurs de vitesses sont aussi des transmetteurs de puissance que nous ne traiterons pas dans cette étude. Les réducteurs sont généralement composés d'organes mécaniques comprenant un générateur de puissance (moteur), des engrenages, des mécanismes entraînés (accouplements, frein), des structures servant de support (arbres, paliers) généralement incorporés dans un carter. Chacun des composants influe sur le comportement dynamique du réducteur.

Il existe différents types de réducteurs : mécaniques, hydrauliques, pneumatiques. Parmi les réducteurs mécaniques, on rencontre, les systèmes : poulies/courroies, trains d'engrenage ordinaire (parallèle, conique, gauche) et trains épicycloïdaux (plan, sphérique). Un réducteur est un organe mécanique à base d'engrenages très utilisé dans l'industrie mécanique, il entraîne aussi bien de grosses installations que de petits matériels, il possède deux arbres un arbre d'entrée et un arbre de sortie, si on inverse l'entrée et la sortie on obtient un multiplicateur, le nom de réducteur est réservé à un mécanisme s'intercalant entre le moteur et le récepteur. Lorsque le moteur est fixé sur le carter du réducteur, l'ensemble porte le nom de motoréducteur. [1]

I.2 Principe de fonctionnement des réducteurs

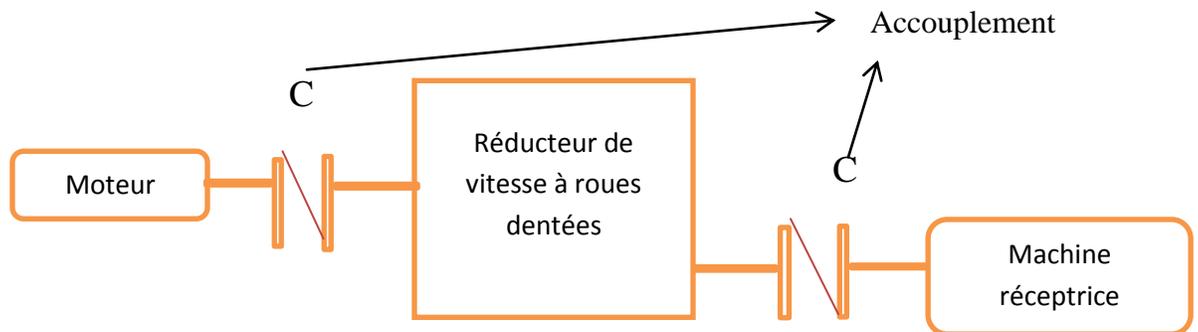


Figure 1.1 La position du réducteur par rapport au moteur et au récepteur

Un réducteur sert à réduire la vitesse d'un moteur (hydraulique, pneumatique, thermique, électrique) avec transmission de la puissance motrice vers une machine réceptrice en absorbant moins d'énergie. Il permet aussi d'augmenter le couple moteur afin d'entraîner en rotation un organe récepteur sous l'effet d'un nouveau couple[1]

Dans le cas d'un mouvement de rotation il faut avoir :

- La puissance de moteur : P_m (KW)
- La vitesse motrice : N_m (tr/min)
- La vitesse réceptrice : N_r (tr/min)
- Rendement: η

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

$$K = \frac{N_r}{N_m}$$

Si $K < 1 \rightarrow N_r < N_m$: Réducteur ;

Si $K > 1 \rightarrow N_r > N_m$: Multiplicateur.

Raison d'un réducteur a traine de plusieurs engrenages :

$$r = (-1)^n \frac{\text{produit de nombre de dents des roues menantes}}{\text{produit de nombre de dents des roues menees}}$$

Où n est le nombre de contacts extérieurs.

Si r est positif : même sens de rotation entre l'entrée et la sortie.

Si r est négatif : sens contraire de rotation entre l'entrée et la sortie.

I.3 Les types des réducteurs

Les réducteurs sont classés selon la position relative des arbres et les types d'engrenages utilisés pour la transmission de puissance. L'engrenage sert à transmettre un mouvement de rotation par obstacle avec changement de ses caractéristiques. Il est constitué d'un pignon et d'une roue. La

plus petite s'appelle le pignon et la plus grande est la roue. La roue et le pignon sont munis de dents à profil particulier (développante de cercle) assurant la transmission.[3]

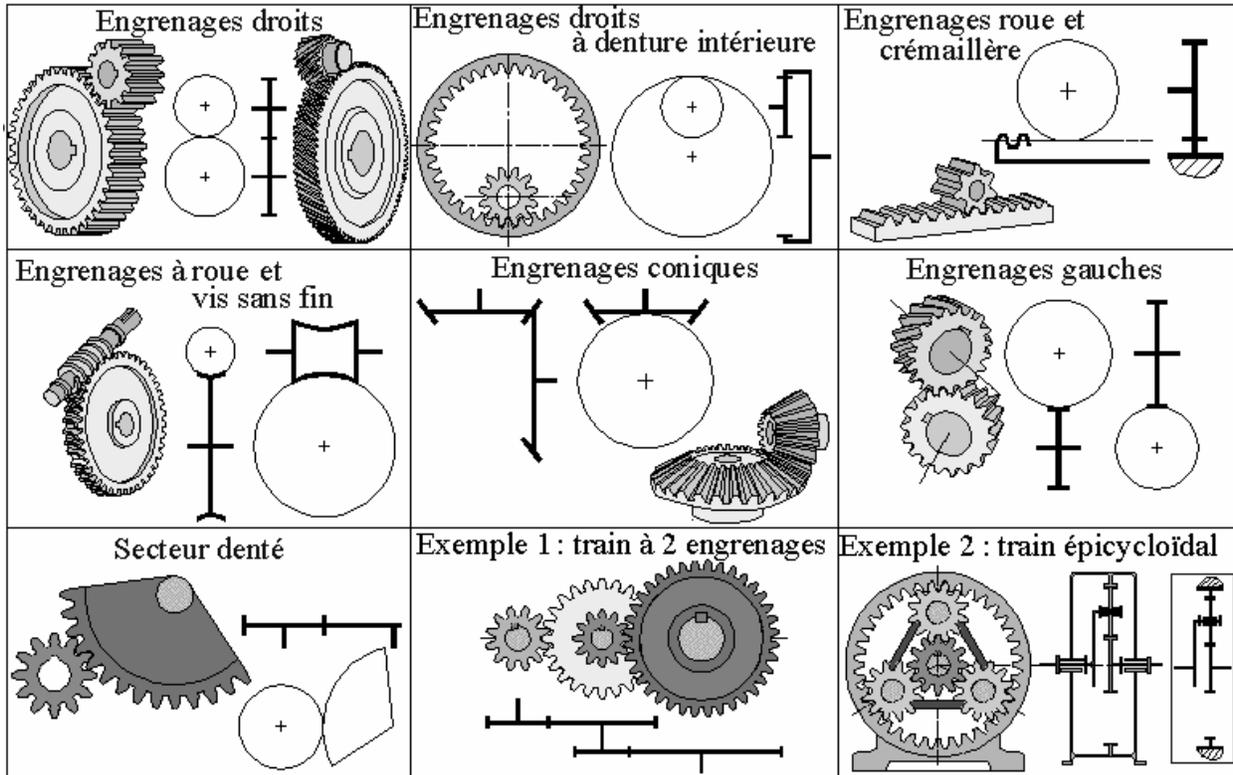


Figure 1.2 : Schématisation des engrenages

I.3.1 Les réducteurs à engrenage

Un train d'engrenage est une suite d'engrenage destiné à transmettre une puissance d'un arbre d'entrée vers un arbre de sortie avec ou sans modification de la vitesse ou du sens de rotation en absorbant le moins possible d'énergie.

I.3.2 Train simple ou ordinaire

Les dentures peuvent être droites ou hélicoïdales.

a) À roues cylindriques :

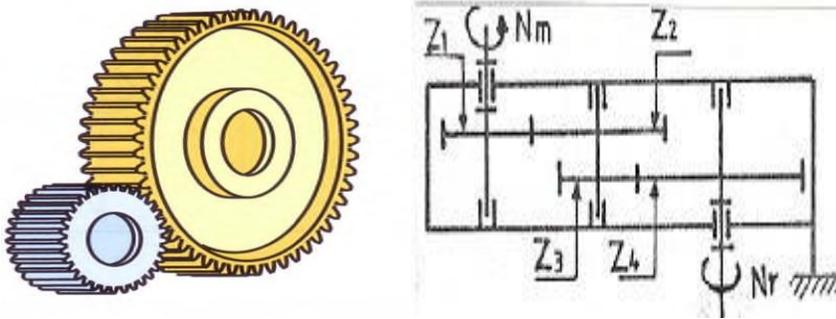


Figure 1.3 :Schéma cinématique d'un réducteur à roues cylindriques

$$K = \frac{N_r}{N_m} r = (-1)^2 \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4}$$

b) À roues coniques :

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

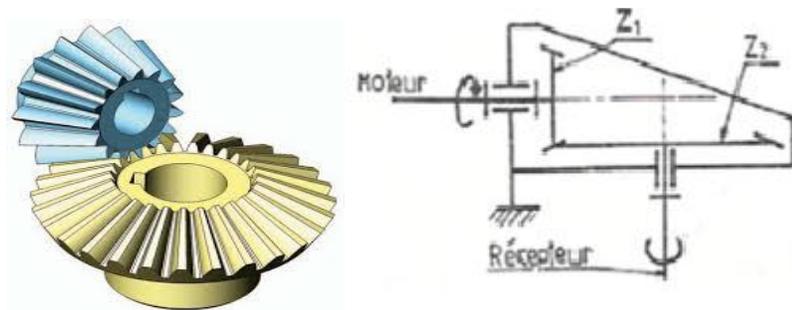


Figure 1.4 : Schéma cinématique d'un réducteur à roues coniques

$$K = \frac{N_2}{N_1} \quad r = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Les avantages des réducteurs à engrenages coniques :

- Fonctionnement économique grâce à un rendement de 98 % pour chaque train.
- Rentabilité grâce à un bon rapport prix/rendement.
- Robustesse, pratiquement aucun entretien nécessaire.

c) L'orientation des arbres.

réducteur à vis sans fin

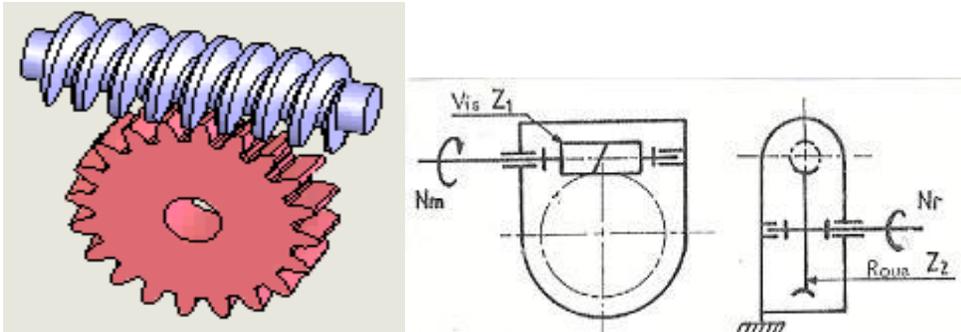


Figure 1.5: Schéma cinématique d'un réducteur à vis sans fin

$$K = \frac{N_2}{N_1}$$

- Rapport de réduction relevé
- Généralement réversible

I.3.3 Réducteurs à trains épicycloïdaux :

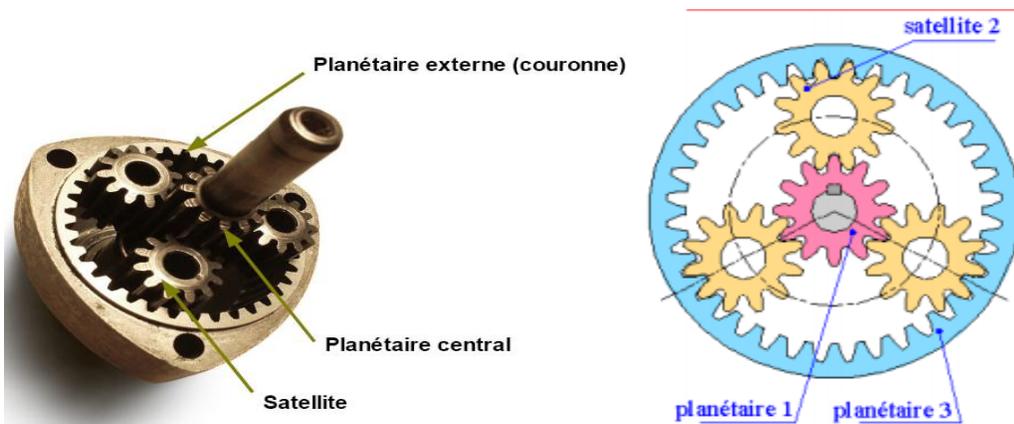


Figure 1.6: réducteur épicycloïdal

Sous le nom de train épicycloïdal ou engrenage planétaire, on désigne un système de transmission de puissance entre deux ou plusieurs arbres. Les engrenages peuvent être cylindriques ou coniques. Ceux dont l'axe coïncide avec un axe fixe dans l'espace s'appellent "planétaire" et ceux qui tournent avec leur axe autour d'un autre s'appellent "généralement maintenus par un satellite".[5]

I.3.4 Différents types de trains épicycloïdaux :

- plans : quand les axes des roues sont parallèles (engrenages cylindriques)
- sphériques : quand les axes sont concourants (engrenages concourants)
- gauches : quand les axes sont quelconques

I.3.5 Les réducteurs poulies/courroies :

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

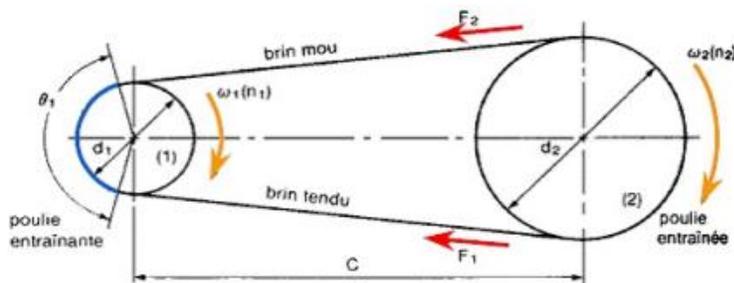


Figure 1.7: réducteur poulie/courroie

Le rapport de réduction se calcule ainsi :

$$K = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{R_e}{R_s}$$

Ou ω_e est vitesse angulaire dentrée

ω_s est vitesse angulaire de sortie

R_e est rayon de polie dentree R_s rayon de poulie de sortie

I.4 Les principales caractéristiques des transmissions par engrenage

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

I.5 Conception des engrenages d'un réducteur

I.5.1 Profil des dents

Les dents doivent permettre de maintenir les deux roues en contact et d'assurer une rotation continue d'une roue par rapport à l'autre et de ne pas bloquer le fonctionnement de l'engrenage. Le profil d'une dent de roue dentée n'est ni une droite ni un arc de cercle. [3]

I.5.2 Traitement global et superficiel

Le traitement thermique des engrenages améliore leurs propriétés mécaniques (dureté, limite d'élasticité, limite à la rupture), diminue leurs fragilités et supprime les tensions internes dans le

matériau. L'engrenage doit présenter à la fois une grande résilience et une importante résistance à l'usure. En effet, les engrenages subissent des efforts brusques (par exemple au moment de changement de la vitesse dans les boîtes de vitesses), ces efforts sont assimilables à des chocs et d'où les engrenages doivent être résilients. Les dents qui subissent un frottement, doivent présenter aussi une usure minimale[3] :

- a) **Cémentation** : il consiste à diffuser le carbone dans les surfaces frottantes des dents en portant ces surfaces à une température supérieure à 930° C, le traitement de cémentation est suivi d'une trempe et d'un revenu pour éviter l'écaillage de la surface cémentée au moindre choc. L'épaisseur de la couche cémentée est en général de 1 mm, la vitesse de pénétration est d'environ 1/12 mm par heure, si la vitesse de pénétration est trop rapide, la couche superficielle du matériau devient saturée en carbone ce qui augmente énormément la fragilité de cette couche, donc cette vitesse doit être bien contrôlée.
- b) **la trempe** : c'est le premier traitement thermique réalisé dans la masse des engrenages, il a pour but d'améliorer certaines propriétés mécaniques (résistance élastique, dureté, etc.) au détriment des autres (résilience et ductilité).
- c) **Le revenu** : est un traitement thermique qui est effectué toujours après la trempe, il améliore la ductilité, la résilience ou la résistance au choc en gardant une dureté raisonnable et supprime les contraintes internes créées lors de la trempe et qui sont en partie responsables de la fragilité du matériau, pour que le cœur des dents garde sa ductilité, on utilise des aciers à faible teneur en carbone (de 0,02 % à 0,5 %).

I.6 Différentes formes de détérioration des engrenages

Les détériorations les plus typiques sont la rupture, les piqûres, l'usure, l'écaillage, le grippage et les déformations plastiques des surfaces actives.[3]

a) La rupture des dents

Elle est due essentiellement à la fatigue, à un mauvais traitement thermique ou à une mauvaise répartition des charges. Chaque engrenement de dents produit des contraintes de flexion alternatives à allure périodique. La modification brusque de la forme de la dent au niveau de son

congé de raccordement donne lieu à une concentration des contraintes. Après un certain nombre de cycles, il se produit une fissure dans la zone qui se propage jusqu'à la rupture de la dent.

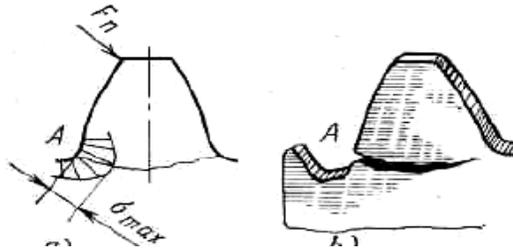


Figure 1.8 : rupture des dents

b) formation des piqûres

Autres types de détérioration des engrenages est la formation des piqûres en surface active des dents à cause de non lubrification de celles-ci. Les piqûres perturbent le profil de la dent et augmentent le coefficient de frottement, et donc la force de frottement et l'échauffement

.Ces derniers vont croître les contraintes mécaniques au niveau des dents.

