

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



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

**Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention du Diplôme de Master  
fabrication mécanique et productique**

**Thème**

**Etudes et conception d'un réducteur de vitesse a deux étages**

**proposé et encadré par :**

P<sup>r</sup>. TEMMAR Mustapha

**réalisé par**

NACER Abd El Kader

NAKIB Billel

Année universitaire 2018/2019

# Remerciements

A l'issue de notre cursus universitaire, le grand remerciement s'adresse au bon dieu qui nous a aidés à réaliser ce travail.

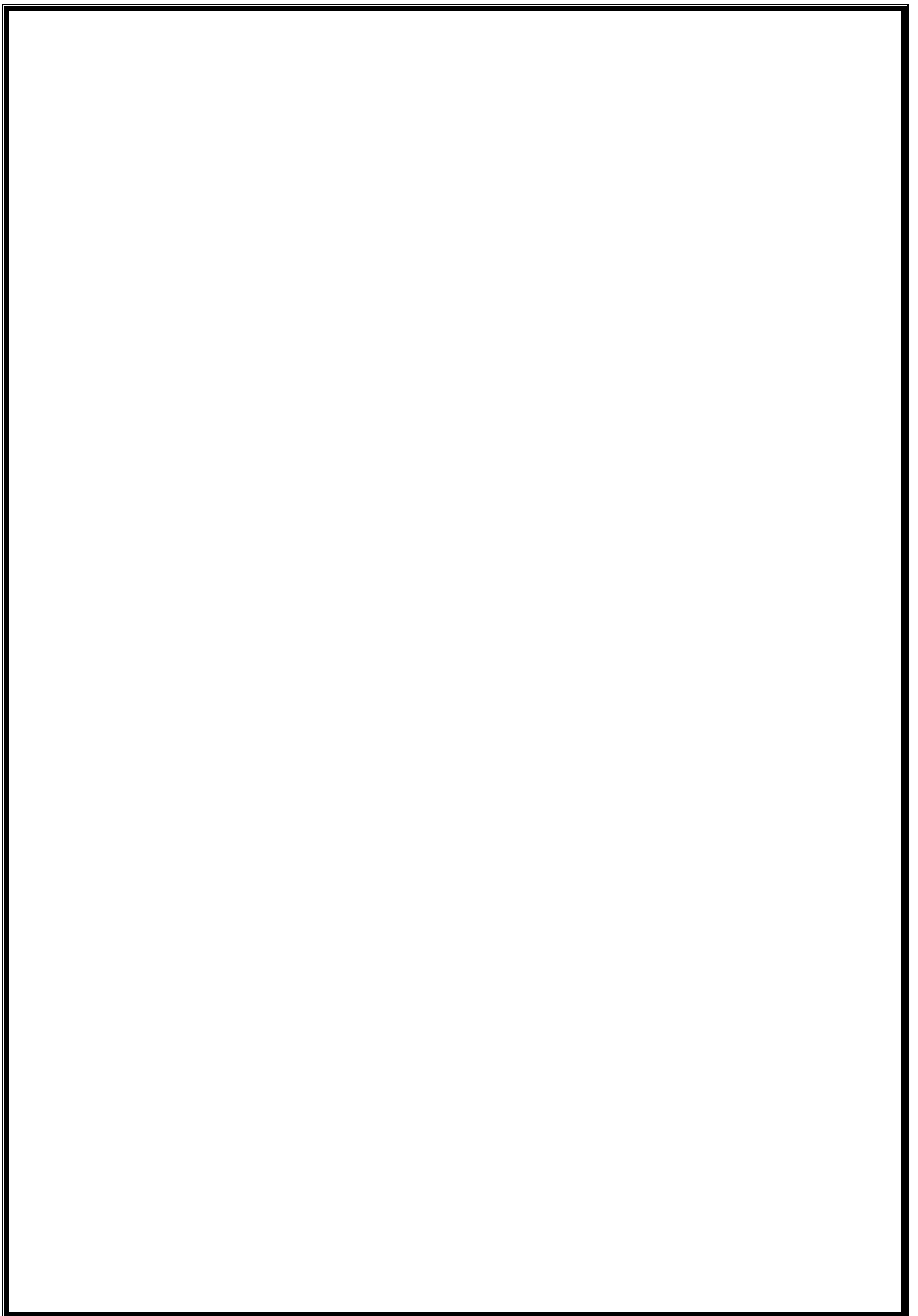
On adresse nos sincères remerciements et profonde reconnaissance à notre encadreur **Mr TEMMAR Mustapha** qui a accepté de nous encadrer et on le remercie pour ses précieux conseils qui ont pu nous prodiguer, qui nous a aidé et suivi judicieusement durant la réalisation de ce travail.

Nos remerciements les plus sincères s'adressent à notre université «**Université Saad Dahlab de Blida 1** » et tous les enseignants qui ont contribué à notre formation.

On remercie les membres de jury qui ont accepté de nous faire l'honneur d'examiner et de juger notre travail.

On tient aussi à présenter nos vifs remerciements à toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail avec l'expression de nos profondes gratitude et parfaite considération.

Et enfin une tendre pensée à nos chères familles **NACER** et **NAKIB** .



# SOMMAIRE

# Sommaire

<b>Introduction générale .....</b>	<b>01</b>
<b>Chapitre I : généralités sur les engrenages.....</b>	<b>02</b>
<b>Introduction.....</b>	<b>02</b>
<b>Section 1 : généralités (historique , définition d'engrenage et concepts voisin).....</b>	<b>02</b>
<b>Section 2 : les types d'engrenages.....</b>	<b>06</b>
<b>Section 3 : Etude du profile en développante de cercle .....</b>	<b>18</b>
<b>Section 4: Les défauts d'engrenages.....</b>	<b>20</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>26</b>
<b>Chapitre II : taillages des engrenages.....</b>	<b>27</b>
<b>Introduction.....</b>	<b>27</b>
<b>Section 1 : calcul de la résistance des dentures et matériaux pour engrenages.....</b>	<b>27</b>
<b>Section 2 : les opérations de taillage des dentures.....</b>	<b>31</b>
<b>Section 3 : étude des erreurs et défauts des engrenages.....</b>	<b>35</b>
<b>Section 4 : les techniques de finition des dentures.....</b>	<b>38</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>41</b>
<b>Chapitre III : le dimensionnement.....</b>	<b>42</b>
<b>Introduction.....</b>	<b>42</b>
<b>Section 1 : calcul cinématique et énergétique.....</b>	<b>42</b>
<b>Section 2 : dimensionnement préliminaire des arbres et dimensionnement préliminaire des engrenages.....</b>	<b>46</b>
<b>Section 3 : éléments géométriques des roues dentées.....</b>	<b>54</b>
<b>Section 4 : calcul des forces dans les engrenages et dimensionnement des arbres.....</b>	<b>58</b>
<b>Section 5 : Choix et vérification des clavettes.....</b>	<b>63</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>66</b>

<b>Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse .....</b>	<b>70</b>
<b>Introduction.....</b>	<b>70</b>
<b>Section 1 : la conception assistée par ordinateur CAO.....</b>	<b>70</b>
<b>Section2 : Modélisation géométrique des éléments du réducteur.....</b>	<b>72</b>
<b>Section 3 : Modélisation numérique.....</b>	<b>76</b>
<b>Section 4 : conditions aux limites et simulation avec le logiciel Solidworks.....</b>	<b>77</b>
<b>Conclusion .....</b>	<b>94</b>
<b>Conclusion général .....</b>	<b>95</b>
<b>liste Bibliographique</b>	
<b>Table des matières</b>	

# **INTRODUCTION GENERALE**

# Introduction générale

---

Dans de nombreuses applications industrielles, le choix comme actionneur d'un moteur ne correspond pas aux conditions d'application d'une solution économiquement intéressante. La transmission de puissance entre le moteur, d'une part, et la machine entraînée d'autre part nécessite alors l'interposition d'un adaptateur de mouvement entre ces deux constituants de la chaîne cinématique.

La fréquence de rotation d'un moteur est souvent supérieure à la valeur souhaitée pour le mouvement des organes récepteurs. Par ailleurs, le couple moteur délivré est parfois insuffisant pour vaincre l'inertie au démarrage et assurer le fonctionnement en charge du récepteur de manière continue.

Dans ces conditions, l'interposition d'un réducteur de vitesse entre le moteur et le récepteur intervient pour adapter les performances du moteur au récepteur, en diminuant la vitesse de rotation et en augmentant proportionnellement le couple disponible.

Dans le but de bien comprendre l'étude de notre mécanisme ; notre travail a été réparti en quatre chapitres :

- Le premier chapitre comporte une présentation brève des différents types d'engrenages et leurs caractéristiques géométriques et citer leurs avantages et inconvénients.
- Alors que dans le chapitre deux on essaiera de voir les différents procédés d'usinage et les outils utilisés dans la fabrication de ces engrenages et même les techniques de finition appliquées aux dentures
- Le troisième chapitre fait l'objet de dimensionnements et calculs des différents éléments du réducteur telles que les pignons les roues et les arbres de transmission et les clavettes
- Le quatrième chapitre est réservé à la simulation numérique et l'interprétation des résultats d'analyse.

Finalement, ce travail est clôturé par une conclusion générale.



**CHAPITRE I :**  
**GENERALITES SUR LES**  
**ENGRENAGES**

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

---

## Introduction

Les engrenages sont des éléments de machines qui permettent de transférer un mouvement de rotation d'un arbre à un autre. A leurs débuts, la fabrication d'un engrenage tenait plus de l'art et de l'habileté de l'artisan que de la science. Avec le temps, les applications que l'on trouve aux engrenages se multiplient, et ils deviennent vite un élément de machine très varié et indispensable pour la transmission de mouvement et de puissance. Dès le 16<sup>ème</sup> siècle, des mathématiciens commencent à se pencher sur le problème de la théorie des engrenages.

Au cours des derniers siècles, l'évolution des procédés de fabrication et de taillage, parallèlement au développement des relations mathématiques qui régissent le comportement des engrenages, a permis d'en améliorer grandement la qualité de fabrication comme de fonctionnement. De nouveaux types de dentures et d'engrenages font aussi leur apparition au cours de cette période.

Aujourd'hui encore ; les engrenages sont couramment utilisés et demeurent un moyen très efficace pour transmettre un mouvement de rotation et une puissance d'un arbre menant à un arbre mené .

## Section 1 :généralités (historique , définition d'engrenage et concepts voisin)

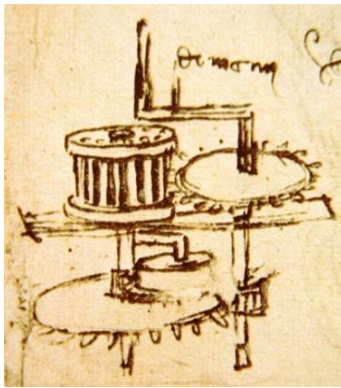
### 1.1 Historique des engrenages

«Un engrenage est un système mécanique composé de deux roues dentées engrenées servant soit à la transmission du mouvement de rotation entre elles, soit à la propulsion d'un fluide (on parle alors de pompe à engrenages).

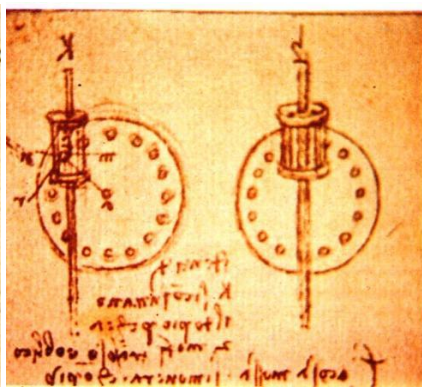
Les engrenages sont déjà connus des mécaniciens grecs aux Ve et Ive siècles av. 1-C., mais ils restent très peu utilisés à cette époque : on leur préfère les cordages et les poulies pour le levage des charges, ou la vis pour les fortes poussées (pressoirs). Au Moyen Âge, leur utilisation devient courante, à partir du Xe siècle, dans les moulins à eau ou à vent, pour le changement de direction (roues hydrauliques ou ailes verticales et meules horizontales), et la démultiplication du mouvement de la roue ou des ailes des moulins. Ces premiers engrenages réellement utilisables sont en bois, à axes parallèles et denture droite extérieure. Leurs dents sont constituées par des barreaux de bois fichés à force dans des alésages pratiqués sur le pourtour de larges tambours de bois .

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

À la fin du Moyen Âge, on voit l'apparition des engrenages sous la forme dite « à lanterne », composés d'une roue dentée s'engrenant dans un tambour formé de deux disques en bois reliés par des barreaux capables de transmettre des efforts plus importants. Ces premiers engrenages conviennent aux mouvements lents des moulins, car ils peuvent transmettre des efforts importants. Ils se perfectionnent au XV<sup>e</sup> siècle grâce aux ingénieurs italiens, comme Francesco di Giorgio ou Léonard de Vinci, qui étudient les premiers engrenages complexes en bois. L'engrenage métallique, plus précis et plus facilement utilisable, se généralise d'abord au XVII<sup>e</sup> siècle dans la petite mécanique et l'horlogerie grâce aux travaux de La Hire, ou d'Euler au siècle suivant, puis connaît son essor définitif avec l'apparition de machines puissantes et rapides au XX<sup>e</sup> siècle et les travaux de Poncelet ou de Willis.



Léonard de Vinci (1452-1519)



Poncelet, Victor (1788-1867)



**Figure 1: Engrenages de Léonard de Vinci (dessin) et de Victor**

Après l'invention en 1930 de la première matière plastique dérivée du pétrole, les engrenages en plastique voient le jour. Ils vont connaître une utilisation importante depuis 50 ans dans divers produits demandant une faible puissance, tels que les montres, les imprimantes, les appareils photos, etc.

Quant aux profils des engrenages, ils ont eux aussi évolué avec le temps. Jadis, le profil de la denture des engrenages utilisé variait entre la forme triangulaire ou carrée selon l'origine ou l'artisan. Ces profils n'étant pas conjugués, chaque paire de roues dentées devait être ajustée individuellement en vue d'un fonctionnement adéquat.

Dès lors, ce phénomène a préoccupé les théoriciens, ingénieurs et mathématiciens qui s'y étaient intéressés. C'est ainsi que, déjà en 1455, Nicholas de Cusa étudia la forme cycloïde, étude qui fut complétée sur le plan mathématique par Philippe De La Hire en 1694. Plus tard, en 1695, De La Hire et Roemer furent les premiers à établir des relations mathématiques sur

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

la transmission de vitesse angulaire uniforme, à étudier plus en détail la denture épicycloïdale et à proposer la forme en développante de cercle ou « involute ».

Un siècle plus tard, Léonard Euler, considéré comme le père du profil en développante de cercle, établit en 1754 les principes de base de l'action conjuguée.

Cependant, au fil des années, les profils cycloïde et épicycloïde, utilisés surtout en horlogerie et pour les applications de puissance, se sont développés et imposés. Avec l'avènement de sources motrices plus puissantes et plus rapides, aux 19e et 20e siècles, le profil en développante de cercle a supplanté la cycloïde et s'est imposé comme profil dès le 20e et 21e siècles pour la résistance qu'il offre. Ce profil, initialement développé pour les métaux, a été directement adopté pour les engrenages en plastique à cause du développement technologique et de l'expertise disponible pour ce profil »<sup>1</sup>.

## 1.2 Définition d'engrenage et concepts voisins

### 1.2.1 l'engrenage :

« Un engrenage est un dispositif mécanique qui permet de transmettre un couple mécanique par l'intermédiaire d'obstacles appelés dents. Les dents peuvent transmettre un mouvement de manière théoriquement continue (sous l'hypothèse de géométrie parfaite et de dents indéformables). Ainsi, l'engrenage présente un caractère discret ou local lié à la géométrie des dents et un caractère continu ou global lié à la continuité de rotation des roues et du fonctionnement »<sup>2</sup>.



**Figure 2 : Engrenage cylindrique**

<sup>1</sup> MIJIVAWA Favçal formulation, caractérisation, modélisation et prévision du comportement thermomécanique de pièces plastiques et composites de fibres de bois: application aux engrenages , 286 Feuillet, thèse de doctorat en ingénierie à l'université du Québec à Trois-Rivières, soutenue le 18 Octobre 2017, PP 1-3 .

<sup>2</sup> REMOND Didier contribution à l'étude et l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement : développement et application de la transformée en ondelettes rapide , 242 feuillets, thèse de doctorat, option mécanique à l'institut national des sciences appliquées de LYON, soutenue le 21 octobre 1991, P 10

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## 1.2.2 Roue d'engrenage :

«C'est un organe denté destiné à en mouvoir un autre, ou à être mû par lui, par l'action des dents venant successivement en contact»<sup>3</sup>.

### Roue conjuguée :

«C'est l'une des deux roues d'un engrenage, considérée par rapport à l'autre.

### Pignon:

C'est celle des deux roues d'un engrenage qui possède le plus petit nombre de dents

### Roue menante :

C'est la roue de l'engrenage qui entraîne l'autre.

### Roue menée :

C'est la roue d'un engrenage qui est entraînée par l'autre»<sup>4</sup>.

## Les dents

«sont les proéminences des roues, séparées par des espaces qui s'appellent des entredents. La totalité des dents est des entredents forme la denture de la roue dentée».<sup>5</sup>

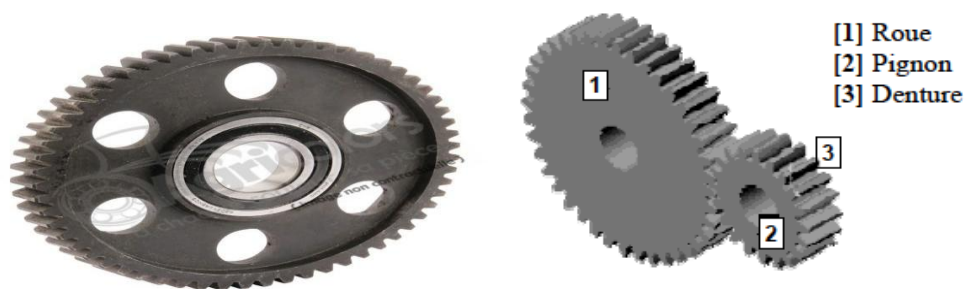


Figure N° 3 : Roue , pignon et denture

## 1.2.3 Le train d'engrenages :

« C'est une combinaison d'au moins deux engrenages»<sup>6</sup>.



Figure N° 4 : Train d'engrenages

<sup>3</sup> Gaston Nicolet , juin 2006 « conception et calcul des éléments de machines » ,volume 3 , fribourg Suisse , P 3.3

<sup>4</sup> Gaston Nicolet , Ibid. P 3.4

<sup>5</sup> GERGE Dobre ,(2006) «éléments de machines transmission mécanique» , P13

<sup>6</sup> Gaston Nicolet , Ibid. P 3.3

## 1.2.4 Le train planétaire ou épicycloïdal : on distingue deux type a savoir :

«Train planétaire simple : c'est un train d'engrenages comportant trois éléments, deux roues extrêmes à axe fixe, un châssis pouvant tourner autour de l'axe commun à ces deux roues et portant l'axe ou les axes d'une ou de plusieurs roues intermédiaires.

Train planétaire composé : c'est un train planétaire constitué par plusieurs trains planétaires simples couplés entre eux »<sup>7</sup>.

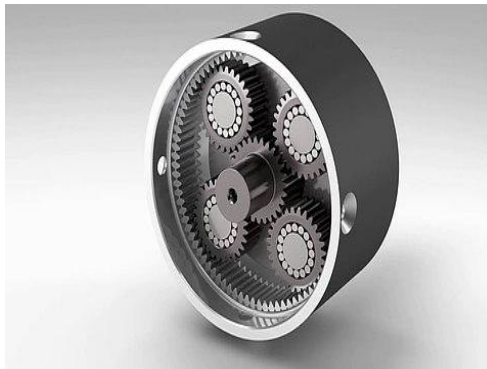


Figure N° 5 : Le train planétaire ou épicycloïdal

## Section 2 : les types d'engrenages

Aujourd'hui les engrenages occupent une place spéciale dans les systèmes mécaniques. C'est la façon la plus économique pour transmettre de la puissance et un mouvement de rotation dans des conditions uniformes. Comme les exigences sont vastes et avec des difficultés variées, les engrenages sont très complexes et d'une grande diversité.

C'est pour ce la les engrenages sont couramment utilisés et demeurent un moyen très efficace pour transmettre un mouvement de rotation et une puissance d'un arbre menant à un arbre mené. On trouve plusieurs types d'engrenage ou on distingue trois grandes classes d'engrenages. Ces classes sont divisées selon la position relative des axes des arbres en rotation.

---

<sup>7</sup> Gaston Nicolet , Ibid. P 3.3

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## 2.1 Engrenage cylindrique à denture droite<sup>8</sup> :

La génératrice de dent forme une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale. C'est ce système qui permet de transmettre le maximum d'effort. Son principal défaut est d'être bruyant. On remarquera que les roues tournent (par rapport au support) en sens opposé l'une de l'autre .

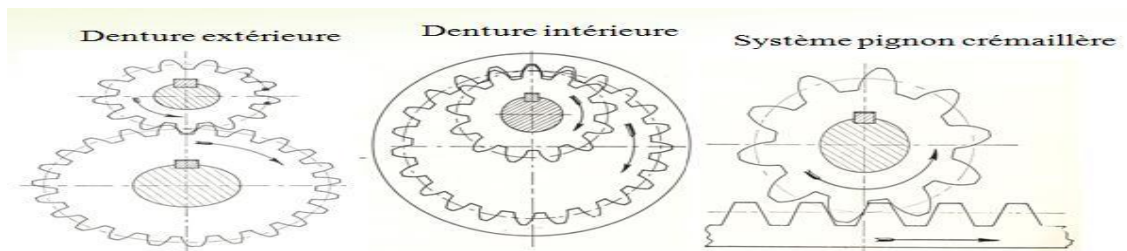


Figure N° 6 : Engrenages à denture droite

### 2.1.1 Caractéristiques des engrenages cylindrique droite (denture droite) :

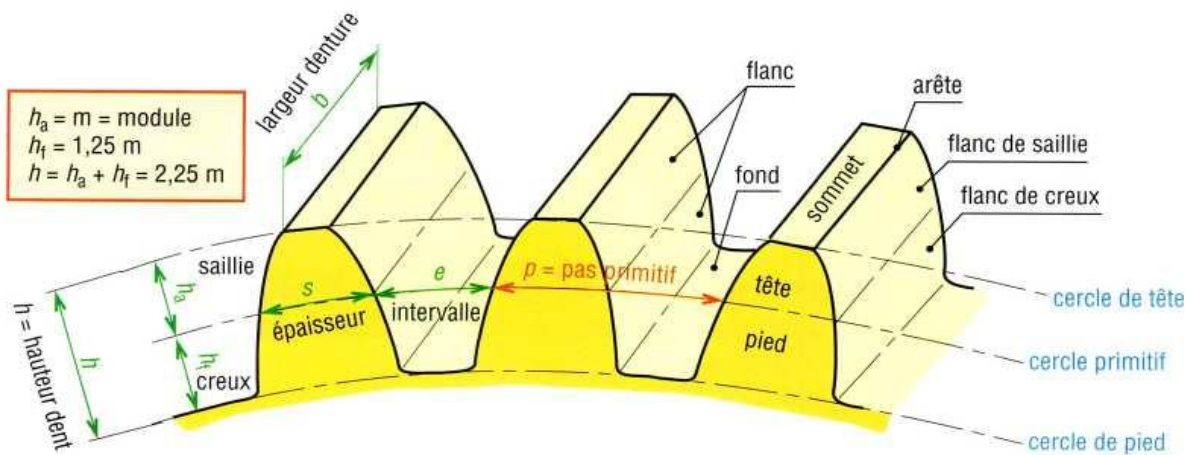


Figure N° 7 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite

<sup>8</sup>BOUDRAA Tarik et TITOUAH Amazigh , « Etude et dimensionnement d'un réducteur de vitesse à roues dentées hélicoïdales en chevrons » mémoire de fin d'étude ( option génie Mécanique ) , sous la direction de Mr. Madjid HADJOU , UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA , 2018 , P 4

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

Désignation	Symbole	Valeur
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Donné par le rapport $(Z1/Z2) = (N2/N1)$
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Saillie de la dent	$h_a$	$h_a = m$
Creux de la dent	$h_f$	$h_f = 1,25m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 m$
Largeur de denture	b	$b = k \cdot m$ (k : coefficient de largeur de denture (7 :S k :S 12))
Diamètre primitif	$d_p$	$d_p = m \cdot Z$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2 h_a = m (Z+2)$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2 h_f = m (Z-2,5)$
Entraxe de l'engrenage	a	$a = (d_1+d_2)/2$

**Tableau N° 1 : Caractéristiques d'une roue à denture droite.**

## 2.2 Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales<sup>9</sup> :

Les avantages à dentures hélicoïdales sont les plus utilisés en transmission de puissance, les dents inclinées par rapport à l'axe de l'angle d'inclinaison de denture, permettent d'avoir une surface de contact plus importante et une meilleure répartition des charges, une meilleure progressivité et une plus grande continuité d'engrènement. Ils sont ainsi plus performants et pour transmettre des puissances et des couples supérieurs tout en étant plus silencieux. Mais l'inclinaison de la denture engendre des poussées axiales et des surcharges sur l'arbre qu'il faudra encaisser

<sup>9</sup> Benkhedda Fatima «étude vibratoire des engrenages » mémoire de fin d'étude ( option Maintenance Industrielle ), sous la direction de Mr. GUEZZEN. S et Mr. HAMZA CHRIF. SM , UNIVERSITIE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEN , 2013/2014 , PP24-26