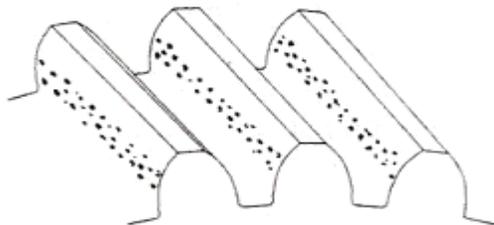


Figure 1.9 : les piqûres sur les dents

c) L'usure

L'usure est également un mode de défaillance des dents, elle est maximale en début d'approche d'un couple de dent (racine de la dent de la roue menante) et en fin de retrait (sommet de la dent de la roue menante), là où les vitesses de glissement entre les dents sont les plus élevées. L'usure est faible au centre de la dent car la vitesse de glissement est nulle. L'usure s'accélère avec l'augmentation de la force de contact et avec l'insuffisance du lubrifiant car nous aurons un

contact métal-métal, l'usure affecte le profil de la dent comme les piqûres et augmente le frottement. L'usure par abrasion résulte de la présence par pollution des matériaux solides dans le lubrifiant, ces matériaux font rayer les dents et accélèrent leur usure.

d) L'écaillage

L'écaillage est le détachement de petits morceaux de la couche superficielle cimentée des dents à cause d'une mauvaise cimentation ou d'une faible épaisseur de la couche cimentée ou d'un effort important appliqué sur les dents.



Figure 1.10 : écaillage des dents

e) Le grippage

Le grippage des dents se produit dans la zone de rupture du film d'huile, dans cette zone, la pression de contact est élevée et les particules existantes entre les surfaces de contact se soudent avec ces surfaces. Le grippage pourra avoir lieu si la lubrification est mal choisie ou si la vitesse de glissement est élevée. Le choix correct de la nuance et de la viscosité de l'huile, de la durée d'action de la charge, de l'état de surface, de la dureté des surfaces actives, du matériau des roues, du type de rodage des dents, tous ces paramètres empêchent un éventuel grippage.

I.7 Cahier de charge fonctionnel :

L'analyse fonctionnelle consiste à identifier, à caractériser, à ordonner, à hiérarchiser et à valoriser toutes les fonctions d'un produit pendant tout son cycle de vie. L'analyse fonctionnelle utilise deux points de vue interdépendants [2] :

Le point de vue externe est celui de l'utilisateur dont l'objectif de fabriquer un produit de qualité pour la commercialisation.

Le point de vue interne est celui du concepteur dont l'objectif est de réaliser les fonctions techniques de référence.

I.7.1 Diagramme de l'environnement

Le milieu environnant d'un produit est l'ensemble des composants physique, humain, économique en relation avec le produit pendant son cycle de vie. Une fonction est identifiée par une relation entre le produit et un ou plusieurs composants du milieu environnant[2].

Fonctions principales : sont les fonctions qui justifient la création du produit. Une fonction principale est une relation entre deux ou plusieurs composants du milieu environnant par l'intermédiaire du produit.

Fonctions complémentaires : sont toutes les fonctions autres que les fonctions principales. Une fonction complémentaire est une relation le produit et l'élément du milieu environnant.

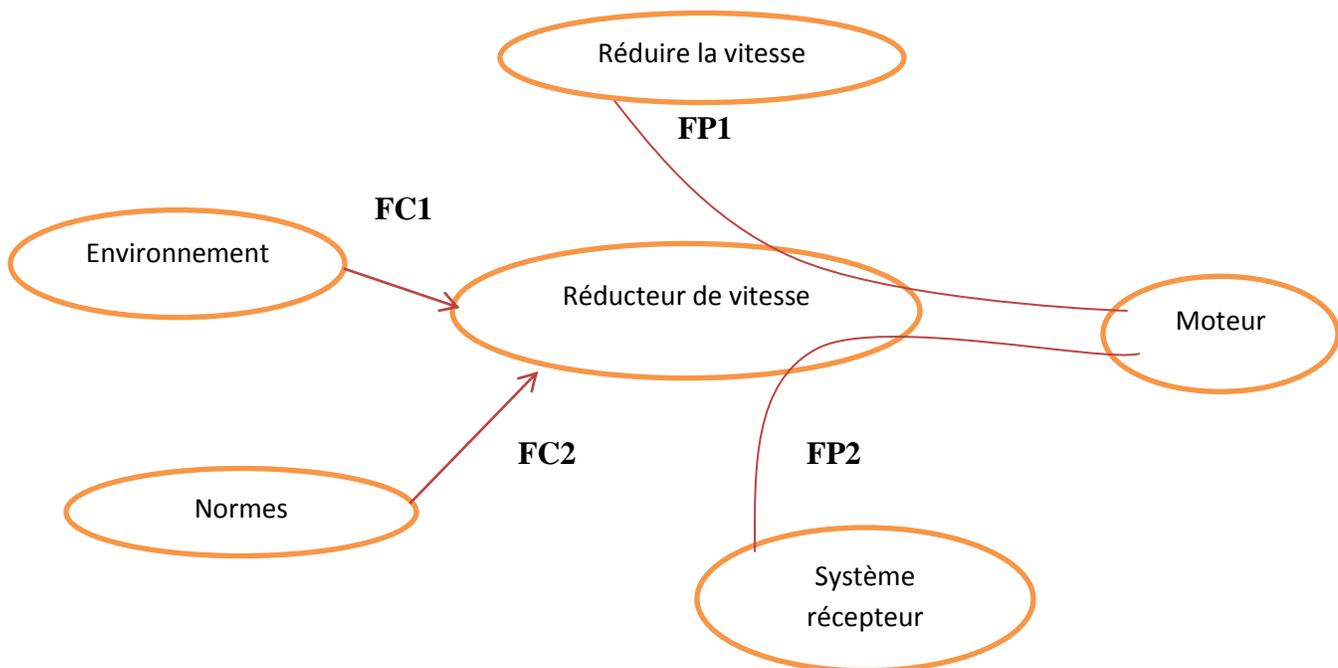


Figure 1.11: diagramme de l'environnement

Les termes :

Fonction principale 1 (**FP1**) : Réduire la vitesse du moteur.

Fonction principale 2 (**FP2**) : Transmettre l'énergie mécanique au système récepteur.

Fonction contrainte 1 (**FC1**) : respecter La réglementation en vigueur

Fonction contrainte 2 (**FC2**) : s'adapter au milieu ambiant.

1.7.2 Caractérisation des fonctions de service :

Une fonction de service est une fonction attendue d'un produit pour répondre au besoin d'un utilisateur.[2]

Fonction	Critère	Niveau
-Fp1: Réduire la vitesse du moteur.	-Vitesse d'entrée du réducteur:	-1480 tr/min
-Fp2: Transmettre l'énergie mécanique au système treuil	-Utiliser un train d'engrenage en prise les roues à denture droite	/
-Fc1: Normes.	-respecter La réglementation en vigueur	-ISO
Fc 2: Environnement	-s'adapter au milieu ambiant.	/

Tableau I.1: Caractérisation des fonctions de service

CHAPITRE II : Dimensionnement du réducteur

Ce chapitre sera consacré aux calculs et dimensionnements du réducteur.

Ce chapitre sera également l'occasion pour nous de mettre en application les connaissances acquises en mécanique générale et en résistance des matériaux durant notre cycle d'étude.

II. Schéma cinématique du réducteur:

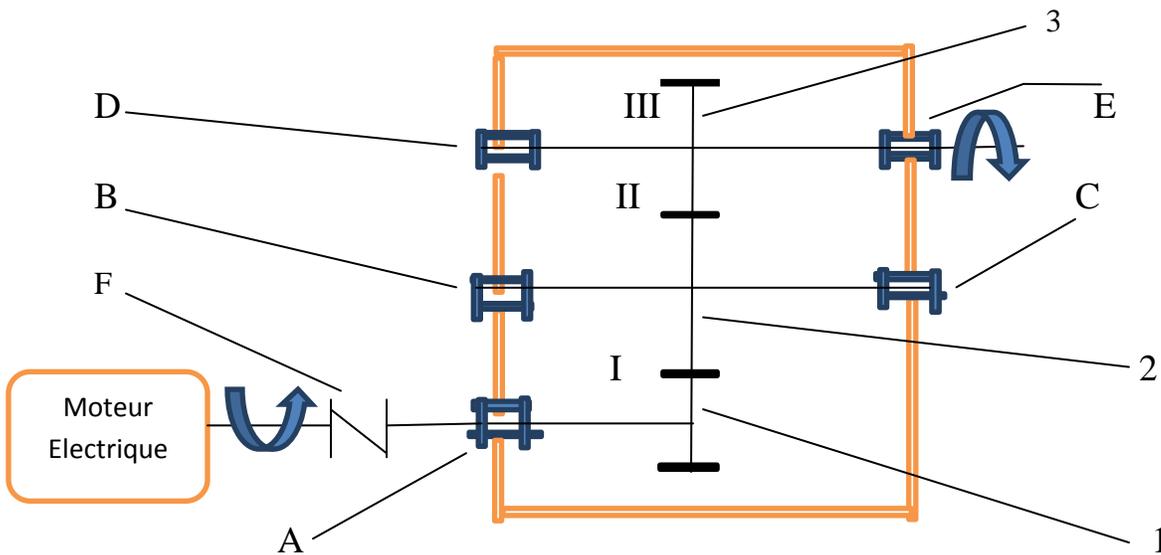


Figure II.1 : Schéma cinématique d'un réducteur à engrenages cylindriques à dentures droites

Roues dentées cylindriques droites

Dans ce schéma, les arbres sont notés I, II et III (de l'entrée vers la sortie), les roues dentées sont notées 1, 2, et 3, les paliers sont respectivement A pour l'arbre I d'entrée, B et C pour l'arbre II, D, E pour l'arbre III de sortie, F est l'accouplement.

❖ Données initiales proposées :

Les données initiales pour le calcul de la transmission mécanique sont: la vitesse de rotation de l'arbre de sortie du réducteur n_{iii} (en tr/min), la puissance de cet arbre P_{III} (en kW) et la vitesse de rotation à vide du moteur électrique d'entraînement n_i (en tr/min).

- $n_{iii} = 548 \text{ tr/min}$
- $P_{iii} = 6.7 \text{ KW}$
- $n_m = 1480 \text{ tr/min}$

II.1 Calcul cinématique et énergétique :

II.1.1 Choix de moteur électrique

$$P_m = \frac{P_{iii}}{\eta_{tot}}$$

η_{tot} : Rendement total du moteur qui est donné selon le type de transmission.

Dans le tableau II.1 on donne l'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottements présents dans une transmission mécanique[4]

Couples de frottement	Rendement
Engrenage Cylindrique	0,97.....0,99
Paire de roulements	0,99.....0,995
Transmission de courroies trapézoïdales	0,94....0,97

Tableau II.1 : rendement de quelques couples de frottements

$$\eta_{tot} = \eta_{eng}^n \eta_r^m$$

n : Nombre de contacts d'engrenage

m : Nombre de roulement

$$\eta_{tot} = 0.97^2 \cdot 0.99^5 = 0.894$$

$$P_M = \frac{P_{iii}}{\eta_{tot}}$$

$$P_M = \frac{6.7}{0.894} = 7.494 \text{ KW}$$

La puissance qui sera utilisée dans les calculs ultérieurs P_M , sera celle déterminée conformément à la relation précédente.

n_M (Voir tableau de l'annexe 1).

Le moteur opté est un moteur électrique synchrone **132M** présentant les caractéristiques suivantes (Annexe 1):

$$P_M = 7.5 \text{ KW}$$

$$n_M = 1450 \text{ tr/min}$$

II.2 Calcul cinématique

II.2.1 Détermination des rapports de transmission

$$i_T = \frac{N_{entree}}{N_{sortie}} = \frac{n_m}{n_{iii}} = \frac{1450}{548} = 2.7$$

Les valeurs nominales des rapports de transmission sont standardisées [4,5] (voir tableau)

I	II	I	II	I	II
1.00	1.00	2.00	2.00	4.00	4.00
	1.12		2.24		4.50
1.25	1.25	2.50	2.50	5.00	5.00
	1.40		2.80		5.60
1.60	1.60	3.15	3.15	6.30	6.30
	1.80		3.55		7.1

Tableau II.2: Rapports de transmission nominale

Notation : I - Valeurs recommandées

II - Valeurs admises

Selon les rapports de transmission standardisés nominaux, on prend une valeur : $i_T = 2.8$

$$i_{3/2} = 0.88 * \sqrt{i_T} = 1.47$$

Selon les rapports de transmission standardisés nominaux ,on prend une valeur : $i_{3/2} = 1.6$

$$i_T = i_{2/1} * i_{3/2} \Rightarrow i_{2/1} = \frac{i_T}{i_{3/2}} = \frac{2.8}{1.6}$$

$$= 1.75$$

Selon les rapports de transmission standardisés nominaux on prend une valeur : $i_{2/1} = 1.8$

II.2.2 Détermination de la vitesse de rotation des arbres.

Cette vitesse peut être calculée selon la distribution du rapport de transmission du réducteur de vitesse.

Arbre d'entrée :

$$N_i = n_m = 1450 \text{ tr/min}$$

Arbre intermédiaire :

$$N_{ii} = \frac{N_i}{i_{2/1}} = \frac{1450}{1.8} = 822.2 \text{ tr/min}$$

Arbre de sortie :

$$N_{iii} = \frac{N_i}{i_T} = \frac{1450}{2.8} = 528.57 \text{ tr/min}$$

II.3 Calcul énergétique

II.3.1 Calcul de puissance transmise par les arbres.

En partant de la puissance d'entrée du réducteur, on calcule les puissances reçues par chacun des arbres de transmission :

Arbre d'entrée :

$$P_m = P_i = 7.5 \text{ KW}$$

Arbre intermédiaire :

$$P_m = \frac{P_{ii}}{\eta_{tot}} \Rightarrow P_{ii} = P_m * \eta_{tot}$$

$$\eta_{tot} = \eta_{eng}^1 * \eta_r^3 = 0.99 * 0.995^3 = 0.975$$

$$P_{ii} = 7.5 * 0.975 = 7.313 \text{ KW}$$

Arbre de sortie :

$$P_{iii} = P_m * \eta_{tot}$$

$$\eta_{tot} = \eta_{eng}^2 * \eta_r^5 = 0.99^2 * 0.995^5 = 0.956$$

$$P_{iii} = 7.5 * 0.956 = 7.169 \text{ KW}$$

II.3.2 Calcul des couples transmis par les arbres

$$C = \frac{p}{\omega}$$

Arbre d'entrée :

$$\omega_i = \frac{2\pi N_1}{60} = \frac{2\pi * 1480}{60} = 154.985 \text{ rad/s} \quad \Rightarrow \quad C_i = \frac{7.500}{154.985} = 48.392 \text{ Nm}$$

Arbre intermédiaire :

$$\omega_{ii} = \frac{2\pi N_{ii}}{60} = \frac{2\pi * 822.2}{60} = 86.101 \text{ rad/s} \Rightarrow C_{ii} = \frac{7.313}{86.101} = 84.935 \text{ Nm}$$

Arbre de sortie :

$$\omega_{iii} = \frac{2\pi N_{iii}}{60} = \frac{2\pi * 528.57}{60} = 55.352 \text{ rad/s} \quad \Rightarrow \quad C_i = \frac{7.169}{55.352} = 129.517 \text{ Nm}$$

II.4 Choix du matériau pour les roues dentées

Notre choix est fait de manière à avoir une des roues avec un cœur résilient pour absorber les chocs et les surfaces dures pour parer à l'usure, donc on prend l'acier 20CrMo5 (Annexe 2).

L'Annexe présente les aciers recommandés utilisés pour l'exécution des roues dentées des réducteurs de vitesse ainsi que les caractéristiques mécaniques nécessaires pour le dimensionnement des engrenages.

Eléments géométriques des roues dentées cylindriques à denture hélicoïdale

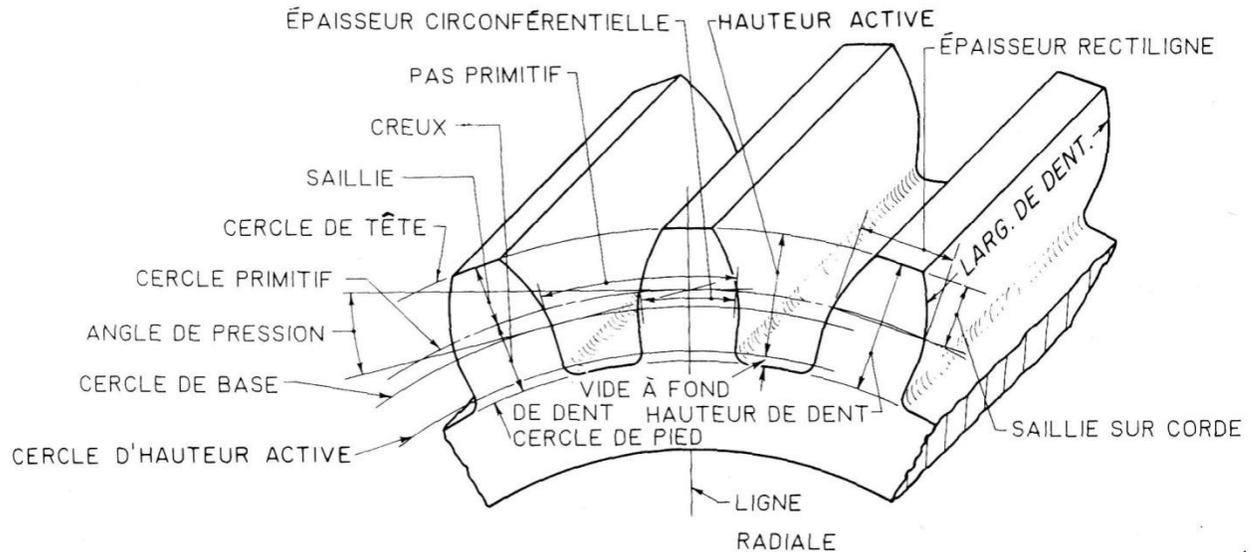


Figure II.2 : Eléments géométriques des roues dentées cylindriques à denture droite

II.4.1 Dimensionnement préliminaire des engrenages

Détermination de l'entrée de l'axe [4]

$$a_{12} = (i_{12} + 1)^3 \sqrt{\frac{K_A * K_V * K_{H\beta} * C_i}{2 * i_{12} * \Psi_a} \left(\frac{Z_M * Z_H * Z_\epsilon}{\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} * K_{HN} * Z_R * Z_W} \right)}$$

Où:

i_{12} : Rapport de réduction entre le pignon 1 et la roue 2 ;

K_A : Facteur de la charge dynamique extérieure. Il dépend de la nature du moteur et durécepteur ;

$K_A = 1,25$ Pour les moteurs à combustion interne [4] ;

K_V : Facteur dynamique intérieur. On prend $K_V = 1$ pour le dimensionnement préliminaire[4] ;

$K_{H\beta}$: Facteur de la répartition longitudinale de la charge pour la sollicitation hertzienne. On

prend $K_{H\beta} = 1.15$ pour le dimensionnement préliminaire [4] ;

C_i : Couple de torsion à l'arbre du pignon ;

Ψ_a : Coefficient de largeur défini par $\Psi_a = \frac{b}{a} = 0.4$: où b est la largeur de la roue dentée ;

Z_M : Facteur de matériau. $Z_M = 0.35E$ Où : E est le module d'élasticité de matériaux, pour des engrenages composés des roues en acier $Z_M = 271 N/(d'$ après l'HENRIOT).

Z_H : Facteur du point de roulement. $Z_H = 1.77$, au dimensionnement préliminaire [4][6] ;

Z_ε : Facteur de la longueur de contact, pour le dimensionnement préliminaire on prend $Z_\varepsilon = 1$ [4] ;

σ_{Hlim} : Effort unitaire limite à la sollicitation hertzienne, dépend de la nature du matériau du pignon et du traitement thermique ou thermo-chimique [4] ;

S_H : Facteur de sûreté par rapport à la sollicitation hertzienne. On utilise la valeur minimale ;

$S_H = 2$ pour le dimensionnement préliminaire ;

K_{HN} : Facteur du nombre de cycles de sollicitation pour la sollicitation hertzienne ;

$K_{HN} = 1$ dans le cas des engrenages ayant une durée de fonctionnement illimité ;

Z_R : Facteur de rugosité. Pour le dimensionnement préliminaire $Z_R = 1$;

Z_W : Facteur du rapport de la dureté des flancs. La valeur utilisée pour le dimensionnement préliminaire est $Z_W = 1$ [4].

$$a_{12} = (1.8 + 1)^3 \sqrt{\frac{1 * 1 * 1.5 * 48.392 * 10^3}{2 * 1.8 * 0.4} \left(\frac{2.71 * 1.77 * 1}{\frac{1606.5}{2} * 1 * 1 * 1} \right)}$$

$$= 87.101 \text{ mm}$$

$$a_{12} = (1.6 + 1)^3 \sqrt{\frac{1 * 1 * 1.5 * 29.517 * 10^3}{2 * 1.6 * 0.4} \left(\frac{2.71 * 1.77 * 1}{\frac{1606.5}{2} * 1 * 1 * 1} \right)}$$

$$= 112.294 \text{ mm}$$

Détermination du module M

$$M_{12} = 1,28^3 \sqrt{\frac{C_1 K_c \cdot K_v}{Z_p \cdot \frac{2}{1} \cdot \Psi_m \cdot y_f \cdot [\sigma_f]}}$$

K_c : Coefficient de concentration. $K_c = 1$ (dimensionnement préliminaire annexe) ;

K_v : Coefficient de charge dynamique. $K_v = 1,25$ pour le dimensionnement préliminaire annexe ;

Z_p : Nombre de dents de pignon, on suppose $Z_p : 20$ dents ;

Ψ_m : Largeur relative des roues. $\Psi_m : 1,5$ par le dimensionnement préliminaire.

Y_f : Facteur de forme. $Y_f : 0,33$ pour le dimensionnement préliminaire.

$$[\sigma_f] : \frac{\sigma_{flim}}{S_f} = \frac{460}{1,5} = 306,666 N/mm^2 \text{ (matériaux acier 20 Cr MoS).} \quad \text{(Annexe 2)}$$

σ_{flim} : Effort unitaire limite pour la sollicitation à la fatigue au pied de la dent, c'est une caractéristique du matériau du pignon (annexe).

S_f : Facteur de sureté pour la sollicitation au pied de la dent on utilise la valeur min $S_f : 1,5$ pour le dimensionnement préliminaire. [4]

A.N :

$$M_{12} = 1,28 \sqrt[3]{\frac{48,392.10^3 \times 1 \times 1,25}{20 \times 1,8 \times 1,5 \times 0,33 \times 306,66}}$$

$$M_{12} = 2,945$$

On prend la valeur normalisée de module $M_{12} = 3$ (annexe 6).

Détermination de nombre de dents des roues Z_2 et Z_3

$$i_{2/1} = \frac{i_T}{i_{3/2}} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ On pose } Z_1 = 20 \text{ dents}$$

$$Z_2 = Z_1 \frac{i_T}{i_{3/2}} = 20 \frac{2,8}{1,8} = 36$$

Ou:

$$Z_2 = i_{2/1} \cdot Z_1 = 1,8 (20) = 36 \text{ dents}$$

$$Z_3 = 36 \times 1,6 = 58 \text{ dents}$$

Correction de l'entrée de l'axe a :

$$a = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m}{2} = \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}$$

$$a_{12} = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m}{2} = \frac{(20 + 36) \cdot 3}{2} = 84mm$$

$$a_{23} = \frac{(Z_2 + Z_3) \cdot m}{2} = \frac{(36 + 58) \cdot 3}{2} = 141mm$$

Calcul des éléments géométriques des roues dentées :

Caractéristiques désignations et formules	Pignon	Roue 1	Roue 2
L'angle de pression : α	20°		
Le module : m	3		
Le pas primitif : $p = \pi \cdot m$	9.42		
La saillie : $h_a = m$	3		
Le creux : $h_f = 1,25m$	3.75		
Epaisseur de la dent : $s = \pi \frac{m}{2}$	4.71		
La largeur de la denture : $b = k * m (k = 7)$	21		
La hauteur de la dent : $h = h_a + h_f$	6.75		
Nombre de dents : Z	20	36	58
Le diamètre primitif : $d_{pj} = m \cdot z_j$	60	108	168
Le diamètre de tête : $d_a = d_{pj} + 2m$	72	120	180
Le diamètre de pied : $d_{fj} = d_{pj} - 2,5m$	52.5	100.5	172.5
Le diamètre de base : $d_b = d_j \cos \alpha$	56.38	101.49	157.89

Tableau II.3: les caractéristiques des roues dentées

Calcul des forces dans les engrenages:

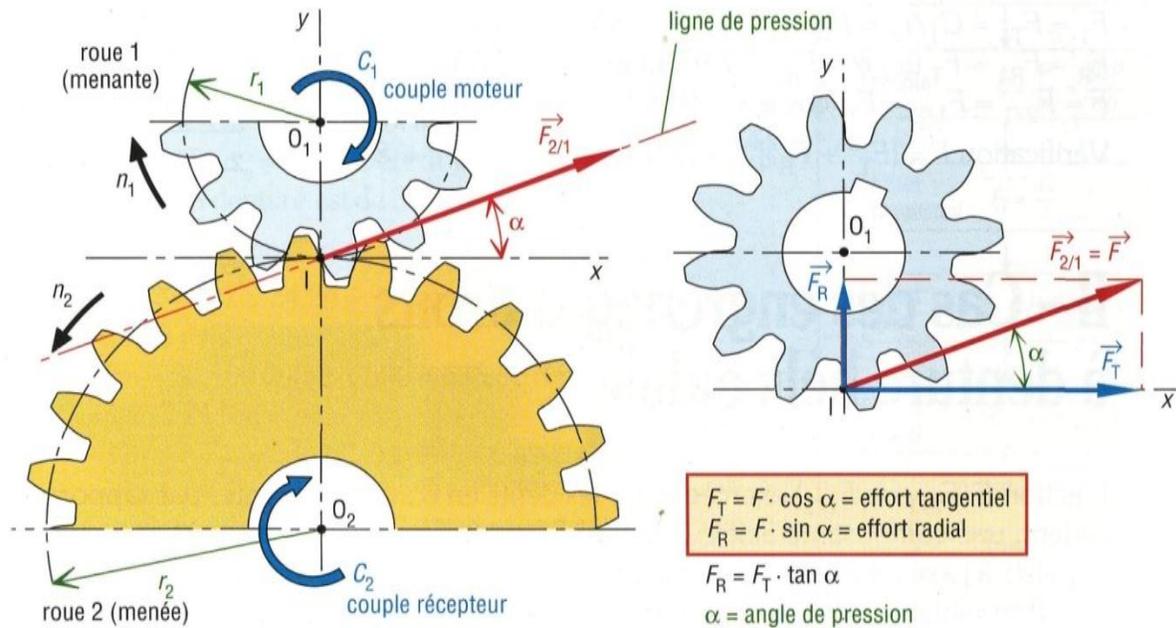


Figure II.3: les forces sur les dents

Une force normale F_n apparaît au contact de deux dents. Celle-ci peut être décomposée selon deux directions orthogonales: la force tangentielle et la force radiale. On calcule les deux composantes sur le cercle primitif de la roue.

Calcul de forces tangentielles (F_T).

$$\text{la force tangentielle: } F_T = \frac{C}{R}$$

La force radiale : $F_R = F_T \cdot \tan \alpha$

$$\text{la force normale : } F_N = \sqrt{F_T^2 + F_R^2}$$

Engrenage 1 :

$$F_{T_1} = \frac{48,392}{30} = 1613,667N$$

$$F_{R_1} = 1613,067 \tan(20) = 587,108N$$

$$F_{N_3} = \sqrt{F_T^2} + \sqrt{F_R^2} = \sqrt{(1541,869)^2} + \sqrt{(561,194)^2} = 1640,823N$$

Engrenage 2 :

$$F_{T_2} = \frac{84,935}{54} = 1572,870N$$

$$F_{R_2} = 1572,870 \tan(20) = 572,478N$$

$$F_{N_2} = \sqrt{F_T^2} + \sqrt{F_R^2} = \sqrt{(1572,870)^2} + \sqrt{(572,478)^2} = 1673,813N$$

Engrenage 3 :

$$F_{T_3} = \frac{129,517}{84} = 1541,869N$$

$$F_{R_3} = 1541,869 \tan(20) = 561,194N$$

II.5 Dimensionnement préliminaire des arbres.

Les arbres du réducteur sont sollicités en torsion et en flexion. Dans cette phase du projet, la flexion ne peut pas être prise en compte, parce qu'on ne connaît ni les forces qui chargent les arbres, ni les distances entre les appuis, ni la localisation des forces entre les appuis.

Donc, pour obtenir des valeurs indicatives des diamètres des arbres, on va faire leur dimensionnement préliminaire en torsion, en tenant compte de l'existence de la flexion.

On va travailler avec des valeurs admissibles.[4]

La relation de dimensionnement préliminaire est :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{C_i}{0,2R_{Pg}}}$$

$$R_p = \frac{R_{pe}}{2} = \frac{322,8}{2} = 161,4N/mm^2$$

$$R_{Pg} = \frac{R_P}{2} = \frac{161,5}{2} = 80,07N/mm^2$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{48,392 * 10^3}{0,2(40,35)}} = 18,168 \text{ mm}$$

On prend la valeur normalisée $d_1 = 22 \text{ mm}$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{84,935 * 10^3}{0,2(40,35)}} = 21,915 \text{ mm}$$

On prend la valeur normalisée $d_2 = 24 \text{ mm}$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{129,517 * 10^3}{0,2(40,35)}} = 25,224 \text{ mm}$$

On prend la valeur normalisée $d_3 = 30 \text{ mm}$

II.5.1 Calcul des réactions et trace des diagrammes du moment fléchissant

Pour faire le choix des roulements et vérifier les dimensions des arbres, on calcule les réactions sur les appuis en traçant les diagrammes de variation des moments fléchissant et des efforts tranchants. Les étapes à parcourir sont les suivantes: [4] [8]

Calcul des réactions aux appuis de l'arbre d'entrée :

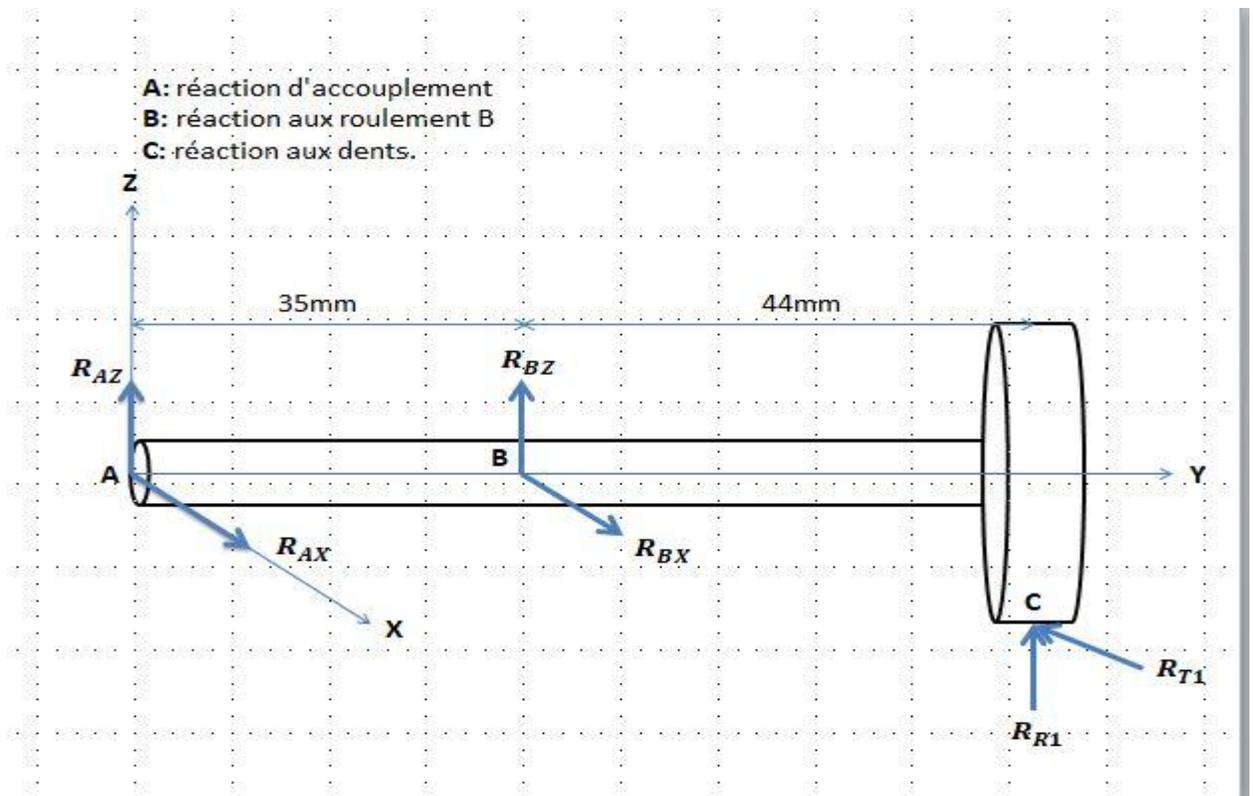


Figure II.4 : arbre d'entrée

Équilibre statique : $\Sigma F_{ext} = 0$

Équilibre selon 0X :

$$F_{BX} + F_{AX} - F_{T1} = 0$$

Équilibre selon 0Y :

$$F_{BY} = 0$$

Équilibre selon 0Z :

$$F_{BZ} + F_{AZ} + F_{R1} = 0$$

Équilibre relationnel : $\Sigma M/A = 0$

Équilibre relationnel par rapport au point A dans le plan OYZ :

$$35F_{BZ} + 79F_{R1} = 0$$

Équilibre relationnel par rapport au point A dans le plan OYX :

$$35F_{BX} - 79F_{T1} = 0$$

En résolvant ce système de 4 équations à 4 inconnues, on obtient.

La réaction d'accouplement (moteur & réducteur):

$$F_{AX} = -2027,856 \text{ N}$$

$$F_{AZ} = 738,079 \text{ N}$$

Réaction au roulement B

$$F_{BX} = 3640,923 \text{ N}$$

$$F_{BZ} = -1325,187 \text{ N}$$

Efforts tranchants et moment fléchissant dans le plan OYX :

Pour : $0 \leq y \leq 35$

$$T = -F_{AZ} \quad \Rightarrow \{ T = -738,079 \text{ N}$$

$$M_f = -F_{AZ} \cdot y \quad \Rightarrow \begin{cases} y = 0 \Rightarrow M_f = 0 \\ y = 35 \Rightarrow M_f = -(738,079) \cdot 35 = -25\,832,765 \text{ N} \end{cases}$$

Pour : $35 \leq y \leq 79$

$$T = -F_A + F_B \quad \Rightarrow \{ T = -(738,079) - (-1325,187) = 587,108 \text{ N}$$

$$M_f = -F_{AZ} \cdot y + F_{BZ}(y - 35)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y = 35 \Rightarrow M_f = -25\,832,765 \text{ N} \\ y = 79 \Rightarrow M_f = -(738,079) \cdot 79 + (-1325,187) \cdot 44 = 0 \end{cases}$$

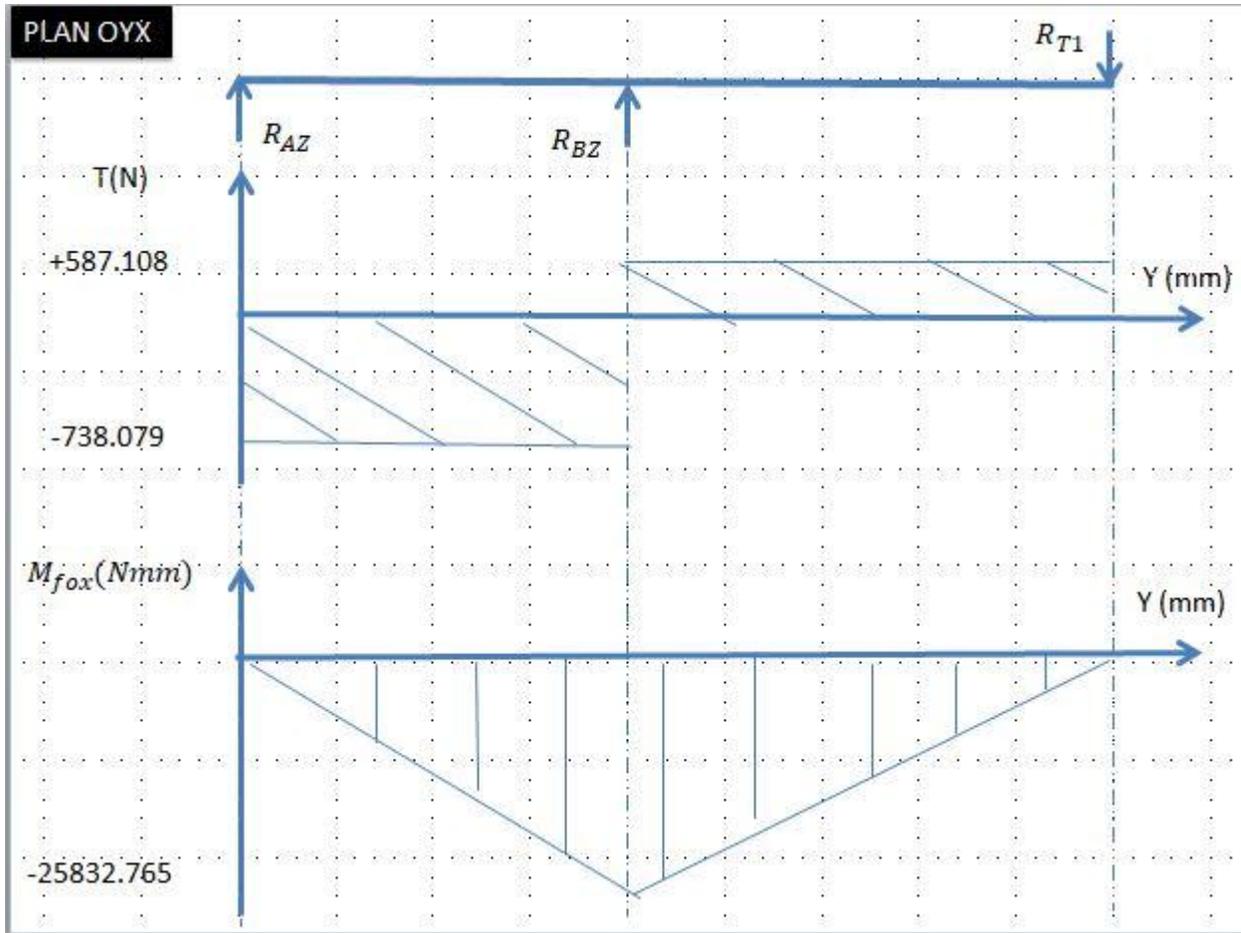


Figure II.5: effort tranchant et moment fléchissant dans le plan OXY

Efforts tranchants et moments fléchissant dans le plan OYZ :