# Chapitre I : généralités sur les engrenages

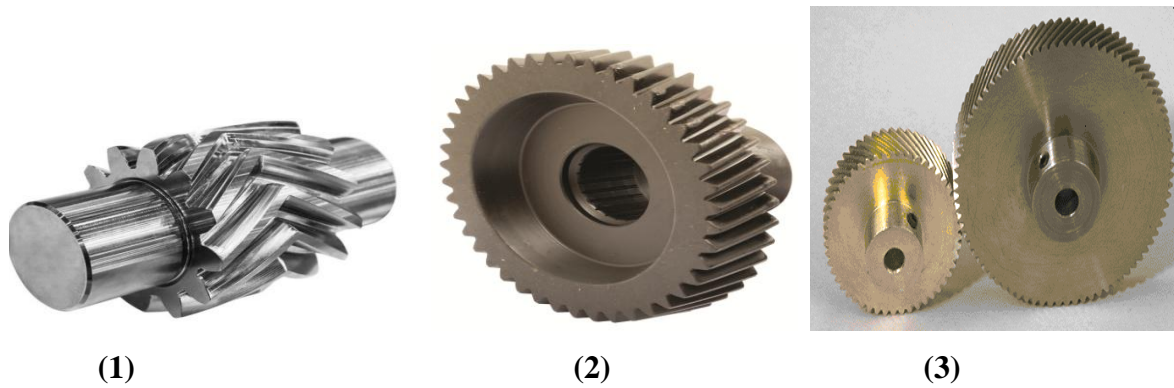


Figure N°8 : denture hélicoïdales chevron(1) , denture hélicoïdales(2) et engrenages hélicoïdales (3)

## 2.2.1 Caractéristiques des dentures :

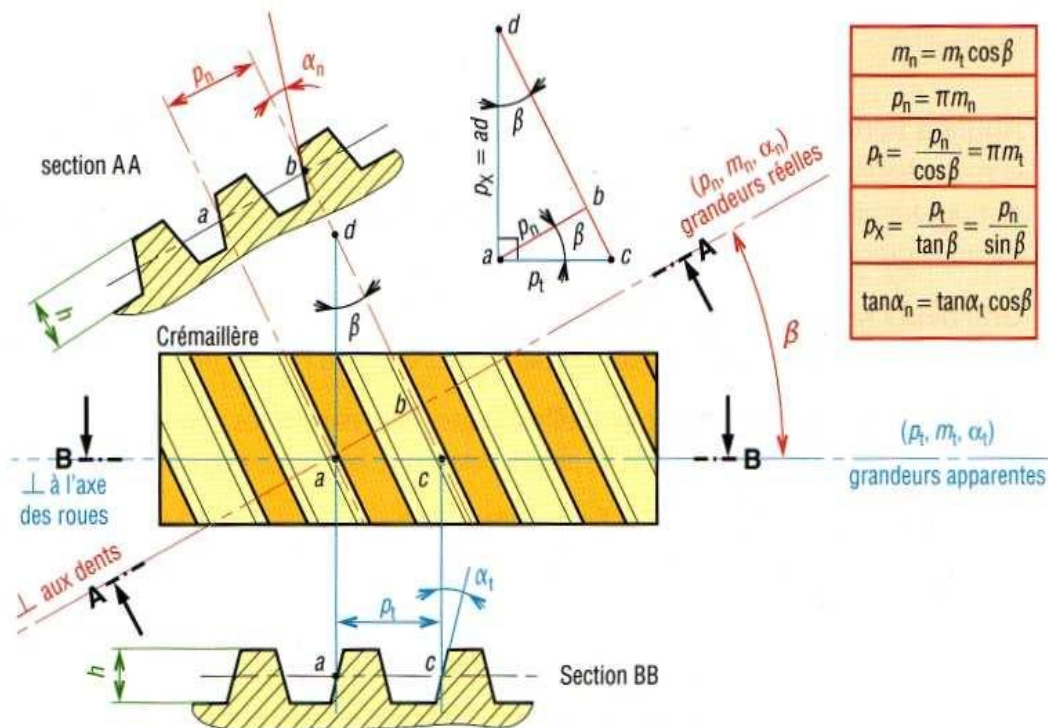


Figure N°9 : Les caractéristiques des dentures

Avec :  $\beta^*$  : angle d'hélice.

Pt : pas apparent.

Pn: pas réel.

## Chapitre I : généralités sur les engrenages

**Relation :**  $P_n = P_t \cos \beta$   $m_n = m_t \cos \beta$   $d = m_t \cdot Z$

On constate que le diamètre primitif varie avec l'angle d'hélice  $\beta$ , il en est de même pour les diamètres de tête et de pied.

Le tableau suivant donne les différentes caractéristiques d'engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales.

Désignation	Symboles	Valeur
Saillie	$h_a$	$h_a = m_n$
Creux	$h_f$	$h_f = 1,25 m_n$
Hauteur de la dent	$h$	$h = 2,25m_n$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2m_n$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5m_n$
Nombre de dents	$Z$	Donné par le rapport $(Z_1/Z_2) = (N_2/N_1)$
Module réel	$m_n$	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas réel	$p_n$	$p_n = \pi \cdot m_n$
Module apparent	$m_t$	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	$p_t$	$p_t = \pi \cdot m_t$
Diamètre primitif	$d$	$d = m_t \cdot Z$
Entraxe de l'engrenage	$a$	$a = (d_1 + d_2) / 2$
Angle d'hélice	$\beta$	$20^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$
Longueur de denture	$b$	$b = k \cdot m_n$

**Tableau N° 2 : Caractéristiques d'une roue à denture hélicoïdale**

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

---

## 2.2.2 Eléments de comparaison entre dentures hélicoïdales et dentures droites :

**Avantages** : (par rapport aux dentures droites) .

- Toujours plusieurs dents en prise c'est-à-dire régularité de la transmission à haut vitesse.
- Moins d'usure et niveau sonore plus bas : choc dû à la flexion moindre.
- Possibilité de façon précise d'obtenir des entraxes de dimension souhaitée en modifiant l'angle d'hélice.
- Possibilité de transmettre un mouvement entre deux axes orthogonaux non concourants.

**Inconvénients** :

- Plus chère que la denture droite.
- Création d'une composante axiale de l'effort de contact.
- Impose souvent la mise en place dans les paliers de roulement spécifique capable de reprendre ce type d'effort.



(1)



(2)

**Figure N° 10 : denture hélicoïdale (1) denture droite (2)**

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## 2.3 Engrenage conique ou à axes concourants <sup>10</sup>:

Les engrenages coniques permettent la transmission du mouvement entre deux arbres concourants dont le point de rencontre est obligatoirement le sommet des deux cônes primitifs.

Par conséquent, il y a un couple unique de surfaces coniques conjuguées pour chaque rapport de vitesse d'un couple conique sans changer ensemble les deux engrenages ; la figure numéro 9 illustre type d'engrenage conique ou à axes concourants.

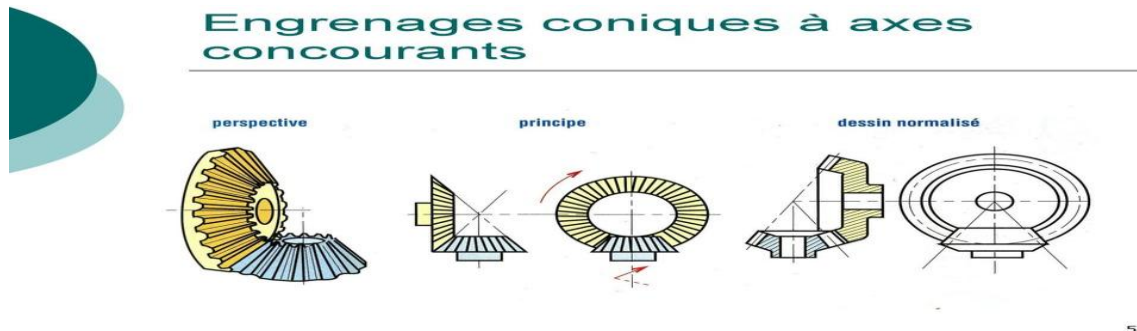


Figure N° 11 : engrenage conique à axes concourants

### 2.3.1 Principaux types d'engrenage conique à axe concourants

#### ➤ Engrenages coniques à denture droite :

Ce sont les plus simples. La direction des génératrices du profil de la denture passe par le sommet S. Aux vitesses élevées on retrouve les mêmes inconvénients que les engrenages droits à dentures droites (bruits de fonctionnement, fortes pressions sur les dents...)

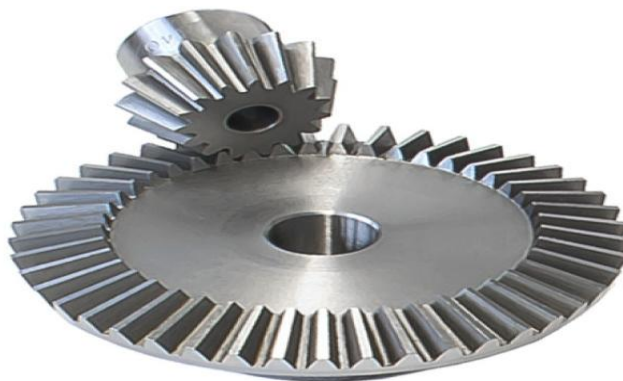


Figure N° 12 : Engrenages coniques à denture droite

<sup>10</sup> MELIH Miloud et OUNADJELA Bachir «Automatisation du calcul des dimensions géométriques d'un engrenage » mémoire de fin d'étude ( option Construction Mécanique ), sous la direction de M. RAHOU Mohammed et M SEBAA Fethi , UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMENEN , 2017/2018 , pp15-17

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## ➤ Engrenages coniques à denture hélicoïdale ou spirale :

Les engrenages coniques à denture spirale Glisson tels que nous les usinons, se calculent comme les coniques à denture droite en ce qui concerne les cônes primitifs de référence uniquement et en considérant leur module apparent .



Figure N° 13 : Engrenages coniques à dentures spirales ( hélicoïdales )

## ➤ Engrenages hypoïdes :

Sont des engrenages spiro-coniques possédant un décalage (ou offset :  $E$ ) entre les axes des engrenages .

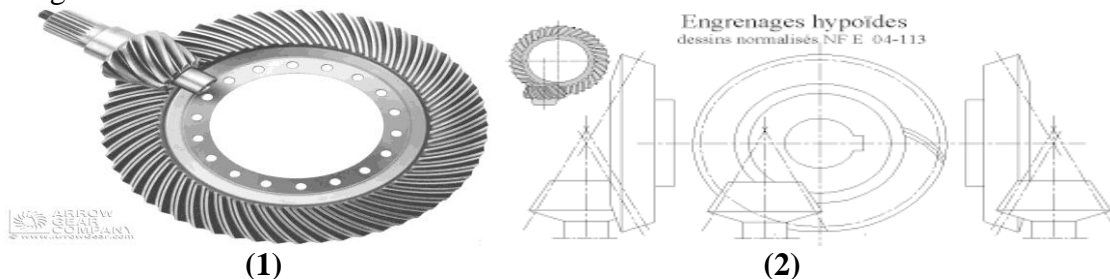


Figure N° 14 : Engrenages hypoïdes (1) et offset :  $E$  d'engrenage hypoïdes (2)

### 2.3.2 Caractéristiques des engrenages coniques à dentures droites :

La taille et la forme de la dent (module  $m$ , pas  $p$ ,  $d$ ,  $d_a$ ,  $d_f$ ,  $h$ ,  $h_a$ ,  $h_f$ ) sont définies à partir du plus grand cercle ou sur l'extrémité la plus large de la denture. Le tableau en dessous illustre les principales caractéristique des engrenages coniques à dentures droites et ses calcules

## Chapitre I : généralités sur les engrenages

Désignation	Symbole	Valeur
module	<b>M</b>	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	<b>Z</b>	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication
pas	<b>P<sub>n</sub></b>	$P_n = \pi \cdot m$
Angle entre les arbres	<b>Σ</b>	Fonction de l'architecture du système
Rapport de transmission	<b>i*</b>	$I^* = N_1/N_2 = w_1/w_2 = Z_2/Z_1 = d_2/d_1$
Angle primitif	<b>D</b>	$D = m \cdot z$
Saillie de la dent	<b>Δ</b>	$\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2 = N_2 / N_1$ $\tan \delta_2 = Z_2 / Z_1 = N_1 / N_2$
Creux de la dent	<b>h<sub>f</sub></b>	$H_f = m$
Hauteur de la dent	<b>h<sub>a</sub></b>	$h_a = 1.25m$
Epaisseur de la dent	<b>H</b>	$h = 2.25m$
Intervalle de la dent	<b>S</b>	$s = p/2 = p \cdot m/2$
Largeur de denture	<b>B</b>	$b = p/2 = \pi \cdot m/2$
Diametre de tête	<b>d<sub>a</sub></b>	$d_a = k \cdot m$ (k compris entre 8 et 10 ,souvent 10)
Diamètre de pied	<b>d<sub>f</sub></b>	$d_f = d - 2h_f \cos \delta = m(Z - 2 \cdot 5 \cos \delta)$

**Tableau N° 3 : Caractéristiques d'un engrenages à axes concourants (conique à denture droite )**

### 2.4 Engrenages gauches (système roue et vis sans fin)<sup>11</sup> :

Le pignon arbre a denture spirale ressemble a une vis ; la roue est pourvue d'une denture hélicoïdale creuse pour augmenter la surface de contact. Le sens de rotation de la roue dépend du sens de rotation de la vis et du sens d'inclinaison de l'hélice. Le rendement est médiocre avec les frottements. L'irréversibilité dépend uniquement de l'angle d'inclinaison de l'hélice et du coefficient de frottement existant entre les matériaux des pièces.

Une vis globique et une roue creuse permettent de transmettre des couples élevés mais ces pièces sont très couteuses.

<sup>11</sup> AMGHAR Amirouche BOUAICHI Ghilas , , « étude et conception d'un réducteur de vitesse » mémoire de fin d'étude ( option Conception mécanique et productique ) , sous la direction de Mr AMZAL , UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA , 2013 , PP 7-13 .



Figure N° 15 : engrenage gauches ( roue et vis sans fin)

## 2.4.1 Les avantages et les inconvénients d'engrenages gauches ( roue et vis sans fin )

### ➤ Les Avantages

- Transmission sans à-coups ni vibrations ;
- Niveau sonore le plus faible des engrenages ;
- Transmission de couples importants sous fréquence de rotation élevée ;
- Durée de vie plus importante ;
- Irréversibilité très fréquente ;
- Rapport de transmission très important sous un encombrement très réduit.

### ➤ Les Inconvénients

- Un rendement plus faible que pour les autres types d'engrenages :  
0,3 \$ ( \$ 0,8
- La nécessité de retenir des matériaux à faibles facteurs de frottement :  
Acier / bronze dur
- Échauffement lors du fonctionnement continu en charge.
- Nécessité absolue d'une lubrification abondante, souvent par huile.
- Présence d'un effort axial très important sur la vis répercutant sur les paliers de guidage.

## 2.4.2 Système roue et vis sans fin :

Ce système autorise un rapport de réduction important. Le rendement du système est faible et il augmente en même temps que l'angle d'inclinaison de la denture. Le sens d'hélice est le même pour la vis et pour la roue.

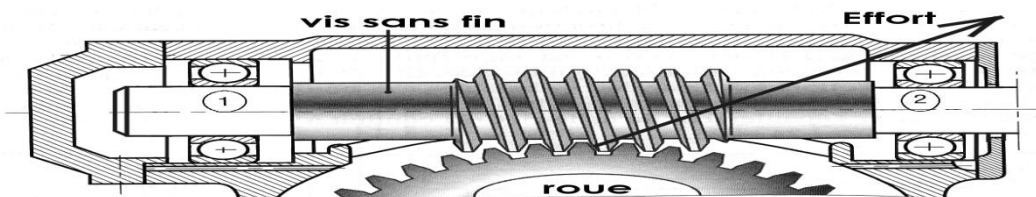


Figure N° 16 : Système roue et vis sans fin

## Chapitre I : généralités sur les engrenages

C'est un engrenage hélicoïdal dont les axes sont orthogonaux et non concourants. La transmission par ce type d'engrenage donne une solution simple pour les grands rapports de réduction, avec un fonctionnement peu bruyant. La poussée de la vis est forte surtout si la démultiplication est grande. On utilise alors une butée à billes ou à rouleaux ou encore des roulements à contact oblique pour réaliser la liaison pivot avec le support.

Irréversible, ce qui est souvent utile, car le réducteur s'oppose à toute rotation commandée par la machine réceptrice (exemple : appareils de levage). Toutefois le rendement est alors faible, et de plus le couple de démarrage est beaucoup plus fort que le couple à vitesse de régime. Le frottement est important et donne un rendement médiocre, mais suffisant dans le cas de faibles puissances .

### 2.4.3 Les caractéristiques de la vis :

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	Z	Déterminé par le rapport de vitesse
Angle d'hélice	$\beta$	Fonction de la réversibilité de la transmission
Module réel	$m_n$	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Module axial	$m_x$	$m_x = m_n / \cos \gamma$
Pas réel	$p_n$	$p_n = \pi \cdot m_n$
Pas axial	$p_x$	$p_x = p_n / \cos \gamma$
Pas de l'hélice	$p_z$	$p_z = p_x \cdot Z$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi \cdot \tan \gamma$
Diamètre extérieur	$d_a$	$d_a = d + 2 m_n$
Diamètre intérieur	$d_f$	$d_f = d - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	L	$4p_x \leq L \leq 6p_x$

Tableau N° 4 : Les caractéristiques de la vis



# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## 2.5 engrenages a axe parallèle ( engrenage cylindrique ) <sup>12</sup>:

C'est un engrenage dont les axes sont parallèles. Dans un engrenage parallèle, les cylindres primitifs de fonctionnement roulent sans glisser l'un sur l'autre. Le fonctionnement des engrenages parallèles peut se comparer à celui d'une transmission par friction entre deux cylindres lisses en contact sur leurs génératrices communes.



Figure N° 17 : engrenage à axe parallèles

### 2.5.1 Les sous types d'engrenage cylindrique parallèles :

Suivant la disposition des roues et la fonction des axes, l'engrenage parallèle peut se subdiviser en quatre groupes :

- Engrenage cylindrique extérieur constitué par deux roues dentées extérieures : un pignon et une roue .
- Engrenage cylindrique intérieur constitué par deux roues, l'une extérieure, l'autre intérieure : un pignon et une couronne.
- Engrenage à crémaillère composé d'une roue cylindrique extérieure et d'une crémaillère. La crémaillère peut être considérée comme une roue cylindrique extérieure de diamètre infiniment grand .
- Train planétaire simple se composant de quatre éléments : une roue solaire, une couronne de train planétaire, une ou plusieurs roues planétaire et d'un châssis .

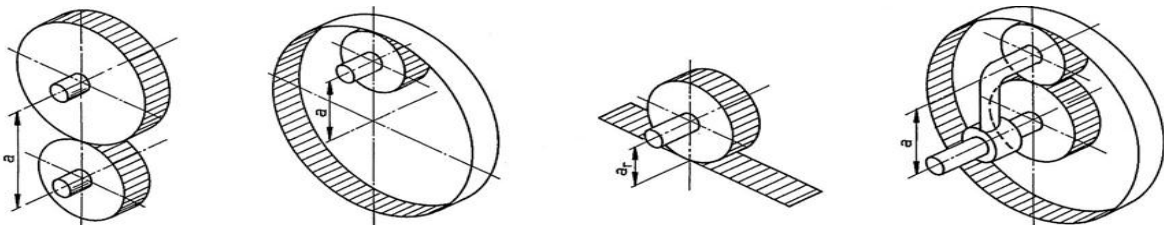


Figure N 18 : engrenage extérieur(1) engrenage intérieur (2)engrenage à crémaillère(3) et train planétaire (4)

<sup>12</sup> Gaston Nicolet juin 2006 « conception et calcul des éléments de machines », volume 3 , Op.cit PP 3.3-3.5

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## Section 3 : Etude du profile en développante de cercle

Ayant apporté une grande simplification dans l'outillage nécessaire au taillage des engrenages, les propriétés de la développante de cercle sont aujourd'hui universellement utilisées, pour l'exécution des dentures de toutes les sortes d'engrenages. Permettant, à l'aide de certaines corrections, de résoudre les cas les plus particuliers, elles ont rendu caducs tous les autres procédés précédemment employés.

### 3.1 Définition de la développante de cercle<sup>13</sup>:

C'est la courbe engendrée par un point  $C_0$  d'une tangente à un cercle de centre  $O$ , dont le point de contact  $I$  change continuellement.

La distance  $IC$  est, à chaque instant, égale à l'espace parcouru, sur la circonférence, par le point de contact, depuis l'origine  $C_0$ .

C'est à dire :  $IC = \text{arc } IC_0$

$I_1C_1 = \text{arc } I_1C_1 \dots \text{etc.}$

La normale à la développante au point  $C$  est la droite  $IC$ .

Exemple : soit un fil, de la longueur de la circonférence, enroulé autour d'un cylindre et lui étant fixé par une extrémité. L'autre extrémité décrira la développante si l'on déroule le fil tout en le maintenant constamment tendu.

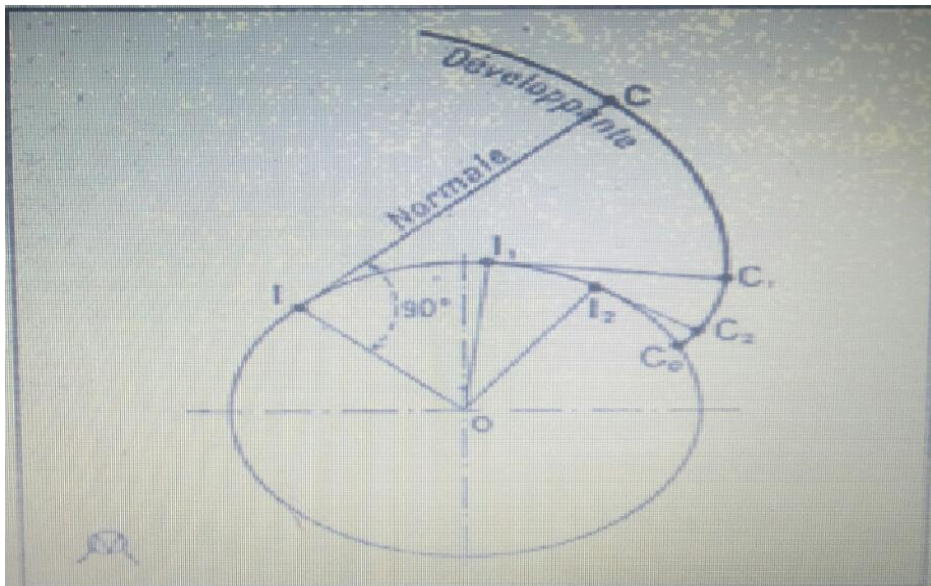


Figure N° 19 : développante et normale à la développante

<sup>13</sup> Livre collectif auteur « L'Ouvrier Moderne », DUNOD 1923, Volume 6, Number 1, Avril 1923, P15

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## 3.2 Tracé par point de la développante <sup>14</sup>:

Soit à tracer la développante d'une circonférence 0 . De l'axe OA porter , sur la circonférence , un certain nombre de parties égales , 1,2,3,4,...etc. et par les points de divisions mener des tangentes en élevant des perpendiculaires aux rayons , 01 , 02.....etc.

Porter sur la première tangente , la longueur du premier arc 1A(en 1') , sur la deuxième tangente , porter deux fois cette longueur (en 2') ; etc. par une ligne courbe qui est la développante .

On peut obtenir directement les longueurs 1,1'---2,2'---3,3'---4,4' , etc. représentant les longueurs d'arc A1---A2---A3---A4 ; etc. par le procédé suivant : diviser la demi-circonférence en un certain nombre de parties , 8 par exemple . Porter sur une ligne droite xy la longueur de la demi-circonférence égale à  $\frac{\pi D}{2}$  et diviser cette droite en 8 parties égales.

Les distances x1 , x2 , x3 , etc. représenteront exactement les longueurs d'arc à porter sur les normales 1 1'--2,2'--3,3'--4,4',etc.

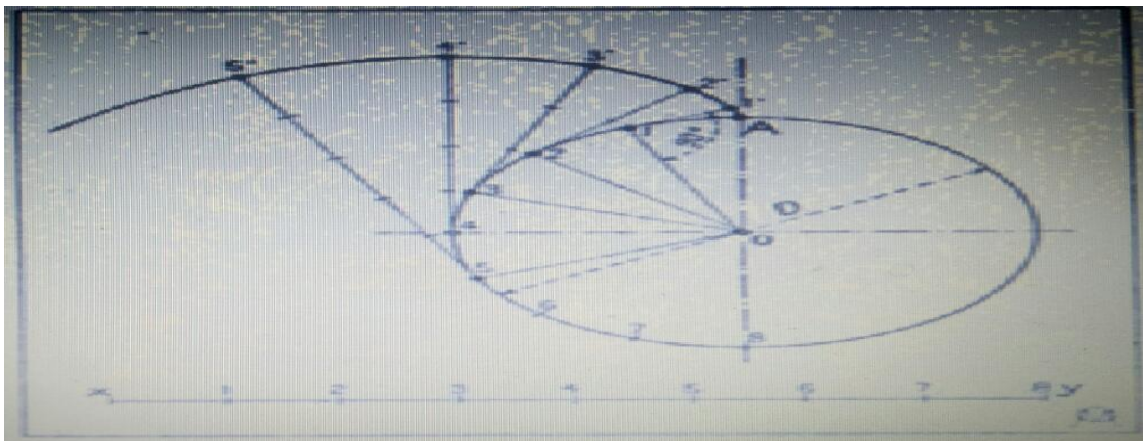


Figure N° 20 : tracé de la développante de cercle

## 3.3 Engrenages à denture en développante <sup>15</sup>:

au point de vue pratique , les engrenages à denture en développante ont l'avantage d'être interchangeables entre eux quel que soit leur nombre de dents , à condition qu'ils soient du même module et qu'ils aient été taillés suivant le même angle de pression .

cette interchangeabilité permet d'utiliser pour la fabrication , une seul fraise-mère de taillage , pour n'importe quel nombre de dents d'une série d'engrenages de même module .