Pour : $0 \leq y \leq 35$

$$T = -F_{AX} \Rightarrow \{T = -738,079 \text{ N} \text{ à } 2027,836 \text{ N}$$

$$M_f = -F_{AX} \cdot y \Rightarrow \begin{cases} M_f = 0 \\ y = 35 \Rightarrow M_f = (-2027,856) \cdot 35 = 70\,974,96 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{cases}$$

Pour : $35 \leq y \leq 79$

$$T = -F_{AX} - F_{BX} \Rightarrow \{T = -(-3640,923) + (2027,856) = -1613,067 \text{ N}$$

$$M_f = -F_{AX} \cdot y - F_{BX}(y - 35)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y = 35 \Rightarrow M_f = 70\,974,96 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ y = 79 \Rightarrow M_f = 2027,856(79) - 3640,923(44) = 0 \end{cases}$$

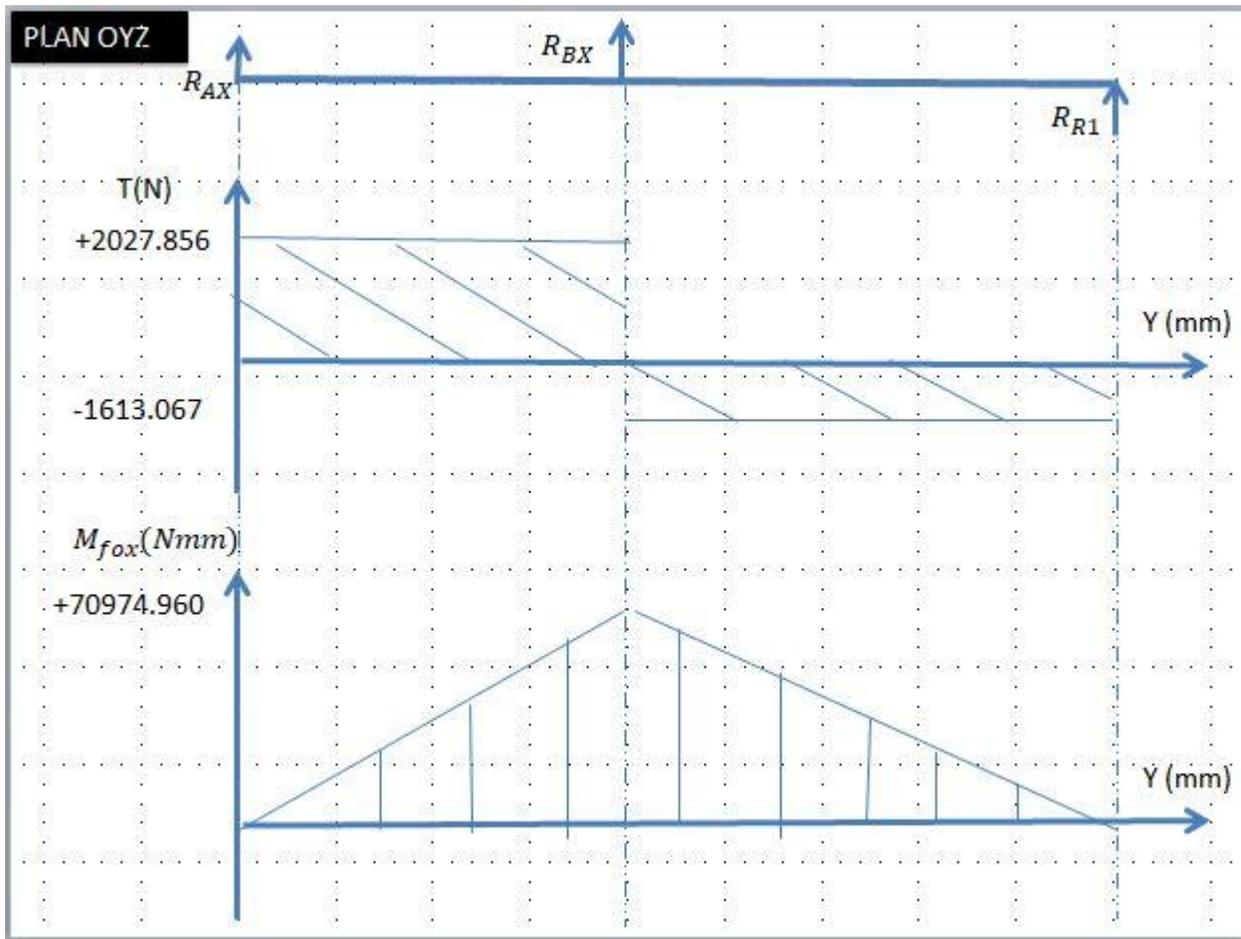


Figure II.6: effort tranchant et moment fléchissant dans le plan OXY

Calcul des réactions aux appuis de l'arbre intermédiaire :

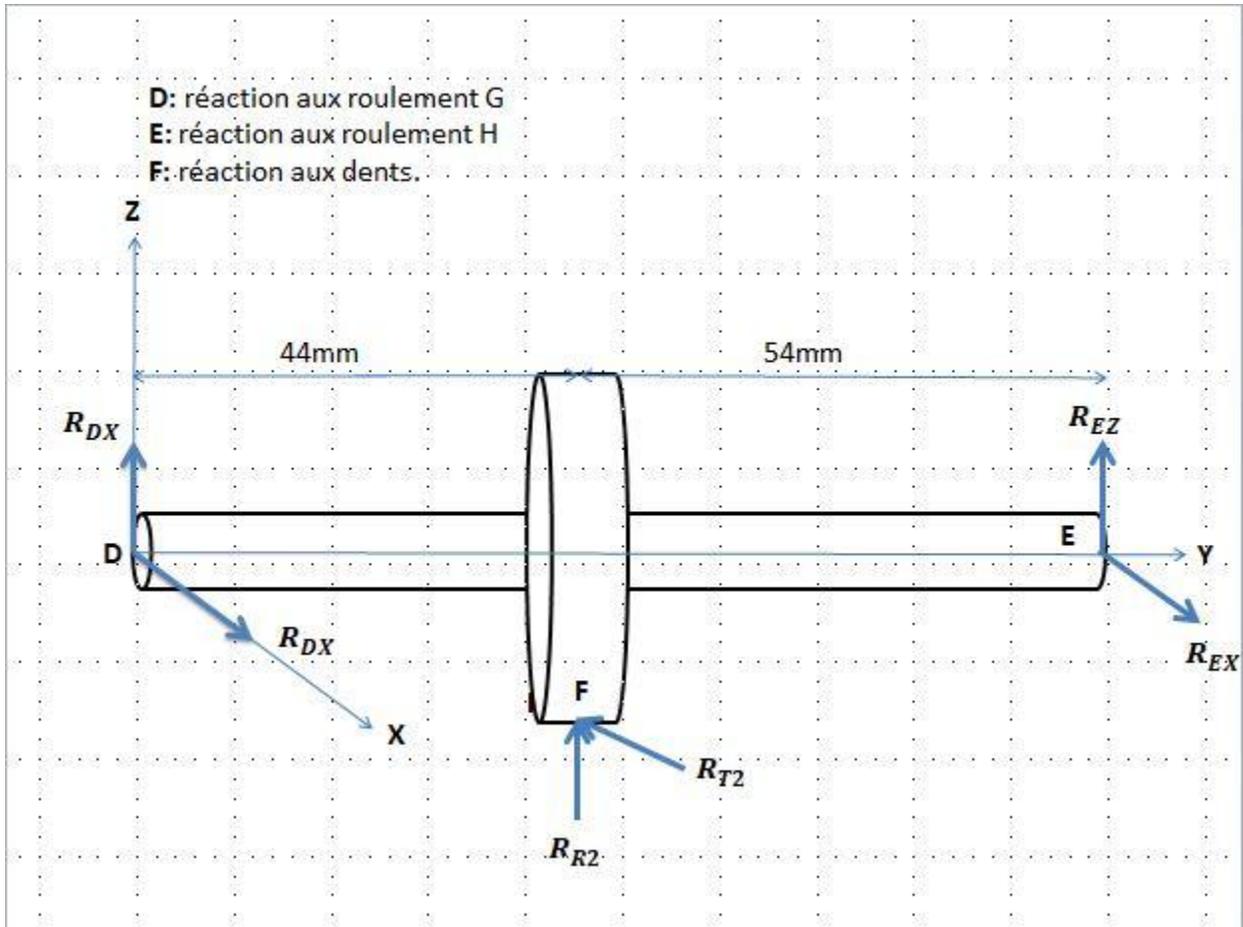


Figure 11.7: arbre intermédiaire

Équilibre statique : $\Sigma F_{ext} = 0$

Équilibre selon OX :

$$F_{EX} + F_{DX} - F_{T2} = 0$$

Équilibre selon OZ :

$$F_{EZ} + F_{DZ} + F_{R2} = 0$$

Équilibre rotationnel : $\Sigma M/c = 0$

Équilibre rotationnel par rapport au point C dans le plan OYZ :

$$F_{R2}(44) + F_{DZ}(98) = 0$$

Équilibre relationnel par rapport au point C dans le plan OYX :

$$F_{T2}(44) - F_{DX}(98) = 0$$

En résolvant ce système de 4 équations à 4 inconnues, on obtient:

La réaction du roulement D:

$$F_{DZ} = -257,031N$$

$$F_{DX} = 706,187 N$$

La réaction du roulement E :

$$F_{EX} = 866,683 N$$

$$F_{EZ} = -315,447 N$$

Efforts tranchants et moment fléchissant dans le plan OYX :

Pour : $0 \leq y \leq 44$

$$T = -F_{CZ} \quad \Rightarrow \quad \{T = 315,447N$$

$$M_f = -F_{CZ} \cdot y \Rightarrow \begin{cases} y = 0 : & M_f = 0 \\ y = 44 : & M_f = 315,447 (44) = 13\,879,668 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{cases}$$

Pour : $44 \leq y \leq 98$

$$T = -F_{EZ} - F_{R2} \quad \Rightarrow \quad \{T = -(-315,447) - 572 = -257.031 N$$

$$M_f = -F_{EZ} \cdot y - F_{R2}(y - 44)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y = 44 : & M_f = 13\,879,668 \text{ N} \cdot \text{mm} \\ y = 98 : & M_f = -98(-315,447) - 572,478(54) = 0 \end{cases}$$

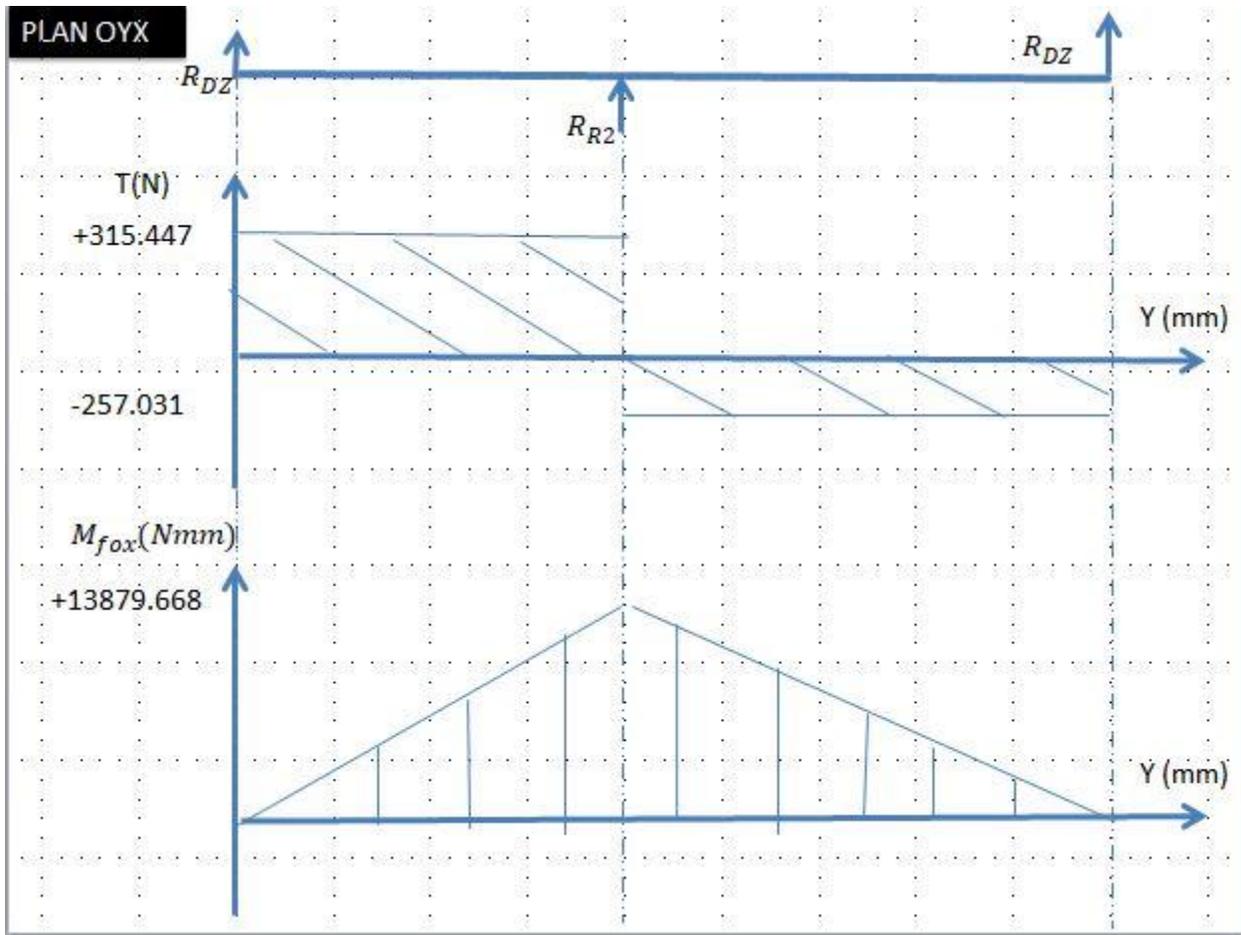


Figure II.8: effort tranchant et moment fléchissant dans le plan OYX

Efforts tranchants et moment fléchissant dans le plan OYZ :

Pour : $0 \leq y \leq 32$

$$T = -F_{Cx} \Rightarrow \{ T = -866,683N$$

$$M_f = -F_{Cx} \cdot y$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y = 0 : & M_f = 0 \\ y = 32 : & M_f = -44(866,683) = -38\,134,052 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{cases}$$

Pour : $44 \leq y \leq 98$

$$T = -F_{EX} + F_{T2} \Rightarrow \{T = -(866,683) + 1572,870 = 706,187N$$

$$M_f = -F_{EX} \cdot y + F_{T2}(y - 44)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y = 44 : & M_f = -38\,134,052 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ y = 98 : & M_f = -866,683(98) + 1572,870(54) = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{cases}$$

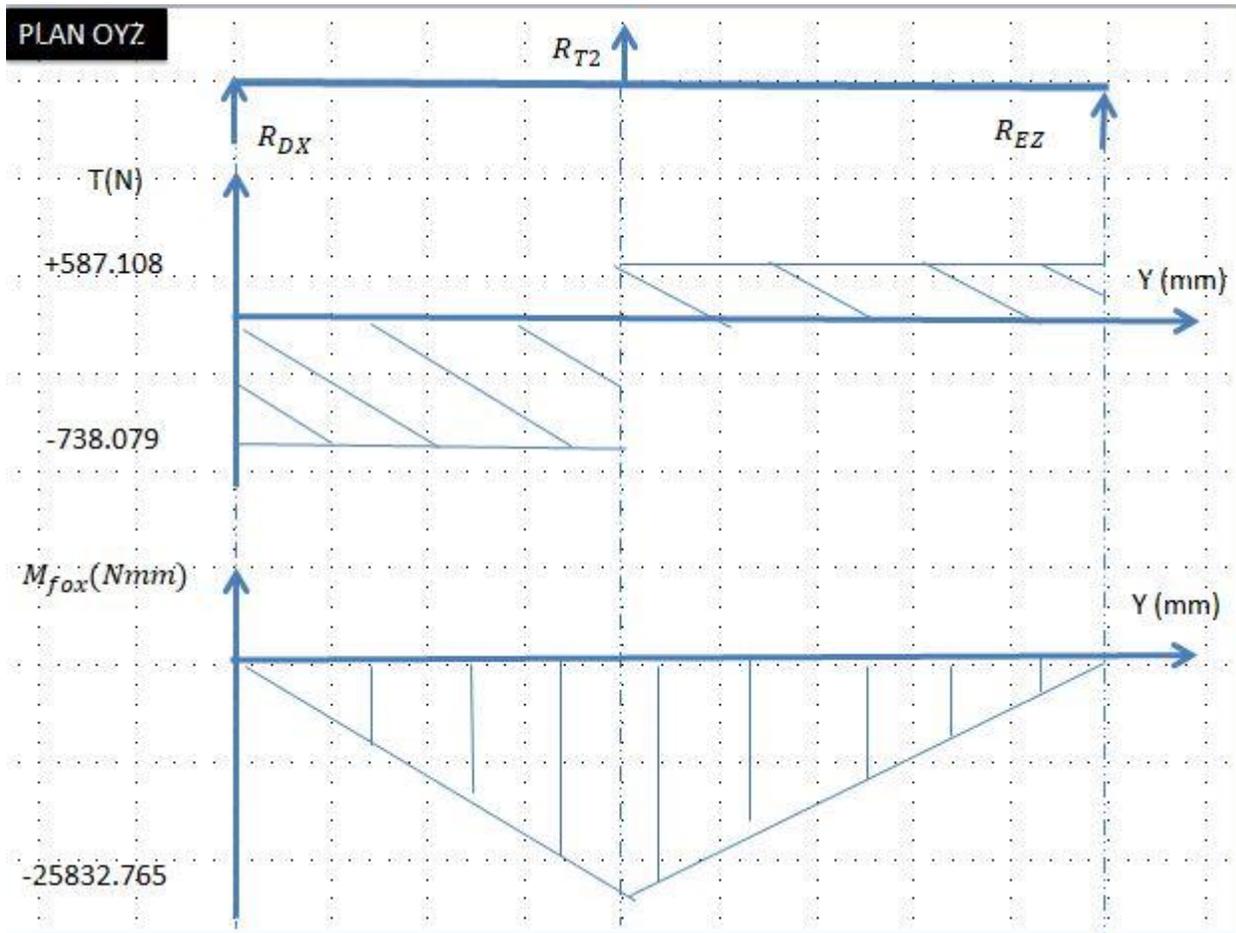


Figure II.9: effort tranchant et moment fléchissant dans le plan OYZ

Calcul des réactions aux appuis de l'arbre de sortie :