<sup>14</sup> Livre collectif auteur « L'Ouvrier Moderne », Ibid. P 15 .

<sup>15</sup> Livre collectif auteur « L'Ouvrier Moderne », Ibid. P 15 .

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

De plus , ces engrenages peuvent supporter certains écarts dans leur entre axe tout en concevant in engrènement continue .

Le profil de la dent et la développante exacte tracée d'après un cercle de construction de manière plus petit que le diamètre primitif de l'engrenage à exécuter .

La développante est décrite par un point de ligne  $bc$  roulant sur le cercle de construction de rayon  $r$  obtenu de la manière suivante (tracer l'axe  $00'$  ; le cercle primitif de la roue de rayon  $R$  et la perpendiculaire  $at$ ).

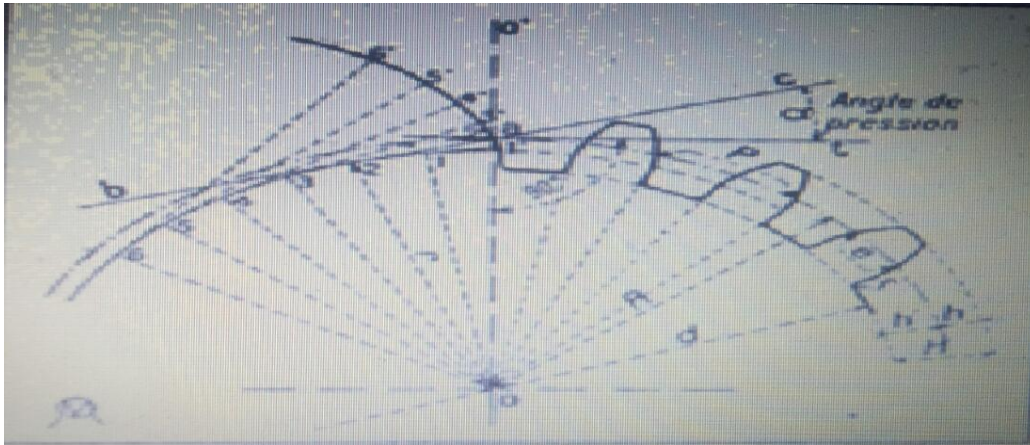


Figure N° 21 : tracé des dent d'un engrenage à développante

## Section 4 : Les défauts d'engrenages

Les défauts d'engrenages les plus rencontrés peuvent être classés en deux groupes d'avaries selon leur caractère réparti ou localisé sur la surface de la denture.

### 4.1 Défauts répartis :

#### 4.1.1 L'sure <sup>16</sup>:

Nous pouvons distinguer les quatre modes principaux suivants:

##### 4.1.1.1 Usure par abrasion :

Elle se caractérise par la présence dans le contact d'un état de surface rugueux ou par la pénétration dans le matériau le plus tendre de particules dures provenant des débris d'usure du contact ou lié à la pollution du milieu. Ce mécanisme de dégradation qui fait intervenir dans les premiers instants uniquement les corps antagonistes, devient rapidement une usure à trois corps. Ce mode d'usure est le plus rencontré sur les dentures des engrenages, il peut être lié à la vitesse de glissement et à la pression de contact.

<sup>16</sup> Thaer OSMAN, Simulation de l'usure et d'avaries sur des dentures d'engrenages cylindriques :Influence sur le comportement statique et dynamique de transmissions par engrenage 226 feuillets , thèse de doctorat , option mécanique à l'institut national des sciences appliquée de LIYON , soutenue le 2 Février 2012 , PP 29-30

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

---

## **4.1.1.2 Usure par transfert ou adhésion :**

Elle se caractérise par un transfert de débris d'un des deux corps antagonistes vers l'autre soit par un mécanisme d'origine purement mécanique, soit suite à une réaction physico-chimique. Pour le transfert mécanique, plusieurs hypothèses ont été développées. Les micro-aspérités présentes dans le contact peuvent conduire à la diminution des zones en contact et générer aux jonctions des énergies très élevées qui peuvent favoriser les réactions physicochimiques (micro soudage des aspérités en contact). Lors du frottement, il existe entre les matériaux antagonistes une multitude de microcontacts qui supportent l'ensemble de la charge normale. En effet, dans ces régions, une constriction des lignes de forces engendre des concentrations de contraintes et l'augmentation de la température (températures 'flash'). L'évolution de ces aspérités dépend des conditions de sollicitation et de l'environnement.

## **4.1.1.3 Usure par fatigue :**

Elle est liée à l'action d'un mouvement cyclique et à la capacité des matériaux à absorber les énergies de déformation et les contraintes thermiques générées par frottement. L'usure par fatigue se manifeste par des fissures, des écailles et des changements de structure métallurgique. Les comportements face à ce mécanisme d'usure dépendent de la nature du matériau.

Dans le cas de matériaux ductiles (matériaux métalliques ou polymères), la rupture par fissuration (ou mécanisme de délaminage) a lieu en sous-couche, parallèlement à la surface de frottement, dans les zones où les contraintes de cisaillement sont maximales. La théorie de Hertz permet d'estimer la répartition des contraintes de cisaillement en sous-couche.

L'analyse des transferts thermiques sur la microstructure (déplacement des lacunes, des dislocations, des plans de glissement, l'effet des joints de grains...) explique la formation de fissure associée à un écrouissage ou à un adoucissement de la surface.

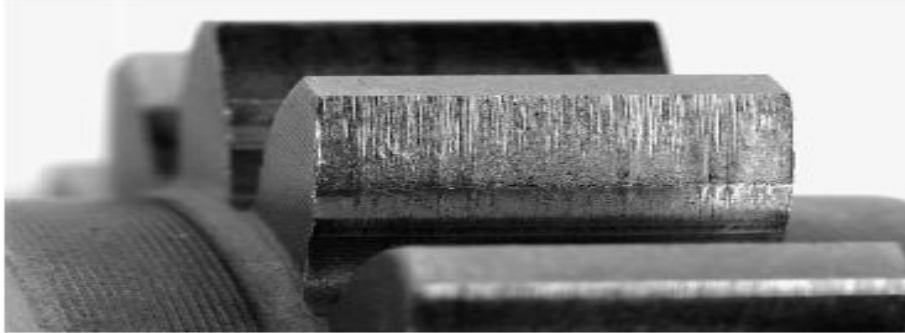
## **4.1.1.4. Usure par réactions tribochimiques :**

C'est un système à trois composantes, où interviennent la réactivité chimique entre les surfaces, la réactivité chimique avec le milieu environnant et la réactivité physico-chimique avec les débris. Ce type de dégradation résulte d'une seule ou de plusieurs réactions chimiques sous l'effet d'agents corrosifs (environnement, lubrifiant) et des contraintes mécaniques pendant le frottement. Suivant l'état structural superficiel, il se crée des oxydes réactionnels dépendant de l'environnement.

Suite au frottement entre les surfaces, la rupture des aspérités qui s'oxydent conduit à des débris en général très stables et très durs. Ces derniers jouent alors un rôle abrasif et

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

viennent dégrader les surfaces antagonistes et donc entretenir l'usure. Par contre, il est possible de rencontrer une configuration moins agressive par la formation de films d'oxydes adhérents à la surface d'un des antagonistes et suffisamment résistants au cisaillement pour jouer un rôle protecteur.



**Figure N° 26 : Défaut d'usure**

## 4.1.2 Piqûres (ou pitting)<sup>17</sup> :

c'est une avarie répartie sur toute la surface de la denture (Figure I-5), elle s'agit d'un ensemble de trous qui ne dépassent pas 0,3 à 0,5 mm de profondeur. Cette avarie se trouve sur toutes les dents et en particulier au niveau du cercle primitif parce que ce phénomène ne se produit que si le mouvement de roulement est plus important que le mouvement de glissement. Les piqûres apparaissent donc à l'endroit où la charge est maximale et elles peuvent être suite à un défaut d'alignement ou aux déformations anormales des pièces. La présence de quelques piqûres ne présente pas un risque immédiat et souvent le phénomène peut être ralenti par le changement d'un lubrifiant plus adapté (de viscosité plus importante).



**Figure N° 27 : défaut pittings évolutifs sur une roue chevron**

<sup>17</sup> Nabih FEKI , modélisation électromécanique de transmissions par engrenages : applications a la détection et au suivi des avaries , 202 feuillets , thèse de doctorat , option mécanique à l'institut national des sciences appliquée de LIYON , soutenue le 30 mai 2012 , PP 27-28 .

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

## 4.1.3 Le grippage généralisé<sup>18</sup> :

Le grippage est une avarie liée au contact entre les surfaces métalliques des dents lors de l'engrènement en entraînant un arrachement de matière. Le grippage apparaît lorsque le film lubrifiant entre les dents est inadéquat. Ce défaut produit des modifications de l'état de surface de toutes les dents tels que le changement de coloration, les fines rayures et les ondulations de surface pour un engrenage durci et la destruction de toutes les surfaces pour un engrenage non traité ou insuffisamment traité. Après l'apparition de cette avarie, le couple d'engrenage génère plus de vibrations et le facteur de frottement augmente et devient irrégulier.



**Figure N° 28 : défaut Grippage couvrant l'ensemble des dentures**

## 4.2 Défauts localisés<sup>19</sup> :

### 4.2.1 Ecaillage :

c'est une avarie qui commence toujours par une fissure à l'intérieur du métal à cause de la contrainte de cisaillement maximale appliquée en sous couche. Ensuite, la fissure se propage jusqu'à atteindre la surface de la denture en libérant des fragments de métal en plaques plus ou moins irréguliers aux dépens de l'état de la surface de la dent.

Les zones écaillées représentent des surfaces irrégulières et des profondeurs variables qui suivent une pente plus ou moins douce de la périphérie vers l'intérieur de l'écaillage. Cette avarie est beaucoup plus courante sur des dentures traitées superficiellement (couche superficielle durcie par cémentation ou trempe) que sur celles qui sont traitées à cœur. L'écaillage est un défaut dangereux parce qu'il peut provoquer rapidement la rupture de la dent défectueuse à cause de la propagation de la fissure dans toutes les directions à l'intérieur

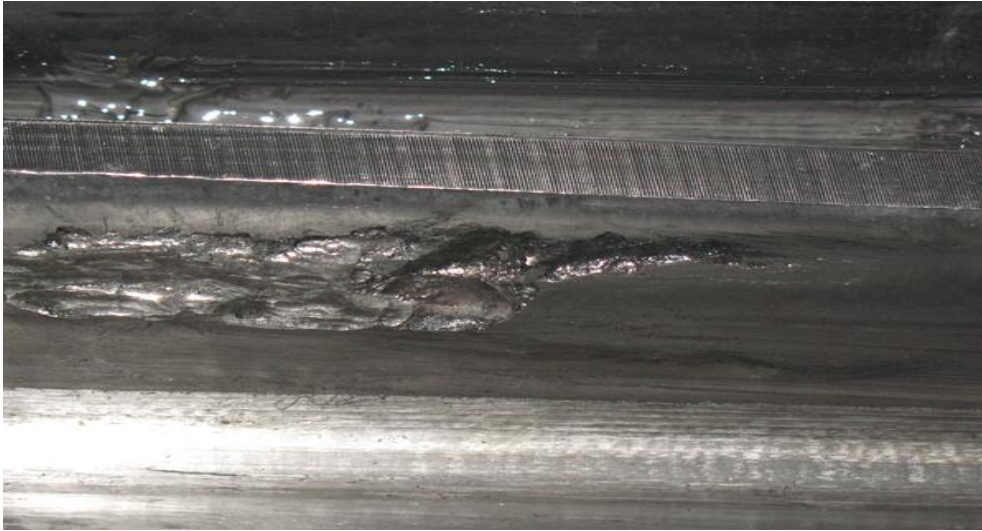
<sup>18</sup> Nabih FEKI , Ibid. P 28 .

<sup>19</sup> Nabih FEKI , Ibid. P 28-30 .