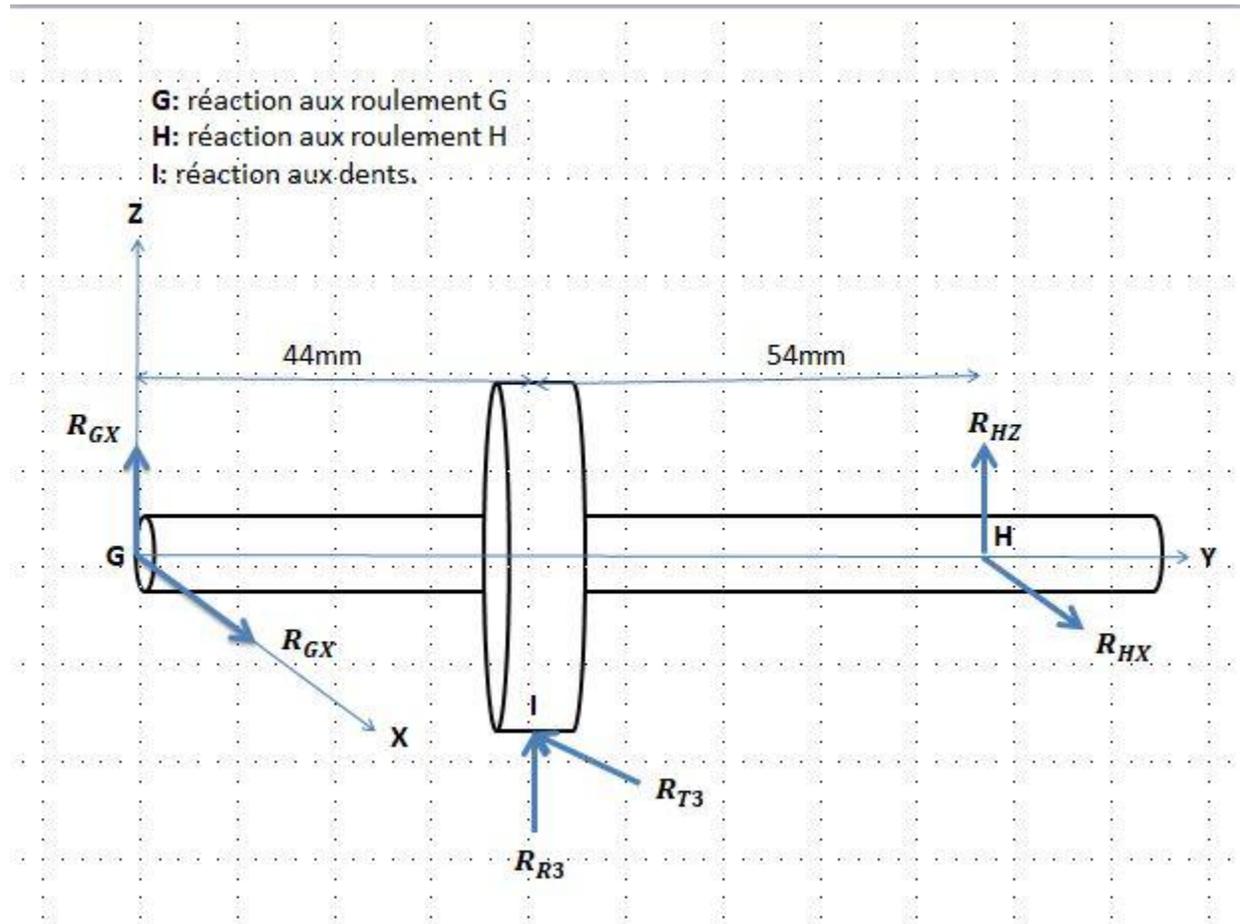


Figure II.10 : arbre de sortie

Équilibre statique :

$$\Sigma F_{ex} = 0$$

Équilibre selon 0X :

$$F_{GX} + F_{FH} - F_{T3} = 0$$

Équilibre selon 0Z :

$$F_{GZ} + F_{HZ} + F_{R3} = 0$$

Équilibre relationnel:

$$\Sigma M_{/E} = 0$$

Équilibre relationnel par rapport au point E dans le plan OYZ :

$$F_{HZ}(98) + F_{R3}(44) = 0$$

Équilibre relationnel par rapport au point E dans le plan OYX :

$$F_{HX}(98) - F_{T3}(44) = 0$$

En résolvant ce système de 4 équations à 4 inconnues, on obtient:

La réaction du roulement G :

$$F_{GX} = 849,601 \text{ N}$$

$$F_{GZ} = -309,229 \text{ N}$$

La réaction du roulement H:

$$F_{HX} = 692,268 \text{ N}$$

$$F_{HZ} = -251,965 \text{ N}$$

Efforts tranchants et moment fléchissant dans le plan OYX :

Pour : $0 \leq y \leq 44$

$$T = -F_{HZ} \Rightarrow \{T = 309,229 \text{ N}$$

$$M_f = -F_{HZ} \cdot y \Rightarrow \begin{cases} y = 0 : & M_f = 0 \text{ N} \cdot \text{mm} \\ y = 44 : & M_f = -44(-309,229) = 13\,606,076 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{cases}$$

Pour : $44 \leq y \leq 98$

$$T = -F_{HZ} - F_{R3} \Rightarrow \{T = -(-309,229) - 561,194 = -251,965 \text{ N}$$

$$M_f = -F_{HZ} \cdot y - F_{R3} \cdot (y - 44) \Rightarrow \begin{cases} M_f = -(-309,229) \cdot 44 = 13\,606,076 \text{ N} \cdot \text{mm} \\ M_f = -(-309,229) \cdot 98 - 561,194(54) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{cases}$$

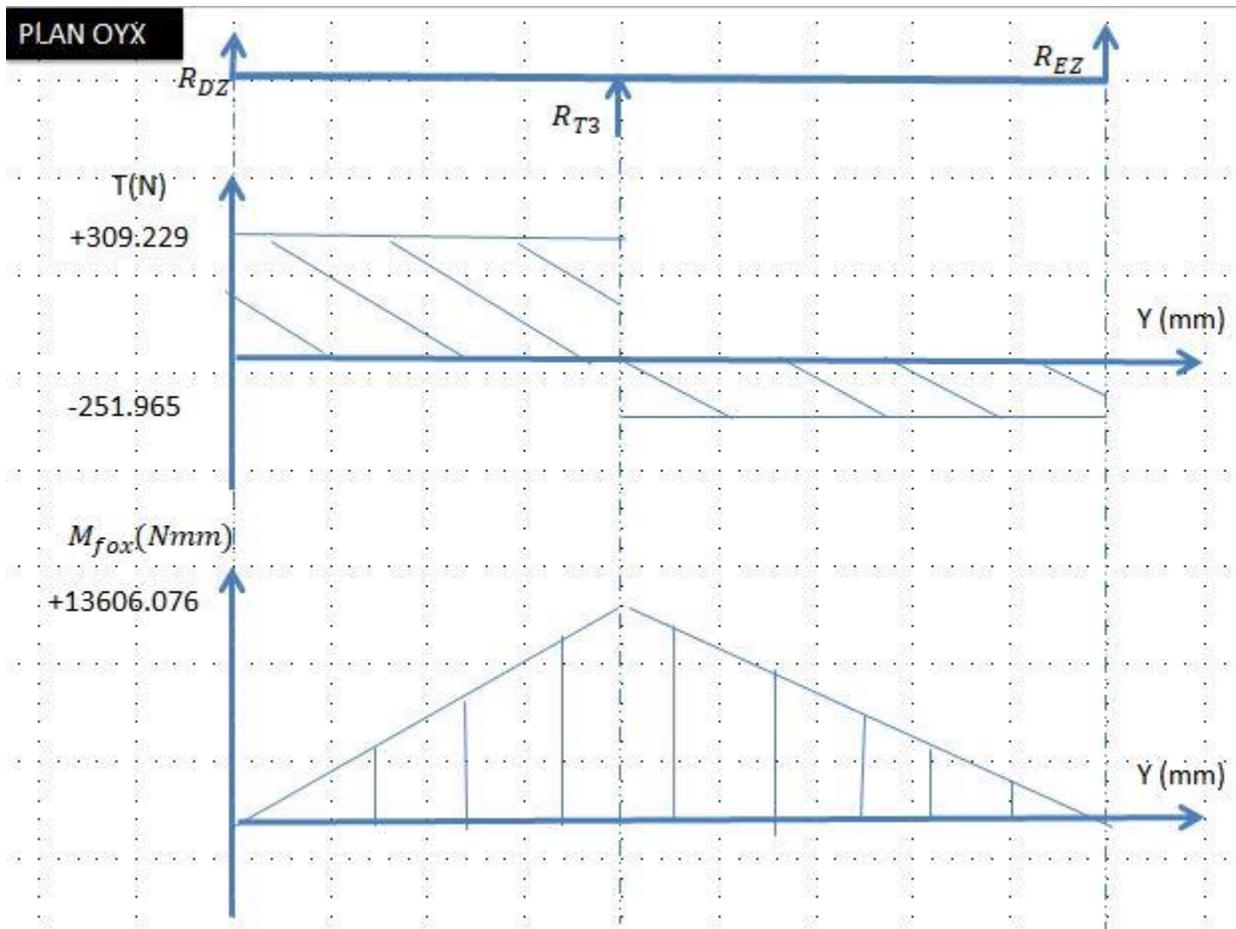


Figure II.11: effort tranchant et moment fléchissant dans le plan OYX

Efforts tranchants et moment fléchissant dans le plan OYZ :

Pour : $0 \leq y \leq 44$

$$T = -F_{GX} \Rightarrow \{T = -849,601N$$

$$M_f = -F_{GX} \cdot y$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y = 0 : & M_f = 0 \text{ N.mm} \\ y = 44 : & M_f = -849,601(44) = -37382,444 \text{ N.mm} \end{cases}$$

Pour : $44 \leq y \leq 98$

$$T = -F_{GX} + F_{T3} \Rightarrow \{T = -849,601 + 1541,869 = 692,268N$$

$$M_f = -F_{GX} \cdot y + F_{T3}(y - 44)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} y = 44 : & M_f = -38\,262,444N \cdot mm \\ y = 98 : & M_f = -849,601(98) + 1541,869(54) = 0N \cdot mm \end{cases}$$

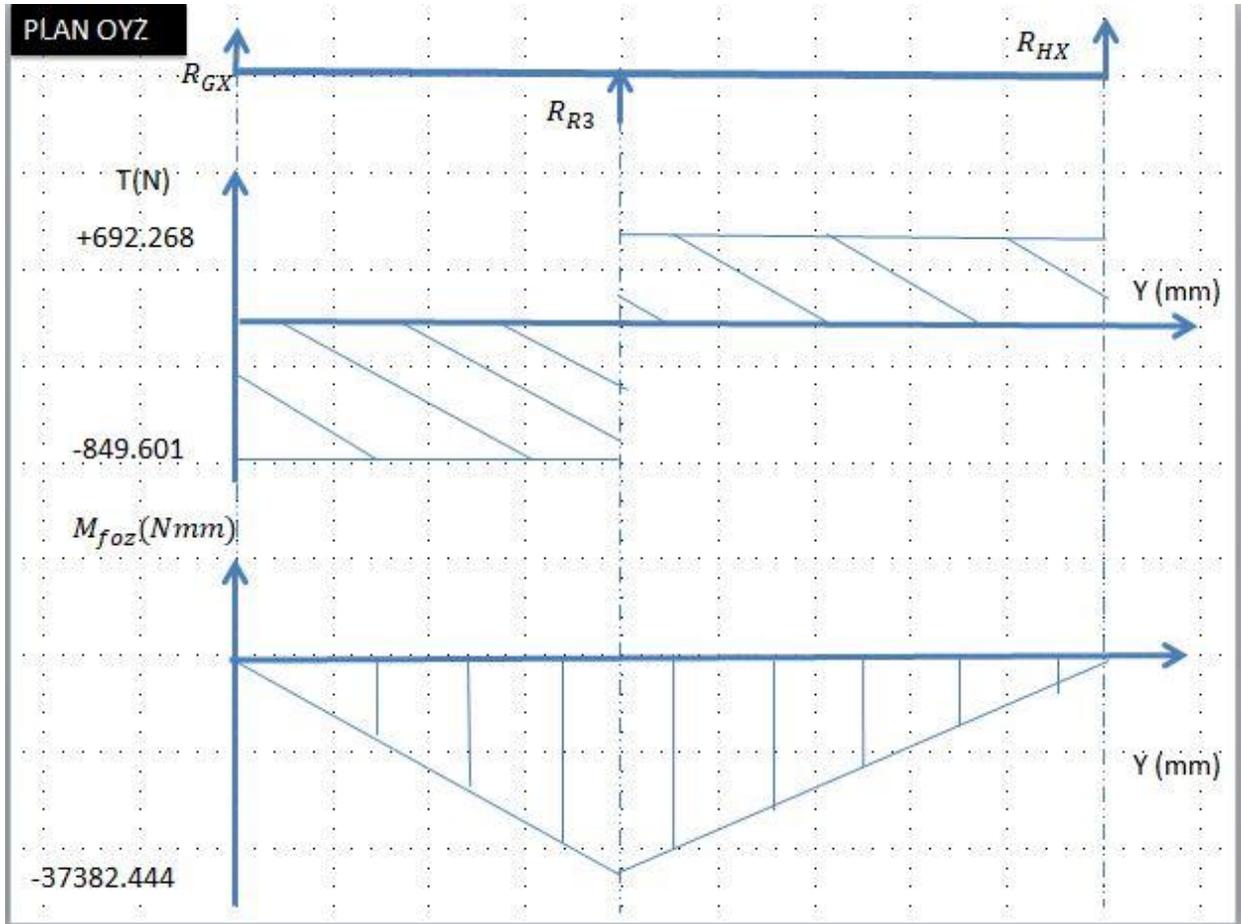


Figure II.12: effort tranchant et moment fléchissant dans le plan OYZ

Calcul des diamètres des arbres en fonction du moment idéal :

Nous pouvons calculer le diamètre de chacune des sections :

✓ Le moment fléchissant résultant : $M_{fres} = \sqrt{M_{f(ox)}^2 + M_{f(oz)}^2}$

✓ Le moment idéal : $M_i = \sqrt{M_{fres}^2 + M_t^2}$

- ✓ Et finalement le diamètre des arbres : $D = \sqrt[3]{\frac{32M_i}{\pi \cdot 50}}$

Les tableaux suivants donnent les valeurs numériques:

Arbre I :

Y	$M_{f(ox)}$	$M_{f(oz)}$	$M_{f(resul)}$	M_t	M_i	D
0	0	0	0	48 392	48 392	21,442
10	-7380,79	-20278,56	21579,99	48 392	52985,67	22,100
20	-14761,58	-40557,12	43159,98	48 392	64842,65	23,639
30	-22142,37	-60835,68	64739,97	48 392	80827,28	25,440
35	-25832,76	-70974,96	75529,97	48 392	89702,63	26,339
40	-29523,16	-81114,24	863119,96	48 392	864475,47	50,054
50	-36903,95	-101392,83	107899,96	48 392	118254,75	28,882
60	-44284,74	-121671,36	129479,95	48 392	138227,50	30,427
79	-58308,24	-160200,62	170481,93	48 392	177217,02	33,050

Tableau II.4: Valeurs numériques des sollicitations de l'arbre I

Arbre II :

Y	$M_{f(ox)}$	$M_{f(oz)}$	$M_{f(resul)}$	M_t	M_i	D
0	0	0	0	84 935	84935	25,86
15	4731,705	-13000,24	13834,52	84 935	86054,34	25,98
30	9463,41	-26000,49	27669,15	84 935	89328,25	26,30
44	13879,67	-38134,05	40581,41	84 935	94131,85	26,77
45	13622,64	-37427,87	39829,91	84 935	93810,32	26,74
60	9767,17	-26835,06	28557,28	84 935	89607,32	26,33
75	5911,71	-16242,26	17284,66	84 935	86675,91	26,04
90	2056,24	-5649,45	6012,02	84 935	85147,51	25,89
98	0	0	0	84 935	84935	25,86

Tableau II.5 : Valeurs numériques des sollicitations de l'arbre II

Arbre III :

Y	$M_{f(ox)}$	$M_{f(oz)}$	$M_{f(resul)}$	M_t	M_i	D
0	0	0	0	129517	129517	29.77
10	3092.29	-8496.01	9041.26	129517	129832.19	29.79
20	6184.58	-16992.02	18082.53	129517	130773.19	29.87
30	9276.87	-25488.03	27123.53	129517	132326.69	29.98
40	12369.16	-33984.04	36165.05	129517	134471.43	30.14
44	13606.08	-37382.44	39165.05	129517	135488.84	30.22
50	12094.29	-33228.84	35361.38	129517	134257.52	30.13
60	9574.64	-26306.16	27994.42	129517	132507.89	29.99
70	7054.98	-19383.48	20627.24	129517	131149.29	29.89
80	4535.34	-12460.80	13260.50	129517	130194.06	29.82
90	2015.69	-5538.12	5893.54	129517	129651.02	29.78
98	0	0	0	129517	126517	29.77

Tableau II.6 : Valeurs numériques des sollicitations de l'arbre III**II.6 Choix et vérification des clavettes.**

Nous avons effectué une bonne partie du travail afin de déterminer tous nos diamètres minimaux des arbres ainsi que les diamètres des engrenages.