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

---

de la dent en même temps que sa migration vers la surface (diminution de la résistance de la dent aux efforts de flexion).



**Figure N° 29 : défaut écaillage par fatigue**

## 4.2.2 Fissures :

ce défaut se forme souvent au pied de dent. C'est-à-dire à l'endroit de la concentration maximale de contrainte due à la sollicitation en flexion. La présence de ce type de fissures fragilise la dent défectueuse et diminue sa résistance à la rupture. Ce phénomène peut être accentué par la présence d'une écaille à cet endroit critique de la dent. En plus de la fatigue due à la sollicitation en flexion, d'autres causes de fissures peuvent se manifester tels que les défauts de fabrication (état des surfaces, criques de rectification) et les criques d'origine thermique.



**Figure N° 30 : défaut fissure d'une dent d'engrenage**

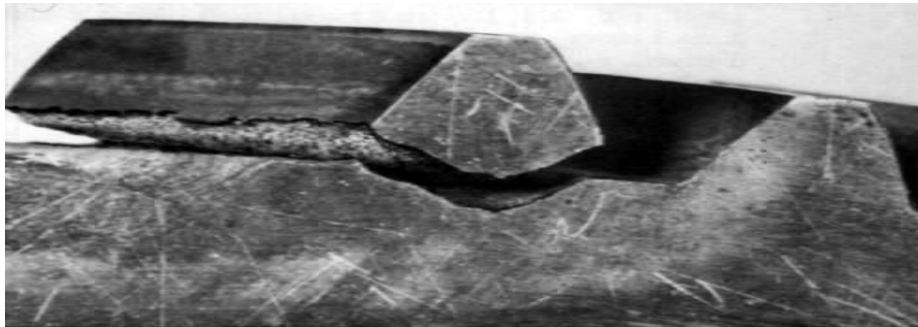
## 4.2.3 Dents cassées :

dans un système de transmission par engrenage, le défaut de rupture des dents est lié à deux phénomènes classiques qui sont : i) les chocs dus aux surcharges et ii) la fatigue due aux



# Chapitre I : généralités sur les engrenages

charges cycliques de flexion (Figure I-9). En effet, les chocs de surcharges peuvent résulter de certains chocs de torsion dans le système d'entraînement qui sont souvent associés à la défaillance de la charge entraînée par la boîte de transmission. Dans ce cas, les surfaces fracturées montrent une seule zone de rupture avec aucun signe de fatigue. Généralement une ou deux dents sont touchées et les autres sont en bon état et ne présentant aucun signe de fissures. Des effets similaires peuvent également survenir si un corps étranger pénètre dans l'engrènement. D'autre part, la rupture des dents peut également provenir de défaillances par fatigue sous les charges cycliques de flexion appliquées aux dents, ce qui représente un des critères principaux utilisés dans la conception des engrenages. Ce défaut commence par une fissure qui est généralement au pied de la dent et évolue à travers la base de la dent jusqu'à la rupture complète de la dent du corps d'engrenage. Dans ce cas, les dents adjacentes à celle cassée montrent souvent des fissures à un stade précoce de développement.



**Figure N° 31 : Dent cassée due aux fissures en pied de dent résultant de la fatigue liée aux charges cycliques de flexion**

## 4.2.4 Grippage localisé :

ce défaut correspond à des arrachements de matière dans une partie de la zone de contact entre les surfaces frottantes. Il peut être dû à la formation d'une microsoudure immédiatement cisailée suite à une surcharge locale et brutale, à un défaut d'alignement des dentures et/ou à un défaut de lubrification (rupture du film d'huile). Ce type de défaut peut être ralenti ou même stoppé par l'utilisation d'une graisse de rodage appropriée.



**Figure N° 32 : défaut grippage localisé sur les têtes de dent**

# Chapitre I : généralités sur les engrenages

---

## Conclusion

En guise de conclusion , on peut dire les engrenages occupent une place spéciale dans les systèmes mécaniques, c'est la façon la plus économique pour transmettre de la puissance et un mouvement de rotation dans les conditions uniformes .

Ce chapitre a été divisé principalement en quatre sections , dont la première était consacrée aux généralités sur les engrenages ( historiques et définition d'engrenage et concepts voisins), la deuxième aux types d'engrenages , la troisième à l'étude du profil en développante de cercle et enfin on a terminé ce dernier par les différents types de défauts d'engrenages .

Cependant le prochain chapitre on va le consacrer pour le taillage des dents d'engrenage par différentes méthodes .

# **CHAPITRE II : TAILLAGE DES ENGRENAGES**

## Chapitre II: Taillage des engrenages

---

### Introduction

Afin de fabriquer un engrenage, il faut impérativement passer par la génération de la denture. En milieu industriel, les opérations ainsi mises en place pour cela sont directement liées à la cadence de production de pièces et à la qualité spécifiée par le bureau d'études sur les plans. Cette qualité est intrinsèque à l'application dans laquelle les pièces seront utilisées. La norme ISO 1328 a défini des classes de qualité de roues dentées numérotées de 0 à 12, la « classe zéro » correspondant à un niveau de qualité et de précision extrême. Les engrenages de transmission automobile sont généralement dans les classes de 7 à 9 suivant les cas.

En effet, le choix dépend de trois facteurs :

- le coût de fabrication des dentures ;
- la précision spécifiée par les plans, soutenue par le besoin de tenue en fatigue ;
- l'acoustique des engrenages.

Pour répondre à ces demandes, il existe deux stratégies de fabrication des dentures. La première consiste à tailler les dentures, puis à effectuer une opération de finition (rectification, rodage par exemple) sur pièce dure après le traitement thermique. La seconde en revanche place l'opération de finition (en l'occurrence le rasage) avant la cémentation, en anticipant les déformations engendrées par cette dernière opération. Il paraît assez clair que la première méthode permet d'obtenir une meilleure classe de qualité denture, celle-ci pouvant aller jusqu'à la classe 3.

### Section 1<sup>1</sup>: calcul de la résistance des dentures et matériaux pour engrenages

Si on effectue un calcul par éléments finis des déformations et des contraintes engendrées dans une dent d'engrenage au cours du contact, on constate qu'il y a dans la dent deux zones de sur-contraintes, l'une située dans la zone de contact proprement dit, l'autre à proximité des raccordements de pied de dent .

La première zone, où on atteint facilement des contraintes équivalentes de *Von Mises* largement supérieures à la limite élastique du matériau utilisé, a pour origine les phénomènes de pression de contact (responsables des détériorations de surface de dentures), qui vont être modélisés dans ce chapitre, suivant la théorie d'Hertz.

---

<sup>1</sup>Traité théorique et pratique des engrenages-Tome 1- George Henriot, Edition DUNOD. Paris.1968

## Chapitre II: Taillage des engrenages

---

La deuxième zone, quant à elle, a pour origine la flexion d'ensemble de la dent, les contraintes de flexion étant inférieures à la limite élastique mais pouvant être responsable, par effet de fatigue cumulée, de la rupture de la dent, les fissures s'amorçant dans la zone de sur-contrainte en pied de dent. Les effets de flexion (ou de rupture) sont modélisés dans le chapitre 4 par une théorie issue de calculs de type résistance des matériaux.

Les deux calculs vont conduire chacun à une puissance dite transmissible à la pression et à une puissance transmissible à la flexion (rupture) qui vont évidemment nous servir comme critères d'optimisation. Il semble déjà évident que la puissance à transmettre par l'engrenage devra être en tout état de cause inférieure ou égale à ces deux puissances transmissibles.

On se limite dans cette étude à la deuxième cause de rupture des engrenages à denture droite qui résulte à une rupture en pied de dent.

### 1.1 Calcul de la denture à la pression :

Les détériorations de surface de dentures par piquûres sont en général liées à l'intensité des pressions de contact qui sont générées sur les profils au cours de l'engrènement. Or dans la pratique, ces pressions de contact dépassent largement la limite élastique de l'acier. Il est en effet courant d'avoir des pressions de contact de l'ordre de 1000 MPa. Leur prise en compte est donc essentielle pour évaluer la tenue mécanique des dentures.

Considérons deux dentures en contact au point M de la ligne. Nous pouvons les assimiler à 2 galets cylindriques de centres respectifs T1 et T2 et de rayons respectifs :

$$\rho_1 = M_1 T, \quad \rho_2 = M_2 T$$

(Rayons de courbure des profils en développante conjugués).

Soit :

**F** : effort normal (daN),

**b** : largeur de denture (mm),

**Fnu** : effort normal linéique (daN/mm),

**$\rho_1$  et  $\rho_2$**  : rayons de courbure (mm),

**E1 et E2** : modules d'élasticité longitudinale des matériaux (N/mm<sup>2</sup>)

La surface d'écrasement est un rectangle de longueur b et largeur 2a; la pression superficielle est maximale au milieu, c'est-à-dire au point géométrique de contact. Ce maximum est donné par la formule d'Hertz :

## Chapitre II: Taillage des engrenages

---

$$\sigma_H = 0.59 \cdot \sqrt{F_{nu} \left( \frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} \right) / \left( \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}$$

Avec deux matériaux de même module d'élasticité E, nous obtenons :

$$\sigma_H = 0.41 \cdot \sqrt{F_{nu} \cdot E (1/p_r)}$$

$1/p_r$ : courbure relative =  $1/\rho_1 + 1/\rho_2$

$p_r$ : Rayon de courbure relatif.

Dans le cas des aciers, avec :  $E = 21\,000 \text{ N/mm}^2$ .

$$\sigma_H = 61 \cdot \sqrt{F_{nu} \cdot (1/p_r)}$$

### 1.2 Calcul de la denture à la flexion (rupture) par la méthode I.S.O. «norme expérimentale» :

On a vu que la deuxième zone de sur-contrainte dans une dent d'engrenage concerne la zone de raccordement en pied de dent et est liée à la flexion de l'ensemble de la dent. Les contraintes y sont, certes, beaucoup moins fortes que dans la zone de contact, mais la réalité est que des phénomènes de fissuration (pouvant conduire même à une rupture prématurée de la dent), sont relativement fréquents pour une roue mal calculée. Le phénomène en cause étant une fatigue cyclique de la dent en flexion. Rappelons aussi que l'on privilégie toujours le pignon par rapport à la roue en lui accordant un déport positif le plus fort possible dans le but justement d'augmenter par ce biais l'épaisseur de la dent en pied de dent.

En effet, le pignon tournant plus vite que la roue, est soumis à un nombre de cycles de mise en charge plus important que celle-ci. Le but de ce paragraphe est donc de calculer une puissance transmissible à la flexion, que l'on appelle aussi puissance à la rupture, ce nouveau critère devant intervenir dans le processus d'optimisation au même titre que le critère à la pression. Il est évident que la géométrie de l'ensemble des dents est prépondérante pour ces calculs et elle est différente pour le pignon et pour la roue, même si on a le même matériau pour le pignon et pour la roue. A priori, il est difficile de savoir au départ quel sera le cas de calcul le plus défavorable.

## Chapitre II: Taillage des engrenages

---

Nous comparerons la contrainte de flexion à une contrainte proche de la limite élastique du matériau, mais pondérée elle-même par un certain nombre de coefficients correcteurs plus ou moins pénalisants et tenant compte du contexte d'utilisation. C'est cette comparaison qui nous fournira une puissance transmissible à la rupture.

Ainsi, le calcul de la capacité de charge à la rupture est fondé sur l'évaluation de la contrainte de flexion dans la section critique en pied de dent (là où est située la zone de sur contrainte), avec les hypothèses de calcul suivantes :

- la dent est considérée comme une poutre encastree soumise à un effort normal au profil en son sommet (des coefficients correcteurs viendront corriger les calculs, car la dent n'est pas vraiment une poutre au sens résistance des matériaux),  
la contrainte de flexion est supposée maximale sur la section d'encastrement définie par les points de tangence avec les profils de raccordement de deux droites inclinées à  $30^\circ$  par rapport à l'axe de la dent,
- une seule dent est en contact,
- la section de la dent est supposée constante et égale à sa section d'encastrement (il y aura un facteur géométrique pour corriger cette hypothèse).

Remarquons que ces calculs et ces hypothèses peuvent s'appliquer dans les cas standards les plus courants.

### 1.3 Matériaux pour en grenages <sup>2</sup>:

Le choix de la matière d'œuvre d'une roue dentée doit être fait de manière à rendre possible le taillage et l'achèvement de ses dents avec la précision et l'état de surface imposés, et à assurer une résistance à la flexion suffisante pour tenir aux charges dynamiques alternatives, une résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une tenue à l'usure élevée Les matériaux usuels dans la fabrication des engrenages sont l'acier, la fonte et les matières plastiques.

La tendance à réduire l'encombrement, à accroître les puissances transmises par un groupe et à augmenter les vitesses a déterminé une large application des roues en acier.

La grande variété des nuances des aciers et la possibilité d'obtenir par traitement thermique et thermochimique des propriétés variées permettent de réaliser la combinaison la plus favorable

---

<sup>2</sup>MILANE Yacine « étude et conception d'un réducteur de vitesse à engrenages des dentures hélicoïdales » mémoire de fin d'étude ( option ingénierie mécanique assistée par ordinateur ), sous la direction de Mr. HAMRI Okba ,Abderrahmane Mira de Bejaia , SESSION 2014/2015 , PP 22-23 .

## Chapitre II: Taillage des engrenages

---

des propriétés imposées. L'acier au carbone est le plus courant pour les charges moyennes ; sa teneur en carbone varie de 0.35 à 0.50%.

Nous savons qu'une dureté élevée des surfaces actives des dents les rend moins susceptibles aux détériorations. C'est pourquoi le choix des matériaux et des traitements thermiques est guidé par la nécessité d'obtenir une dureté maximale pour le mode de taillage imposé des roues de précision requise.

### Section 2<sup>3</sup>: les opérations de taillage des dentures

Les techniques de taillage des dentures sont multiples. Elles vont de la méthode artisanale à la méthode de production de masse, car cette phase est commune à toutes les gammes de fabrication de dentures. Il est possible de distinguer les techniques suivantes :

- Fraisage de forme à la fraise , dénommée aussi fraise module ;
- Taillage à l'outil crémaillère ;
- Taillage à l'outil pignon ;
- Taillage à la fraise-mère.

Ces techniques permettent d'atteindre des classes de tolérance de l'ordre de 9 à 10, alors que les dentures automobiles françaises sont généralement spécifiées dans des classes de tolérance de l'ordre 7 à 8, et que les dentures automobiles allemandes sont dans des classes de tolérance de l'ordre 5 à 6. Ces 4 techniques de génération de dentures ne sont donc pas en mesure de réaliser des dentures finies. Chacune de ces techniques est décrite brièvement dans les paragraphes suivants .

#### 2.1 Taillage à l'outil crémaillère :

Cette technique utilise le principe de l'engrènement d'un pignon et d'une crémaillère afin de générer les dentures . Durant la coupe, la crémaillère effectue un mouvement parallèle à l'axe de la roue ou oblique par rapport à cet axe suivant si la denture à tailler est droite ou hélicoïdale.

La forme des outils crémaillère est plutôt simple et cela permet de les fabriquer ou de les réaffûter rapidement. Cependant, l'opération en elle-même est lente et coûteuse, puisqu'elle demande des opérateurs qualifiés, et lui impose donc d'être utilisée pour fabriquer des pignons en faible série, généralement pour des grands diamètres ou des prototypes.

---

<sup>3</sup> Simon JOLIVET, Caractérisation tribodynamique de la bruyance denture pour la gestion du confort acoustique des conditions d'engrènement en fabrication , 143 Feuilles , thèse de doctorat Spécialité " Mécanique – Matériaux " à l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Paris , soutenue le 24 novembre 2015 , PP 32-36 .



## Chapitre II: Taillage des engrenages

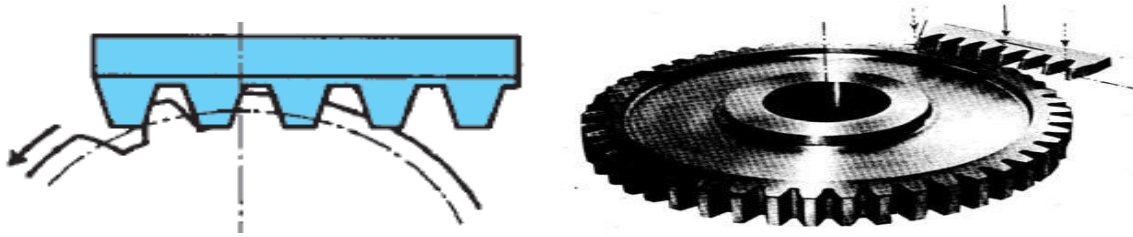


Figure N° 33 : Principe du taillage avec un outil crémaillère

### 2.2 Taillage à l'outil pignon ou taillage couteau :

Le taillage à l'outil pignon utilise l'engrènement de deux pignons, l'un dont on cherche à tailler les dents et l'autre qui sert d'outil, ce dernier étant animé d'un mouvement de mortaisage et synchronisé avec le pignon suivant son nombre de dents. la figure numéro 33 montre le principe de cette opération.

C'est une opération de mortaisage réalisée sous huile entière afin de limiter les adhésions liées aux basses vitesses de coupe. Cette technique conduit à des chocs importants sur les outils, et n'autorise que des qualités médiocres. Enfin le temps de cycle est très important, ce qui rend ce procédé non productif comparativement au taillage par fraise-mère. Les outils pignons sont souvent en acier rapide X 120 W Mo Cr V 6-5-4-3 revêtu de nitrure de titane (TiN) déposé par un procédé de la famille des procédés PVD (Physical VaporDéposition).

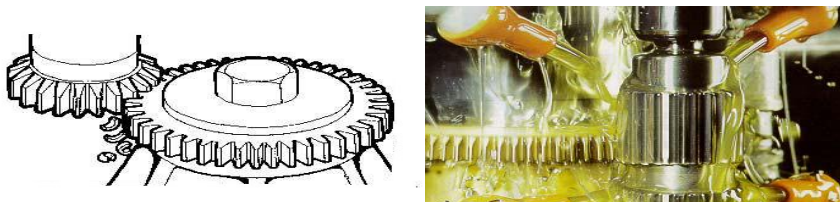


Figure N° 34 : Taillage de dentures droites à l'outil pignon (source Sandvik et Pfauter).

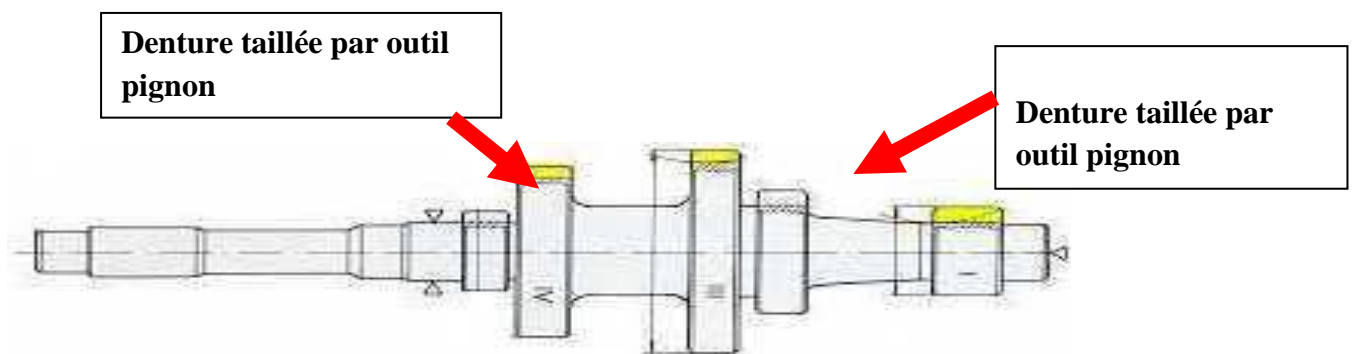


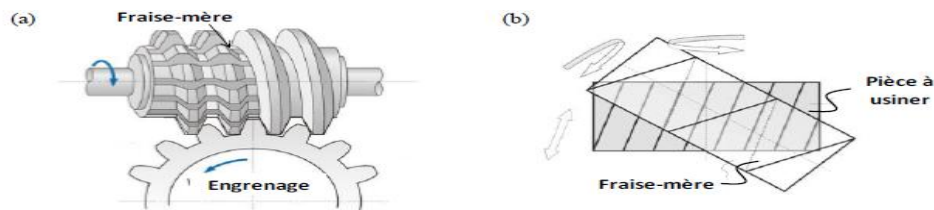
Figure N° 35: Exemple de dentures taillées par le procédé outil-pignon.

## Chapitre II: Taillage des engrenages

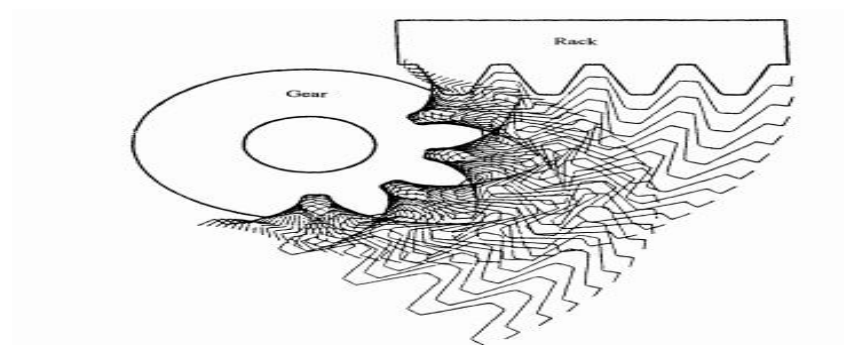
### 2.3 Taillage fraise-mère (hobbing) <sup>4</sup>:

L'opération de taillage à la fraise-mère est le procédé le plus utilisé pour la fabrication des roues dentées par enlèvement de matière . Elle peut être utilisée en configuration d'ébauche comme en finition des engrenages de petites et de très grandes dimensions. Le taillage à la fraise-mère utilise le principe de base d'un système de roue et vis sans fin. La pièce à tailler étant l'engrenage et la fraise mère la vis sans fin. La fraise-mère est matérialisée par une vis sans fin dans laquelle sont aménagées des goujures dont les intersections avec le ou les filets sont les arêtes coupantes, Figure 36-(a). Pour avoir des angles de coupe corrects lors de la coupe, une opération de détalonnage est appliquée sur chacune des dents de l'outil de coupe. Durant le processus de coupe, l'outil et la pièce usinée tournent selon des mouvements de rotation coordonnés, Figure 36-(b).

Une avance linéaire est également appliquée à l'outil de coupe pour usiner la totalité de la largeur de la roue dentée. La cinématique spécifique de cette opération permet de générer le profil en développante de cercle des dentures de l'engrenage. La coupe se fait progressivement et simultanément par toutes les dents, comme illustré par la Figure 36 .



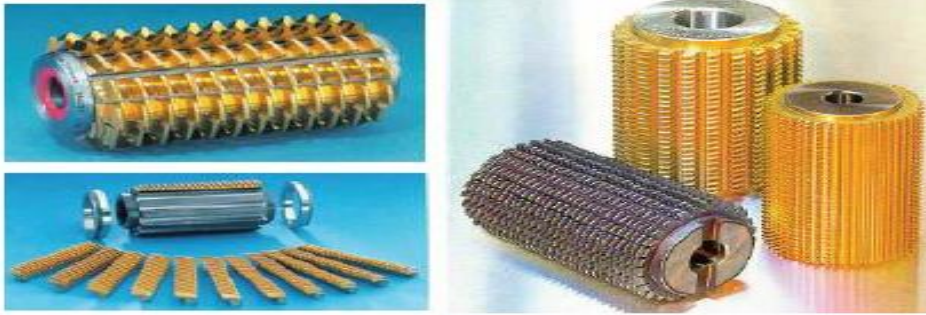
**Figure N° 36 : (a) Schématisation de la fraise-mère et de la pièce en cours de taillage. (b) Cinématique d'usinage de l'opération de taillage.**



**Figure N° 37 : Processus de génération des dentures d'engrenage par l'outil fraise-mère**

<sup>4</sup>Naoual SABKHI ,Contribution à l'étude expérimentale et à la modélisation de l'usinage des pièces de grandes dimensions : Application au cas du taillage de dentures à la fraise-mère , 176 Feuilletts , thèse de doctoratSpécialité Mécanique et Énergétique à l'université de Lorraine , Paris , soutenue le 18 décembre 2015 , PP 5-7 .

## Chapitre II: Taillage des engrenages



**Figure N°38 : Fraise à lames rapportées montée et démontée (à gauche) et fraise monobloc (à droite) (sources Saazoret Samputensili).**

### 2.3.1 Avantages et limites de l'opération de taillage à la fraise mère :

L'opération de taillage à la fraise mère présente de nombreux avantages tels que

- La flexibilité : il est possible d'usiner une infinité d'engrenages avec le même outil fraise mère. La seule condition à respecter étant que son module et son angle de pression réel soient identiques à ceux de l'engrenage usiné. Ceci permet de réduire ainsi le coût de production des engrenages.
- La rotation continue entre la fraise-mère et la pièce à usiner, permet une coupe continue conduisant à une bonne qualité sans indexation ou d'autres mouvements intermittents.
- Cette opération permet la production des engrenages dans des temps très courts avec une qualité remarquable par rapport à d'autres opérations d'usinage.
- □ Les outils fraise-mère peuvent être réutilisés grâce à l'opération de l'affûtage successif qui permet d'optimiser le coût de production.
- La même machine de taillage permet de former des engrenages droits et hélicoïdaux.
- La difficulté de l'opération de taillage tient à l'impossibilité d'usiner des engrenages à dentures internes. Ceci est dû à l'encombrement important de l'outil de coupe. Ce type d'engrenage nécessite une tête de taillage spéciale sur la machine d'usinage et un diamètre raisonnablement grand pour la pièce à usiner.