Il faut donc déterminer les clavettes. Une clavette permet de lier l'arbre avec l'engrenage. Cette liaison permet de faire tourner l'engrenage en même temps que l'arbre. Cependant les clavettes résistent à une force qui ne doit pas être trop importante.

C'est pourquoi nous allons vérifier si l'emploi de clavette est possible. [4]

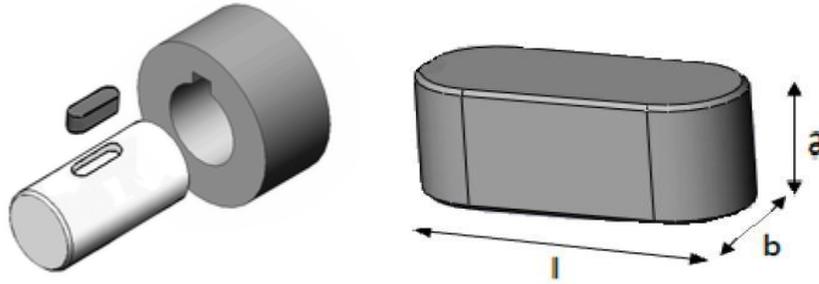


Figure II.13: Clavette à têtearrondie

Clavette de la roue 1 :

a) Condition de résistance à la compression :

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot M_{t1}}{a \cdot l \cdot d} \leq R_{pg}$$

$$\Rightarrow a \cdot l \geq \frac{4 \cdot C}{d \cdot R_{pg}}$$

R_{pg} : Résistance pratique admissible en (N/mm^2).

C : Couple transmis ($N \cdot mm$).

$$R_{pg} = \frac{R_p}{S}$$

S : coefficient de sécurité $S=2$

AN :

$$R_{pg} = \frac{715}{2} = 357,5 N/mm^2$$

$$a \cdot l \geq \frac{4 \cdot 48\,392}{22 \cdot 357,5}$$

$$\geq 24,611 mm^2$$

b) Condition de résistance au cisaillement:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{t1}}{b \cdot l \cdot d} \leq \tau_a$$

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{t1}}{b \cdot \tau_a \cdot d}$$

τ_a : Résistance pratique de cisaillement admissible égale à la moitié de celle adoptée en compression $\tau_a = \frac{R_{pg}}{2}$.

$$\tau_a = \frac{R_{pg}}{2} = \frac{357,5}{2} = 178,75 \text{ N/mm}^2$$

$$b = \frac{d_1}{4} = 5,5 \text{ mm}$$

On prend la valeur normalisée $b = 5 \text{ mm}$ pour éviter la concentration des contraintes au niveau des pieds des dents.

AN:

$$l \geq \frac{2 \cdot 48\,392}{5 \cdot 178,75 \cdot 22} = 4,9 \text{ mm}$$

$$a = \frac{24,6}{4,9} = 5,02 \text{ on prend } 5 \text{ mm}$$

$$l_c = l - \frac{b}{2} \Rightarrow l = l_c + \frac{b}{2}$$

$$l = 4,9 + \frac{5}{2} = 7,4 \text{ mm}$$

Pour la longueur on prend $l = 7 \text{ mm}$

$$l = 8 \text{ mm}$$

$$a = 5 \text{ mm} \quad (\text{Annexe 4})$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

Clavette de la roue 2 :

a) Condition de résistance à la compression :

$$\sigma_{c2} = \frac{4 \cdot M_{t2}}{a \cdot l \cdot d} \leq R_{pg}$$

$$a \cdot l \geq \frac{4 \cdot M_{t2}}{d \cdot R_{pg}}$$

$$a \cdot l \geq \frac{4 \cdot 84\,933}{25 \cdot 375,5}$$

$$a \cdot l \geq 36 \text{ mm}^2$$

b) Condition de résistance au cisaillement:

$$b = \frac{d_2}{4} = \frac{25}{4} = 6,25 \text{ mm on prend } b = 7 \text{ mm} \quad (\text{Annexe 4})$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{t2}}{b \cdot l \cdot d} \leq \tau_a \Rightarrow l \geq \frac{2 \cdot M_{t2}}{\tau \cdot b \cdot d}$$

$$l \geq \frac{2 \cdot 84\,933}{178,75 \cdot 7 \cdot 25}$$

$$l \geq 5,4$$

$$a = \frac{3,6}{5,4} = 6,6 \text{ on prend } a = 7 \text{ mm}$$

$$l = 10 \text{ mm}$$

Clavette de la roue 3 :

a) Condition de résistance à la compression :

$$\sigma_{c3} = \frac{4 \cdot M_{t3}}{a \cdot l \cdot d} \leq R_{pg}$$

$$a \cdot l \geq \frac{4 \cdot M_{t3}}{d \cdot R_{pg}}$$

AN :

$$a \cdot l = \frac{4 \cdot 129\,517}{30 \cdot 375,5} = 45,99 \text{ mm}$$

b) Condition de résistance au cisaillement:

$$\tau_3 = \frac{2 \cdot M_{t3}}{b \cdot l \cdot d} \leq \tau_a$$

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{t3}}{b \cdot \tau_a \cdot d}$$

AN:

$$l \geq \frac{2 \cdot 129\,517}{8 \cdot 178,75 \cdot 30}$$

$$b = \frac{d_3}{4} = \frac{30}{4} = 7,5 \text{ , on prend } b= 8\text{mm}$$

$$l \geq 6,03 \text{ mm}$$

$$a = \frac{45,99}{6,03} = 7,6 \text{ mm , on prend } a= 8\text{mm}$$

On prend $l = 12 \text{ mm}$

$$l = 12 \text{ mm}$$

$$a = 8\text{mm} \quad (\text{Annexe 4})$$

$$b = 8\text{mm}$$

II.7 Choix et vérification des roulements:

Le choix du type de roulements à utiliser dépend des exigences techniques propres à chaque cas (durée de vie exigée, importance des charges appliquées aux roulements, place disponible, vitesse de rotation, température de fonctionnement, jeux, précision, lubrification) et ne peut se faire que dans la connaissance parfaite des caractéristiques techniques de chaque type.[3]

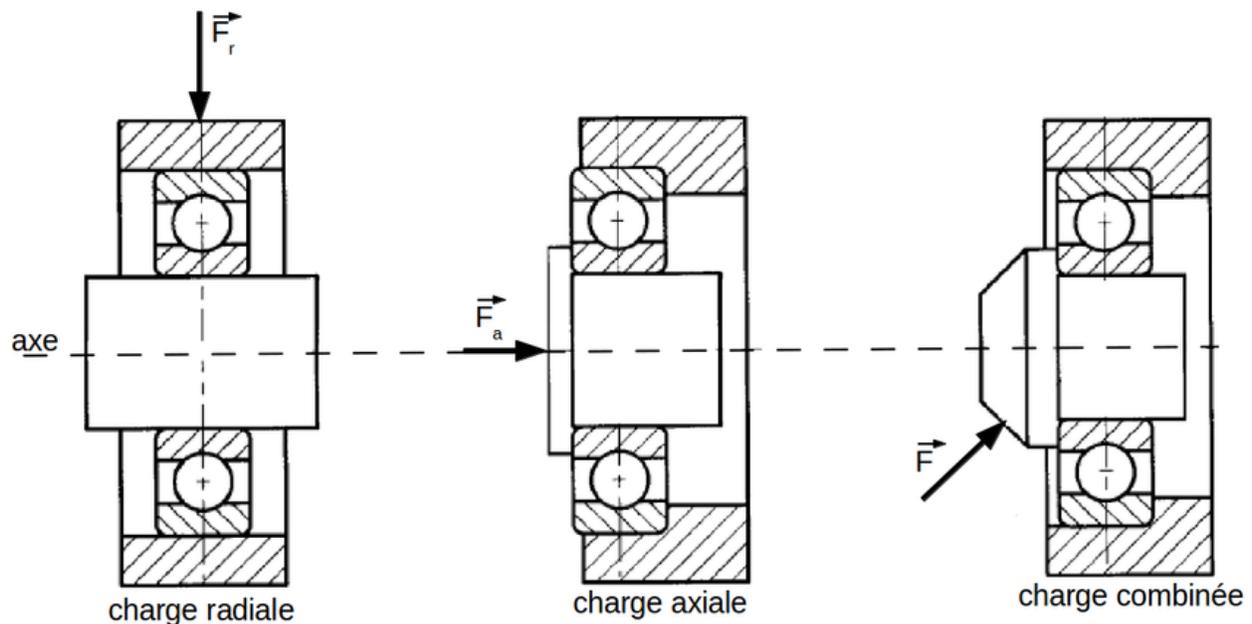


Figure II.14: les charges supportées par un roulement.

Choix du type de roulement pour l'arbre I :

Les réactions agissant sur le roulement au point B. Nous avons deux réactions R_{BX} et R_{AZ} le roulement soumis à un effet radial uniquement F_R donc :

$$R_{BY} = 0$$

$$\text{Tel que : } F_R = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(3640,923)^2 + (-1325,187)^2}$$

$$F_R = 3874,589 \text{ N}$$

Durée de vie du roulement L_{10h} :

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

L_{10h} : Durée de vie nominale en heures de fonctionnement.

C : capacité de charge dynamique en daN .

P : charge radiale équivalente en daN .

N : vitesse de rotation en tr/min.

n : ($n = 3$) pour les roulements à billes.

Calcul de la charge radiale équivalente et la capacité de charge dynamique.

P_r : Capacité de la charge dynamique équivalente ;

$$P_r = XF_r + YF_a$$

X et Y sont des coefficients de charge radiale et axiale. Pour notre cas $X=1$ et $Y=0$

$$\text{Alors } P_r = F_r = 3874,589 \text{ N} = 387,459 \text{ daN}$$

L_{10} : Durée de vie nominale en millions de tours :

$$L_{10} = 60 \cdot N_1 \cdot L_h \cdot 10^{-6}$$

$$L_{10} = 60 \cdot 1450 \cdot 15000 \cdot 10^{-6} = 1305 \text{ Millionstours}$$

$$C = P_r \cdot (L_{10})^{\frac{1}{n}} = 387,459 \times 10 \times (1305)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 42341,144 \text{ N}$$

Capacité de la charge dynamique $C = 42341,144 \text{ N} = 4234,144 \text{ daN}$

$$\text{Donc : } L_{10h} = \left(\frac{4234,114}{387,459} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 1450} = 14\,999,9h$$

Caractéristique du roulement A :

Roulement rigide à une rangée de billes. Type ouvert

$$\begin{aligned} D &= 42, & d &= 22 \\ B &= 12, \end{aligned}$$

$$\text{Montage} \Rightarrow \begin{cases} \text{arbre : } j6/k6 \\ \text{logement: } H7/J7 \end{cases} \text{(Annexe 3)}$$

Choix du type de roulement pour l'arbre intermédiaire II :

Les effets agissant sur le roulement au point D.

$$\begin{aligned} F_R &= \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{(-257,031)^2 + (706,187)^2} \\ F_R &= 751,508 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_R &= XF_R + YF_a \\ X=1 \text{ et } Y=0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_R &= F_R = 751,308 \text{ N} = 75,131 \text{ daN} \\ L_{10} &= 60 * N_2 * L_h * 10^{-6} = 60 * 822 * 13000 * 10^{-6} \\ L &= 739,8 \text{ Millionstours} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C &= P_R * (L_{10h})^{\frac{1}{n}} = 75,151 * 10 * (739,8)^{\frac{1}{3}} \\ C &= 6796,809 \text{ N} \end{aligned}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{6796,809}{751,508} \right)^3 \frac{10^6}{60 * 822}$$

$$L_{10h} = 15000 \text{ h}$$

Caractéristique du roulement D :

Roulement rigide à une rangée de billes. Type ouvert :

$$\begin{aligned} D &= 47 & d &= 25 \\ B &= 12 \end{aligned}$$

$$\text{Montage} : \begin{cases} \text{arbre : } j6/k6 \\ \text{logement: } H7/J7 \end{cases} \text{(Annexe 3)}$$

Les efforts agissant sur le roulement au point E :

$$F_R = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ez}^2} = \sqrt{866,683^2 + (-315,447)^2}$$

$$F_R = 922,305 \text{ N}$$

$$P_R = XF_r + YF_a$$

X=1 et Y=0

$$P_R = F_r = 922,303 \text{ N} = 92,23 \text{ daN}$$

$$L_{10} = 60 * N_2 * L_h * 10^{-6} = 60 * 822 * 13000 * 10^{-6}$$

$$L_{10} = 739,8 \text{ Millions tours}$$

$$C = P_r (L_{10})^{\frac{1}{n}}$$

$$C = 922,305 * (739,8)^{\frac{1}{3}} = 8341,536 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{8341,536}{922,305} \right)^3 \frac{10^{-6}}{60 * 822}$$

$$L_{10h} = 15000 \text{ hrs}$$

Caractéristique du roulement C :

Roulement à une rangée de billes:

$$D=47 \quad d=25$$

$$B=12$$

$$\text{Montage} : \begin{cases} \text{arbre} : j6/k6 \\ \text{logement} : H7/J7 \end{cases} \text{(Annexe 3)}$$

Choix du type de roulement pour l'arbre de sortie III :

Roulement rigide à rangée de billes : Type ouvert

$$D=47 \quad d=25$$

$$B=12$$

$$\text{Montage} : \begin{cases} \text{arbre} : j6/k6 \\ \text{logement} : H7/J7 \end{cases} \text{(Annexe 3)}$$

Les effets agissant sur le roulement au point H

$$F_R = \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hz}^2} = \sqrt{(692,268)^2 + (251,965)^2}$$

$$F_R = 740,176 \text{ N}$$

$$P_R = XF_r + YF_a \\ X = 1. \quad \text{et.} \quad Y = 0$$

$$P_R = F_R = 740,176 \text{ N}$$

$$L_{10} = 60 * N_3 * L_h * 10^{-6} = 60 * 528,57 * 15000 * 10^{-6}$$

$$L_{10} = 475,713 \text{ Millions tours}$$

$$C = P_R * (L_{10})^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 740,176 * (475,713)^{\frac{1}{3}} = 5778,077 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{5778,077}{740,170} \right)^3 \frac{10^6}{60 * 528} = 15016,556h$$

Caractéristique du roulement F

Roulement rigide à une rangée de rouleaux cylindriques type ouvert :

$$D=47 \quad d=25$$

$$B=12$$

$$\text{Montage} \begin{cases} \text{arbre : j6 /k6} \\ \text{logement: H7/J7} \end{cases} \text{(Annexe 3)}$$

CHAPITRE III: Modélisation des engrenages et des arbres Solidworks

III.1 Introduction

Le concepteur a besoin d'exprimer ses idées pour les présenter aux utilisateurs [1]

Grace au développement de la technologie, il existe plusieurs logiciels de modélisation et de simulation comme CATIA, INVENTOR, ANSYS.... Ou encore SOLIDWORKS

Nous allons à travers ce chapitre modéliser les engrenages et les arbres en 3D avec le logiciel SolidWorks dans le but de vérifier les contraintes dans les pièces et d'étudier la résistance de chaque composant du réducteur.

La méthode des éléments finis (MEF) est une méthode numérique utilisée pour résoudre certains des problèmes de la physique. C'est une méthode qui permet de déterminer une solution approchée sur un domaine spatial, c'est-à-dire qui permet de calculer un champ (de scalaires, de vecteurs, de tenseurs) qui correspond à certaines équations et à certaines conditions imposées. La méthode consiste à découper le domaine spatial en petits éléments, également appelés mailles, et à rechercher une formulation simplifiée du problème sur chaque élément, c'est-à-dire à transformer le système d'équations quelconque en un système d'équations linéaires.

III.2 Modélisation géométrique :

A partir des résultats de dimensionnement (chapitre II) nous avons procédé à la modélisation des engrenages et des arbres pour notre réducteur sous le logiciel SolidWorks.

D'autre part, il faut toujours tenir compte de deux paramètres qui influencent la Productivité du réducteur conçu, et qui sont :

- rechercher à minimiser le coût.
- Simplifier la conception.

III.2.1 Modélisation des roues dentées

A l'aide de SolidWorkstoolbox on a réalisé les roues dentées par la modification de module, la largeur de la dent et le nombre de dents.

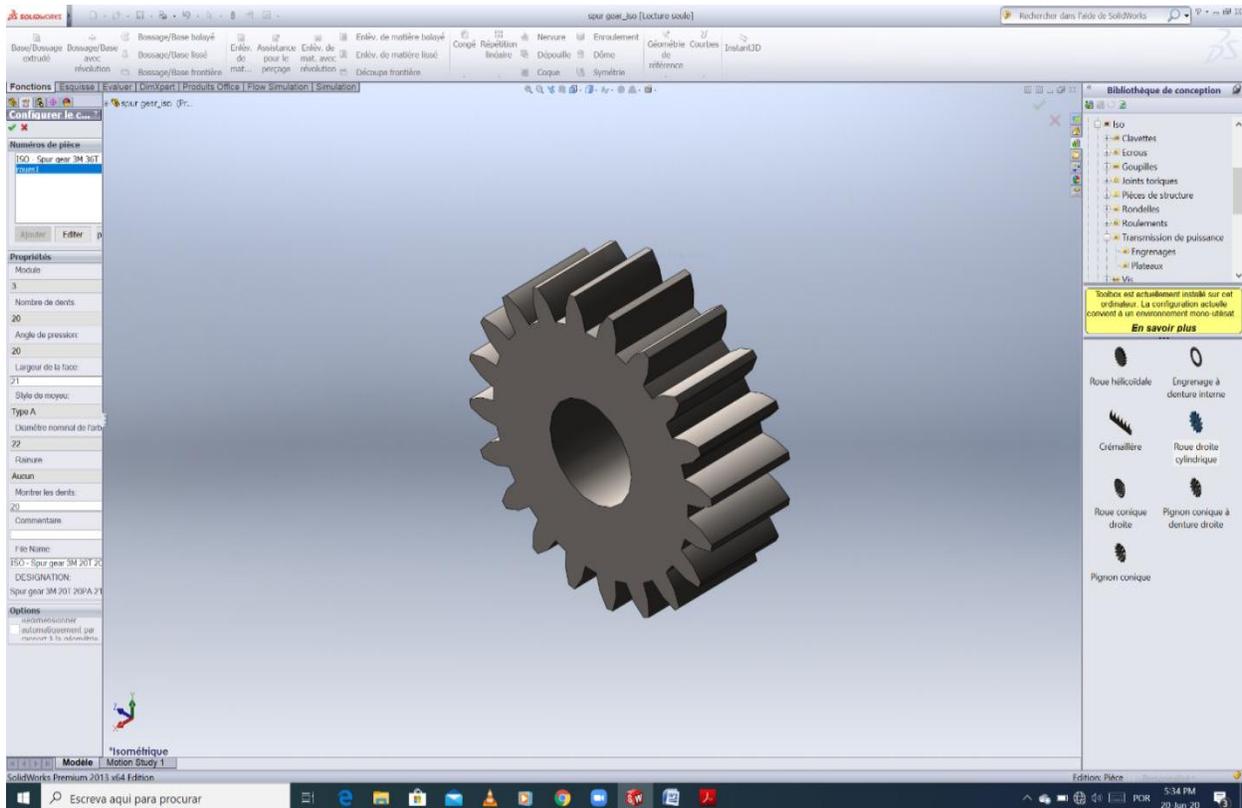


Fig.III.1 Modèle 3D de la roue dentée (pignon d'attaque).

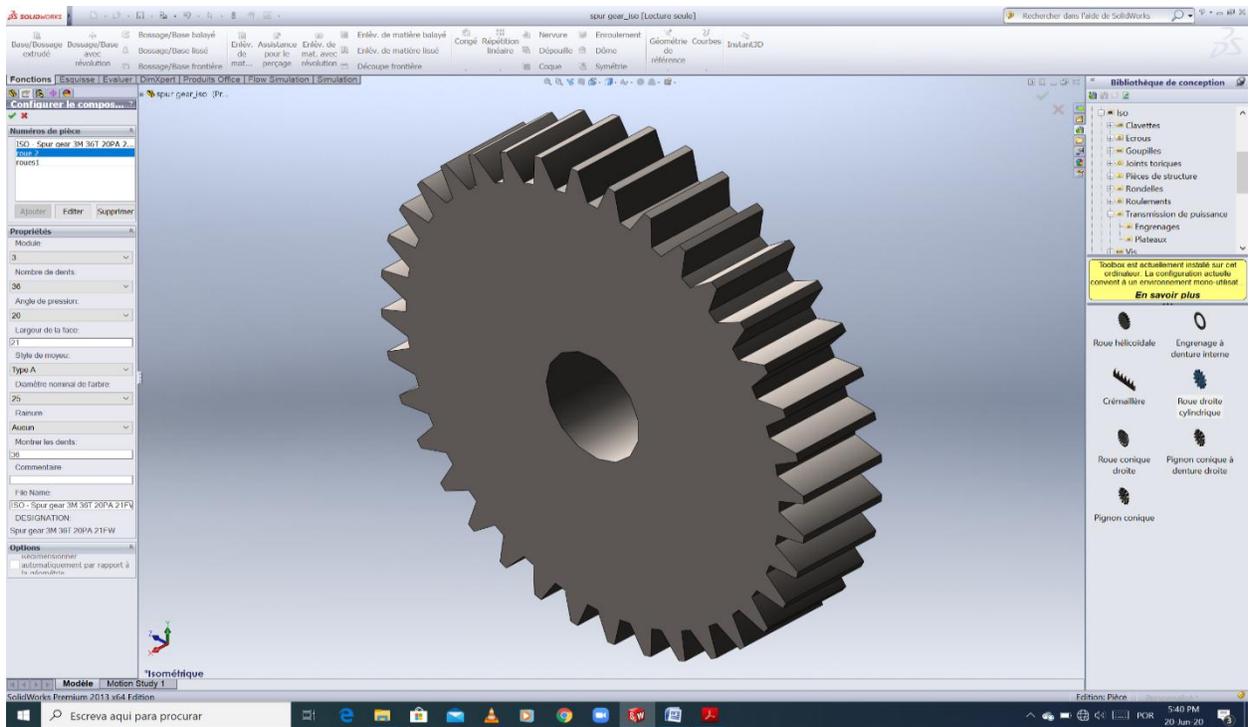


Fig.III.2 Modèle 3D de la roue intermédiaire.

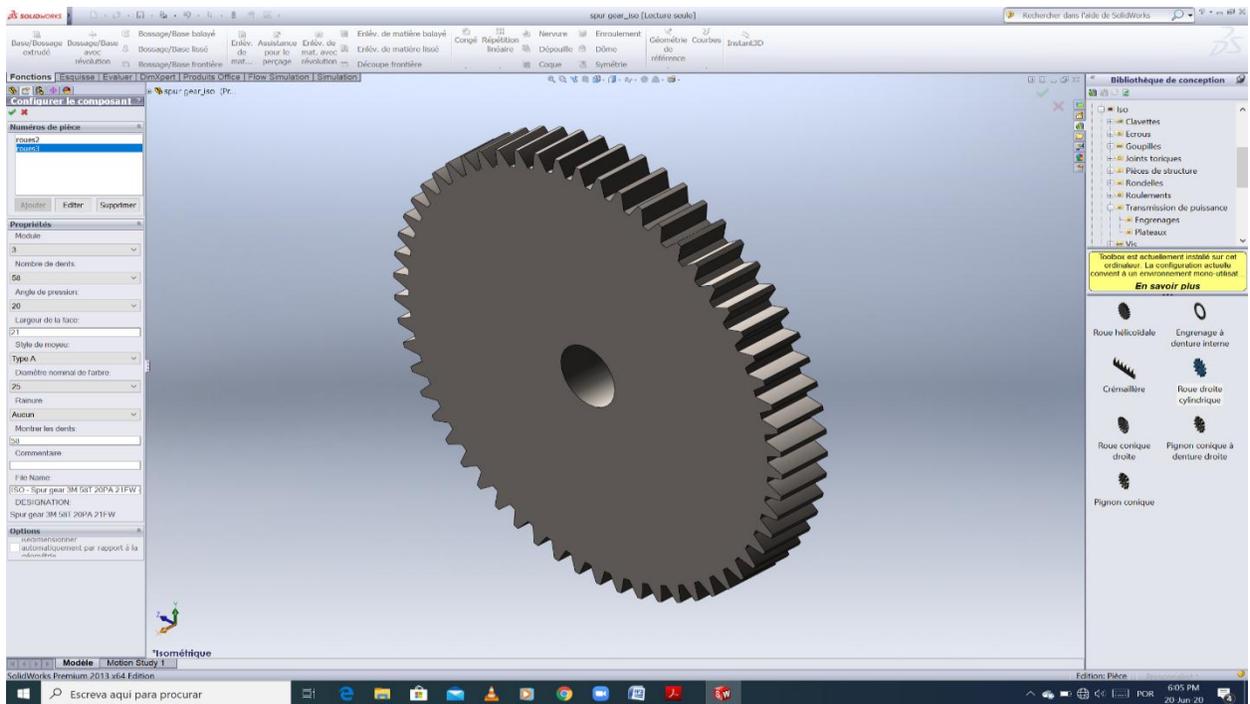


Fig.III.3. Modèle 3D de la roue dentée de sortie.

III.2.2 Vérification de la résistance des dents :

La vérification de résistance doit s'effectuer au niveau des zones de concentration des contraintes comme montre la figure ci-dessous :

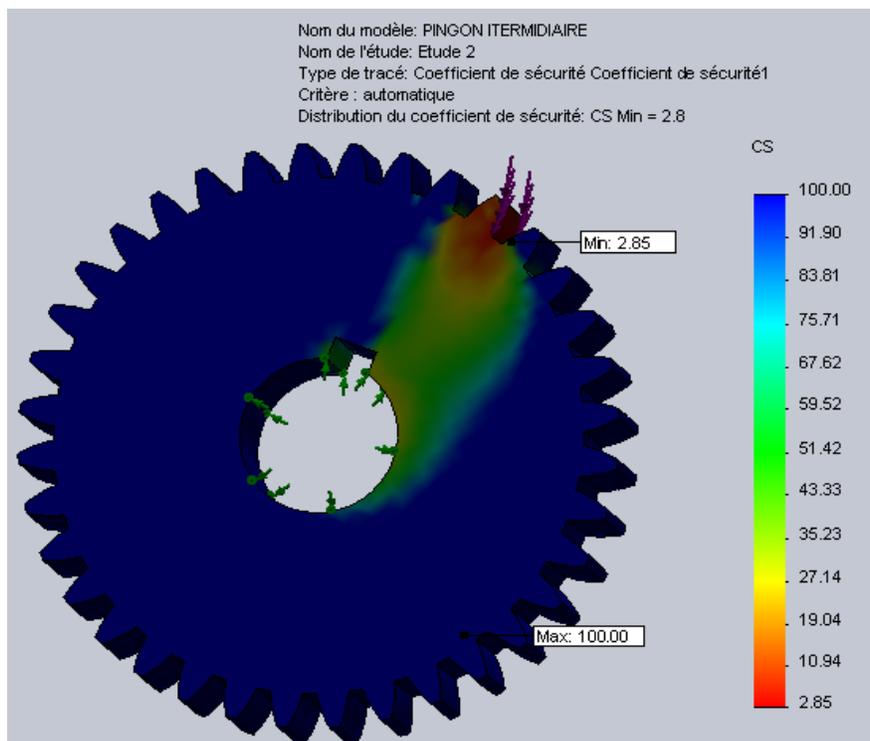


Fig. III.4. Distribution du coefficient de sécurité (Pignons)

Le coefficient de sécurité $CS = \frac{\sigma_{limite}}{\sigma_{max}} = 2.8$

$\sigma_{Vonmises}$: Contraintes Von mises

σ_{limite} : Limite d'élasticité

Interprétation du coefficient de sécurité :

- Un coefficient de sécurité inférieur à 2.8 indique que le matériau s'est rompu à cet endroit.

- Un coefficient de sécurité égal à 2.8 indique que le matériau a commencé à se fissurer à cet endroit.
- Un coefficient de sécurité supérieur à 2.8 indique que le matériau est résistant à cet endroit.

III.3 Modélisation géométrique des arbres

Les arbres sont des éléments tournants, permettant la transmission du couple moteur, ils sont soumis à la torsion fréquemment à la flexion et parfois à des efforts axiaux.

Pour éviter la sur-dimension des arbres et garder l'entraxe invariable on utilise le diamètre solide d'égale de résistance comme un diamètre de référence pour dimensionner chacune des sections (épaulements, portées, gorges de circlips), tout en respectant le diamètre minimal admissible prévu dans le calcul final des arbres.[2]

Arbre d'entrée:

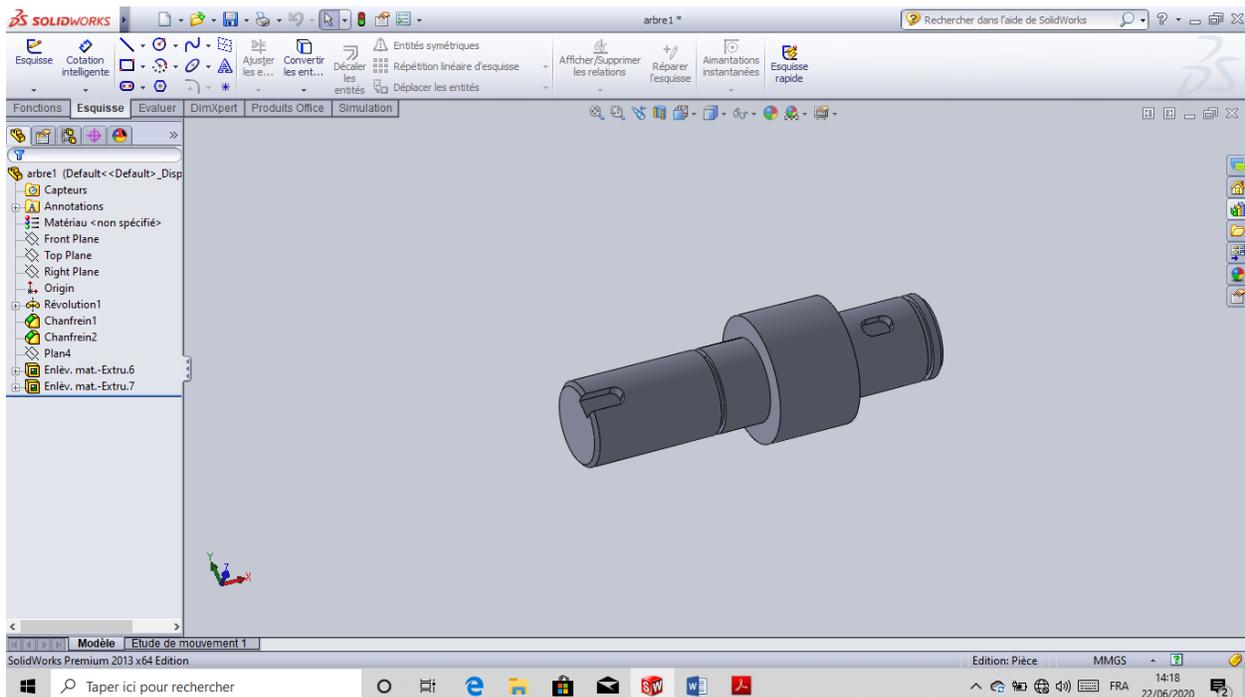


Figure III.5 Arbre d'entrée

Arbre intermédiaire :

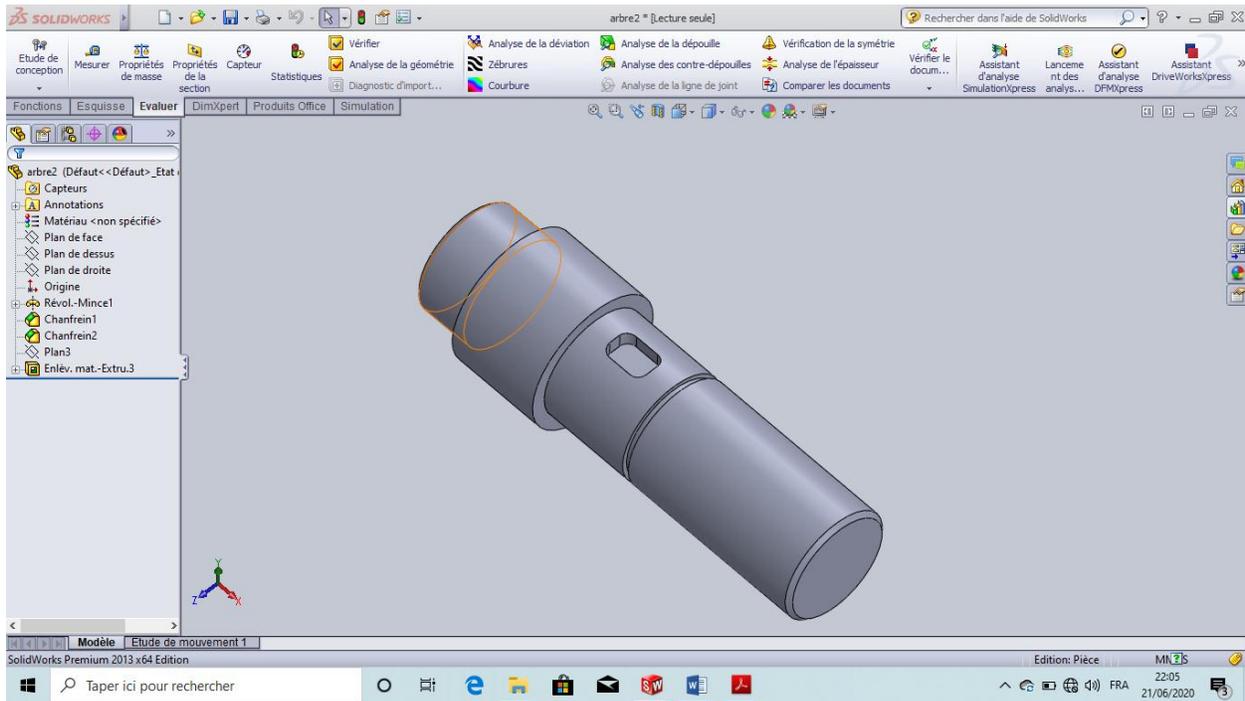


Figure III.6 arbre intermédiaire

Arbre de sortie :

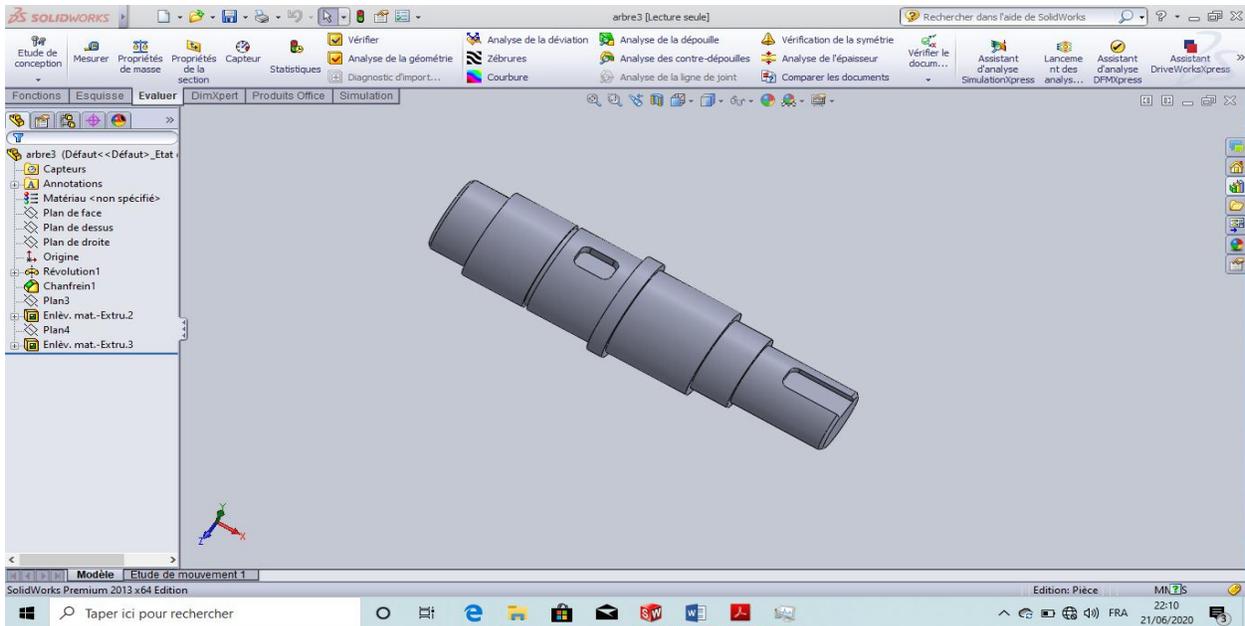


Figure III.7 arbre de sortie.

III.3.1 Vérification de résistance des arbres :

La méthode des éléments finis (MEF) permet de modéliser le comportement mécanique des structures. Lors de la conception, il est possible de calculer les zones de contraintes élevées et ainsi, modifier la structure pour optimiser son comportement et sa résistance.

Lors de la correction-synthèse du travail dirigé, la présentation du résultat d'un calcul similaire réalisé sous (simulation-SolidWorks) pourra être présentée à titre d'information comme élément supplémentaire à la compréhension du problème.

Le matériau choisi est l'acier fin au carbone (Annexe 5)

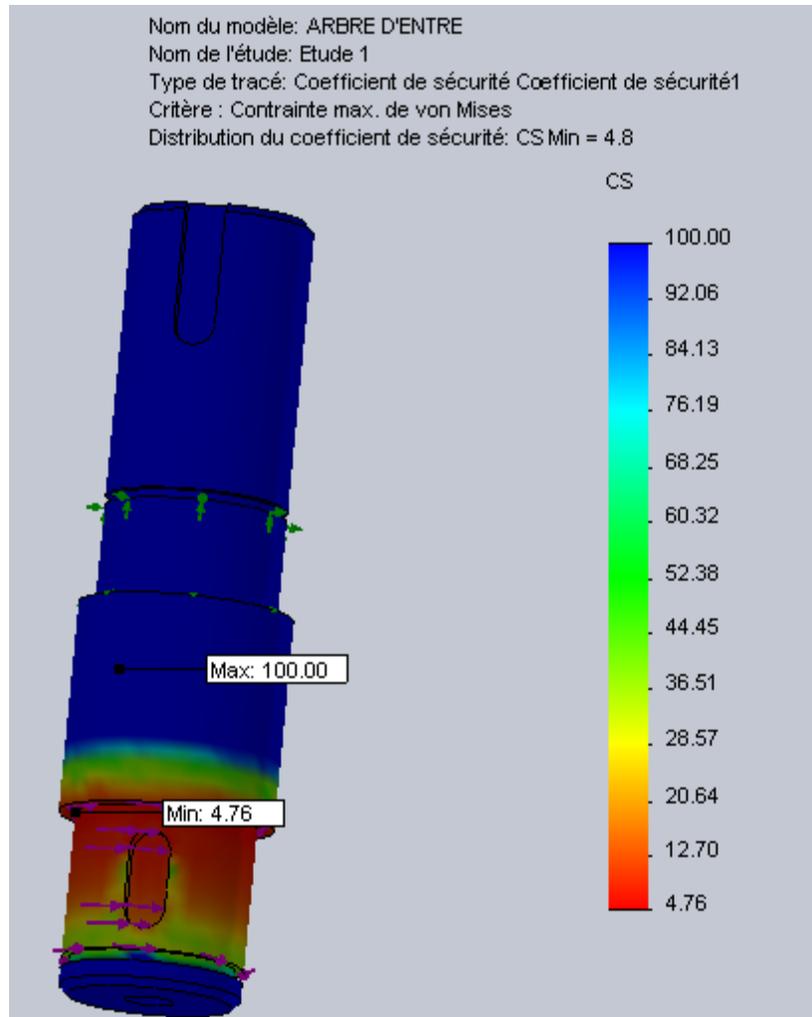


Figure III.8. Distribution du coefficient de sécurité (Arbres)

Le coefficient de sécurité $CS = \frac{\sigma_{limite}}{\sigma_{max}} = 4.8$

$\sigma_{vonmises}$: Contraintes Von mises

σ_{limite} : Limite d'élasticité

Interprétation du coefficient de sécurité :

- Un coefficient de sécurité inférieur à 4.8 indique que le matériau s'est rompu à cet endroit.

- Un coefficient de sécurité égal à 4.8 indique que le matériau commence à se fissurer à cet endroit.
- Un coefficient de sécurité supérieur à 4.8 indique que le matériau est résistant à cet endroit.

III.4 Assemblage de la maquette:

Avant de faire l'assemblage de tous les éléments du réducteur, tout d'abord on fait l'assemblage de chaque arbre avec ses roulements, roue dentée, et circlips.

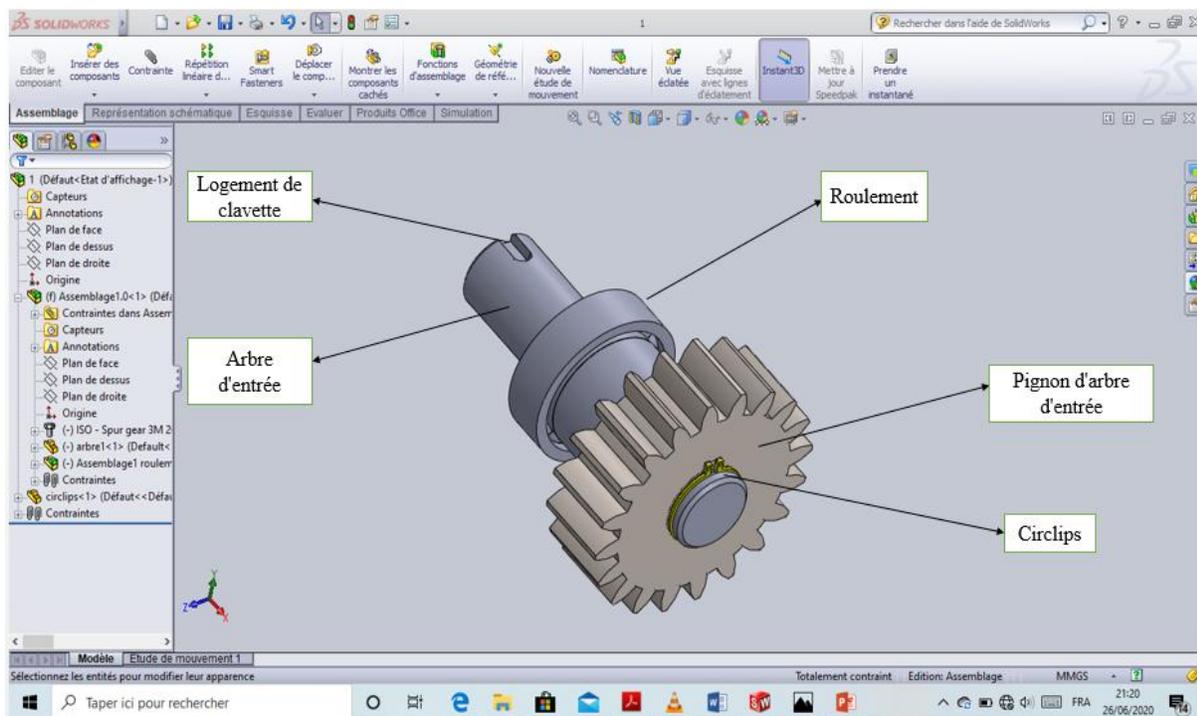


Fig. III.9. Assemblage de l'arbre d'entrée

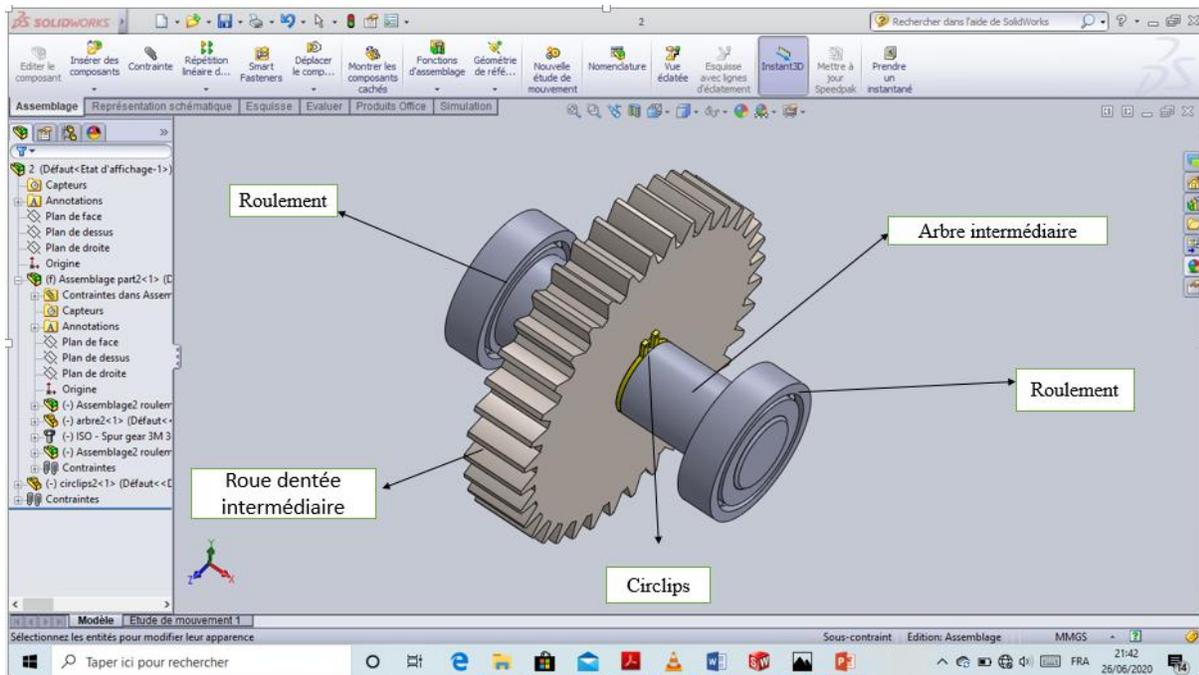


Fig. III.10. Assemblage de l'arbre intermédiaire

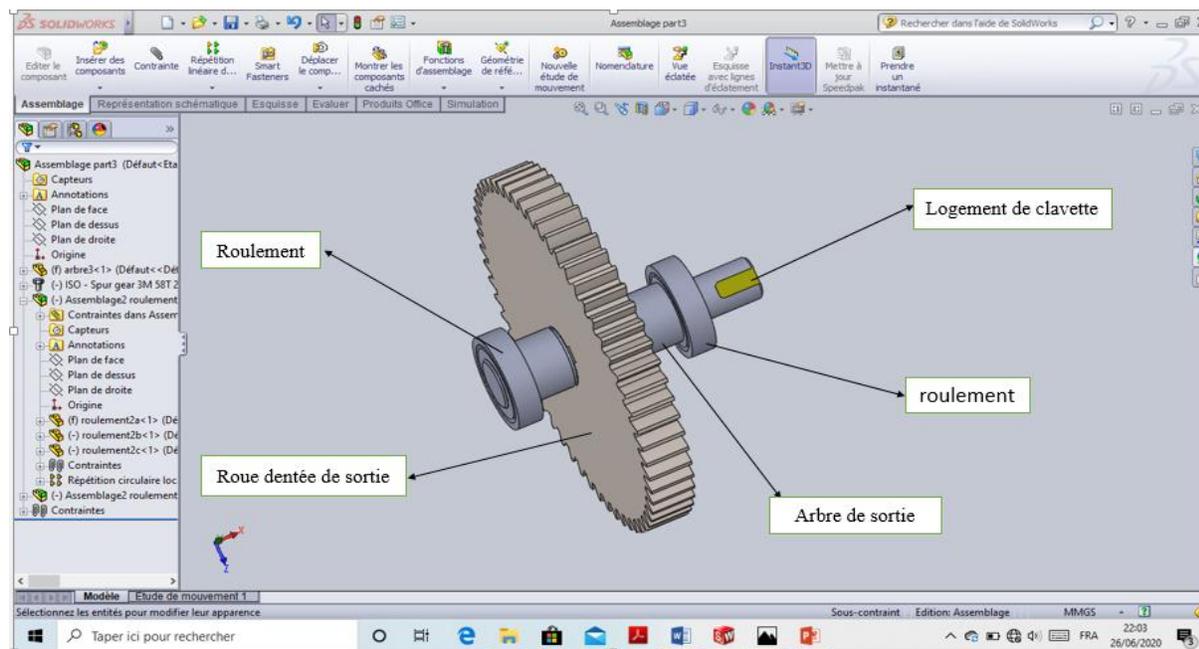


Fig. III.11. Assemblage de l'arbre de sortie

Conclusion

Au cours de notre étude, nous avons calculé les différents éléments composant le réducteur de vitesse à train d'engrenage ; en faisant appel aux notions de résistance des matériaux et de la construction mécanique selon la méthode classique .

Les résultats obtenus ont été introduits dans le logiciel de CAO Solidworks. L'analyse et la vérification des contraintes dans les pièces ont donné des valeurs très proches de celles calculées par la méthode classique (manuelle).

Les différents choix et solutions proposés sont le résultat d'une étude s'appuyant sur des critères favorisant la sécurité et la rentabilité des différents organes constituant le réducteur.

Ce travail nous a permis d'approfondir nos connaissances dans une discipline scientifique et technique qui est la conception.

Enfin, il serait intéressant de compléter ce travail par l'élaboration d'une gamme des différentes pièces du réducteur afin de servir comme support de travail pour les futurs constructeurs.

REFERENCES

- [1] Monsieur Madani, Cours de licence 3 module construction mécanique 1 et 2, Université de Blida 1, département de génie mécanique. 2018.
- [2] G.SABATIER, F.RAGUSA et H.ANTZ, Manuel de technologie mécanique. Edition Dunod 2006.
- [3] AMINE BELOUFA, Cours Eléments de Machines destiné aux étudiants de Master 2, Institut des sciences et de la technologie Ain Témouchent, 2016.
- [4] GINA STOICA, BERNARD LEDUC .méthodologie de calcul et de conception d'un réducteur d'engrenage cylindrique ou conique ; université POLITHNICA de Bucarest, université libre de Bruxelles, année 2009.
- [5] F.ESNAULT, Construction mécanique, Transmission de puissance tome 3. 3^{ème} édition DUNOD.
- [6] A.CHEVALIER, Guide du dessinateur industriel. Edition 2004
- [7] COPYRIGHT I.S.O. Roulements 1999
- [8] PHILIPPE BOISSEAU, La conception mécanique-Méthodologie et optimisation. 2^{ème} édition DUNOD 2016.

Annexes

Annexe 1

moteur électrique asynchrone

n=1500 tr/min		
Type de moteur	Puissance nominale, kW	Vitesse de rotation nominale, n, tr/min
71 a	0,25	1350
71 b	0,37	1350
80 a	0,55	1370
80 b	0,75	1385
90 La	1,1	1365
90 Lb	1,5	1410
100 La	2,2	1415
100 Lb	3	1430
112M	4	1450
132 S	5,5	1450
132 M	7,5	1450
160 M	11	1450
160 L	15	1425
160 M	18,5	1425
180 L	22	1450
200 L	30	1450
225 S	37	1450
225 M	45	1450
250 M	55	1460

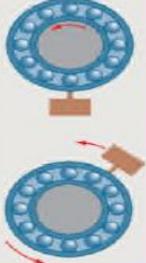
Annexe 2

Aciers recommandés pour la construction des roues dentées cylindriques et coniques des réducteurs

Matériau	DIN	STAS	Traitement thermique ou thermochimique	Dureté		Résistance à la rupture, σ_r (N/mm^2)	Limite d'élasticité, σ_c (N/mm^2)	Résistance limite à la fatigue au pied de la dent σ_{flim} (N/mm^2)	Pression hertzienne limite à la fatigue, σ_{Hlim} (N/mm^2)		
				noyau (HB)	flanc (HRC)						
OL 50	Fe 490-2 (St 50-2)	500/2-80	Normalisation	HB = 150 ÷ 170		500 ÷ 620	270 ÷ 300	0,4HB + 100	1,5HB + 120		
OL 70	Fe 690-2 (St 70-2)	500/2-80	Normalisation	HB = 200 ÷ 220		700 ÷ 850	340 ÷ 370	0,4HB + 100	1,5HB + 120		
OLC 45*	C 45	880-88	Amélioration	HB = 220 ÷ 260		620	360	0,4HB + 140	1,5HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	200 ÷ 260	50 ÷ 57					160 ÷ 170	20HRC + 10
OLC 55	C55	880-88	Amélioration	HB = 200 ÷ 300		720	420	0,4HB + 140	1,5HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	200 ÷ 300	50 ÷ 57					180 ÷ 190	20HRC + 20
41 MoCr 11	42 CrMo 4	791-88	Amélioration	HB = 270 ÷ 320		950	750	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	270 ÷ 320	50 ÷ 57					230 ÷ 290	20HRC + 60
			Nituration	270 ÷ 320	52 ÷ 60					250 ÷ 350	20HRC
40 Cr 10	41 Cr 4	791-88	Amélioration	HB = 240 ÷ 340		1000	800	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	240 ÷ 340	50 ÷ 57					230 ÷ 290	20HRC + 60
			Nituration	240 ÷ 340	50 ÷ 57					250 ÷ 350	20HRC
34 MoCrNi 15	34 CrNiMo 6	791-88	Amélioration	HB = 310 ÷ 330		1100	900	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
OLC 15*	C 15	880-88	Cémentation	120 ÷ 140	55 ÷ 63	390	280	140 ÷ 150	24HRC		
21 MoMnCr 12	20 CrMo 5	791-88	Cémentation	300 ÷ 350	55 ÷ 63	1100	850	390 ÷ 460	25,5HRC		

Annexe 3: types de roulements

Ajustements recommandés

Analyse de la rotation	Principe de fixation	Arbre			Logement		
		Applications	Ajustements recommandés	Exemples	Applications	Ajustements recommandés	Exemples
<p>La charge tourne par rapport à la bague intérieure</p> 	Bague intérieure serrée sur l'arbre	Charges normales $P < C / 5$	j6 / k6	Moteurs électriques Broches machines-outils Pompes Ventilateurs Réducteurs de vitesse	Cas général	H7 / J7	Moteurs électriques de moyenne puissance Poulies Broches de machines-outils Transmissions
		Charges élevées $P > C / 5$	m6 / p6	Moteurs de traction Gros réducteurs, compresseurs	Bague libre sur sa portée	G7 / H7	Débattement axial exigé (dilatation ou réglage)
					Roulements à rouleaux cylindriques et coniques	M7 / P7	

Annexe 4: Dimensions normalisées (Hauteur et la largeur des clavettes)

a(mm)	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16
b(mm)	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10

Annexe 5: Acier pour les arbres de transmission.

	$R_{p0,2}$ [N/mm ²]	R_m [N/mm ²]	s_3	R_{pe} [N/mm ²]
Aciers fins au carbone				
XC 25				
d≤16	365	615	1,19	168,96
16<d≤40	305	565	1,08	155,22
XC 38				
d≤16	490	760	1,29	208,79
16<d≤40	400	700	1,14	192,31
XC 42				
d≤16	520	810	1,28	222,53
16<d≤40	430	740	1,16	203,30
XC 48				
d≤16	550	855	1,29	234,89
16<d≤40	460	780	1,18	214,29
Aciers au chrome				
38 C 4				
d≤16	735	1030	1,43	282,97
16<d≤40	635	930	1,37	255,49
Aciers au chrome-molybdène				
34 CD 4				
d≤16	835	1030	1,62	282,97
16<d≤40	715	980	1,46	269,23
42 CD 4				
d≤16	930	1175	1,58	322,80
16<d≤40	815	1080	1,51	296,70
Acier au chrome-vanadium				
50 CV 4				
d≤16	930	1225	1,52	336,54
16<d≤40	785	1080	1,45	296,70