### 2.4 Fraisage à la fraise module :

Ce type d'usinage de dentures est parmi les plus simples. Il fait appel à une fraise spécifique qui effectue l'opération dent par dent. Bien que facile à mettre en place, ce procédé ne permet pas de répondre à des cadences de production élevées malgré les vitesses de coupe et d'avance élevées de l'ordre de 200 m.min<sup>-1</sup> et plusieurs centaines de millimètres par minute respectivement [73]. En effet, une seule dent est taillée à la fois, contrairement au taillage par fraise-mère où plusieurs dents sont en prises à chaque instant de l'opération.



**Figure N° 39 : Exemple d'opération de fraisage à la fraise module d'un pignon à denturesspiro-conique (source *Gearsolutions*).**

### **Section 3<sup>5</sup>: Etude des erreurs et défauts des engrenages**

L'engrenage est l'organe de transmission par excellence. Il répond parfaitement aux exigences de rendement, de précision et de puissance spécifique imposées dans les architectures mécaniques modernes. Depuis peu, les critères de confort acoustique et de tenue vibratoire sont à l'origine d'une nouvelle pression technologique sur ce composant. L'engrènement apparaît, alors, comme la source principale d'excitation, tant sonore que vibratoire.

Le bruit d'engrènement et l'erreur de transmission sont les grandeurs caractérisant les nuisances sonores et définissant le niveau vibro-acoustique d'une transmission par engrenages.

Le bruit d'engrènement est le niveau de bruit émis par un couple d'engrenages ou par la structure complète, on parle de bruit rayonné, car il est modifié par les émissions acoustiques du carter et des autres organes (roulements et lignes d'arbres).

#### **3.1 Défauts de fabrication et de montage:**

Ils provoquent des défauts de géométrie, réunis dans l'Erreur Cinématique de Transmission et qui regroupe :

##### **3.1.1 L'erreur de profil et de distorsion:**

provient du taillage ou au cours du fonctionnement par l'usure et la détérioration des profils, et se caractérise par un écart de forme entre le profil théorique de la denture (en développante de cercle) et le profil réel (ou entre l'hélice réelle et

---

<sup>5</sup>MECIBAH Mohamed-Salah, modélisation de calcul des roues d'échange dans une transmission mécanique par engrenage, 122 feuilles, thèse de doctorat, spécialité Génie-Mécanique à l'université Mentouri de Constantine, soutenue en 2010, pp 42-45.

## Chapitre II: Taillage des engrenages

celle théorique). Le profil théorique peut présenter une dépouille s'il a subi une correction volontaire .

Ces erreurs sont associées à l'émergence de la fréquence d'engrènement

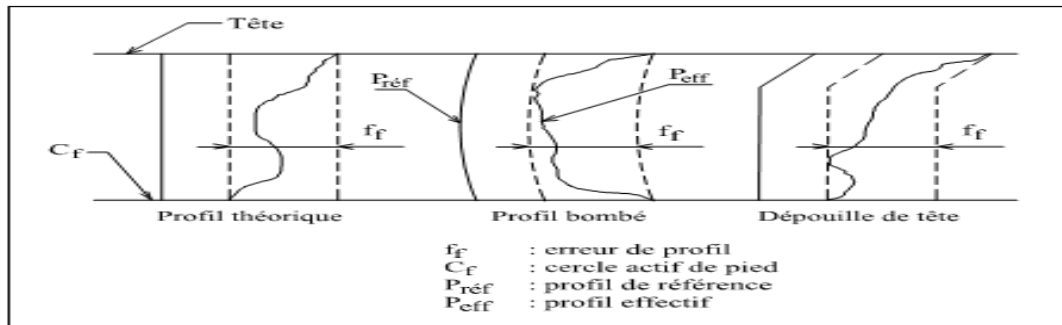


Figure N° 40 : Erreur de profil, définition tirée de la norme ISO 1328

### 3.1.2 Erreur de division (de pas):

L'erreur de pas caractérise, dans le plan apparent de l'engrenage, le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs associées à cette erreur, représentent la qualité de réalisation d'un engrenage: l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulé.

L'erreur de pas individuelle correspond à l'écart entre la position réelle de la dent et sa position théorique. L'erreur de pas cumulé est un cumul algébrique des erreurs de pas individuelles. L'influence de ces erreurs est plus importante sur les engrenages de faible qualité et faiblement chargés que pour des engrenages hautement chargés et de meilleure qualité.

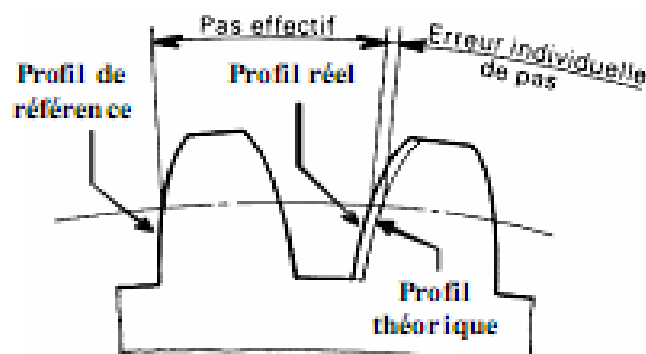
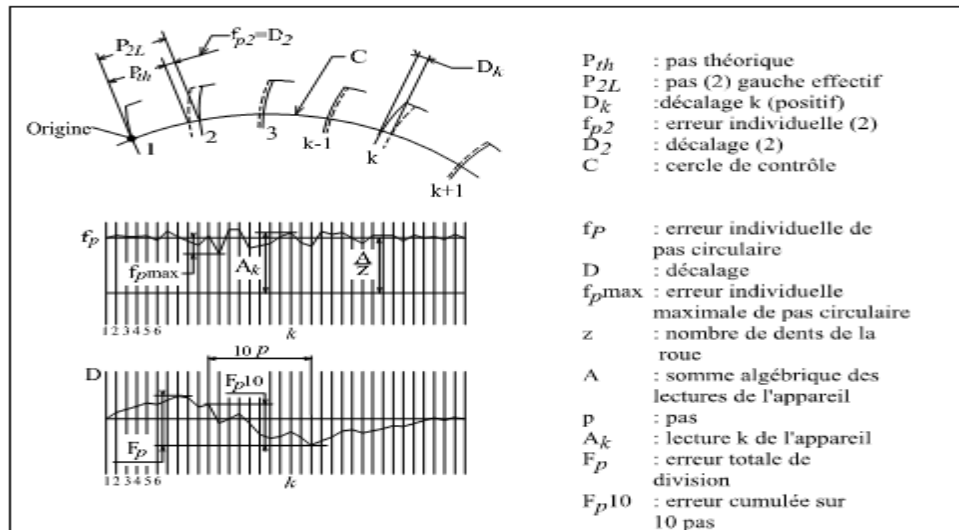


Figure N° 41 : Définition graphique de l'erreur individuelle de pas

## Chapitre II: Taillage des engrenages



**Figure N° 42 : Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulé (Norme ISO 1328)**

### 3.1.2.1 Les causes des erreurs de division :

Les erreurs de division proviennent, comme nous venons de le voir, des erreurs inévitables dans le rapport des vitesses de rotation de la broche porte-fraise et de la broche porte-pièce.

En ce qui concerne la broche porte-pièce, tout écart angulaire de la position réelle de cette broche par rapport à sa position théorique se reproduit en vraie grandeur sur la roue a taillée.

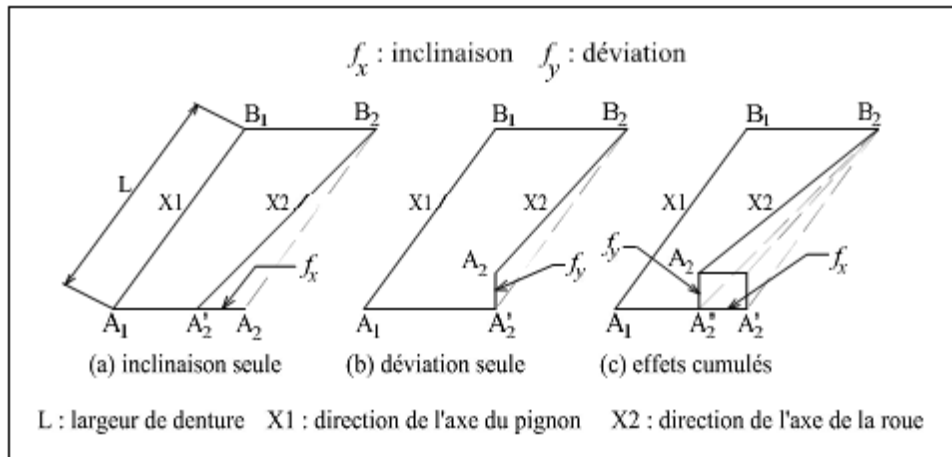
Si un organe appartenant à la chaîne cinématique de commande de la broche porte-pièce introduit une erreur angulaire  $e$ , cette erreur se traduit dans la rotation de la broche porte-pièce par une erreur  $\frac{e}{h}$ ,  $h$  étant le rapport des vitesses de rotation de l'organe considéré et de la broche porte pièce.

### 3.1.3 Défaut d'entraxe:

l'entraxe est un paramètre particulièrement important. Il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie de contact (localisation des points de contact) .

### 3.1.4 Défaut de déviation et d'inclinaison (défauts d'alignement):

Caractérisée par deux angles appelés: angle d'inclinaison et angle de déviation. L'angle d'inclinaison est associé à une rotation dans le plan des axes et l'angle de déviation conduit à une délocalisation latérale des portées de denture .



**Figure N ° 43 : Définition des défauts d'inclinaison et de déviation selon la norme ISO**

**1328**

### Section 4<sup>6</sup>: les techniques de finition des dentures

Tout d'abord, il faut distinguer les techniques de finition avant traitement thermique (rasage) et les techniques de finition après traitement thermique (rectification, rodage, skiving, etc.). L'industrie automobile française utilise quasiment exclusivement la technique de shaving, sauf lorsque les déformations ne sont pas suffisamment maîtrisées. Dans ce cas, ils utilisent la rectification par meule-mère comme l'industrie allemande.

#### 4.1 Le rasage ou (shaving) :

La shaving est une méthode d'usinage par enlèvement de copeaux sur les flancs de dents des engrenages (surépaisseur de 0.03 à 0.05 mm – figure 40). C'est une technique d'usinage par copeau 'gratté' qui s'apparente au travail de l'alésoir monobloc. Il permet d'améliorer la forme et l'état de surface, ainsi que d'atténuer le battement et l'erreur de division (définition voir .Au cours de l'usinage, la pièce est entraînée par le couteau sans synchronisation par la machine. Le couteau et la pièce ont un angle d'hélice, et forment un engrenage à axes croisés

Le rasage est basé sur une propriété de ce type d'engrenage : le glissement longitudinal. Il faut déplacer le point de croisement des axes par un mouvement longitudinal ou transversal de la pièce par rapport au couteau sur toute la largeur de la denture ou bien corriger l'outil afin d'obtenir une épaisseur uniforme de la dent..

<sup>6</sup>Joël RECH , contribution a la compréhension des modes d'actions tribologiques et thermiques des revêtements en usinage : application au cas du taillage de dentures a la fraise-mère a grande vitesse , 276 feuilles , thèse de doctorat , spécialité procédés et fabrication à l'école national supérieur d'art et métiers , Paris , soutenue le 19 décembre 2002 , PP 23-26 .

## Chapitre II: Taillage des engrenages

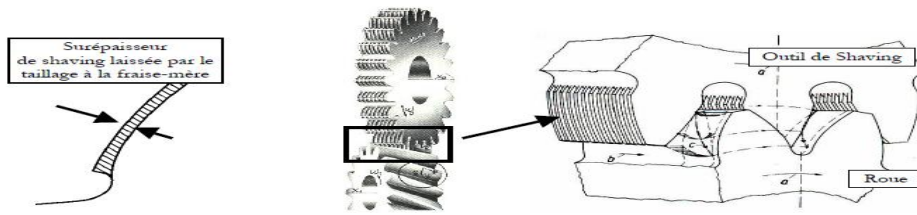


Figure N° 44 : Principe d'une opération de shaving (source [Henr\_83]).

### 4.2 La rectification :

C'est une opération de finition des dentures qui s'effectue après traitement thermique et qui permet de rattraper les déformations dues au traitement thermique. La rectification permet d'appliquer les corrections de denture demandées au plan. La surépaisseur enlevée est très supérieure à la surépaisseur enlevée en shaving : environ 0.1 mm par flanc, ce qui autorise de récupérer des déformations importantes. Par voie de conséquence, il est nécessaire d'appliquer des profondeurs supérieures de traitement thermique.

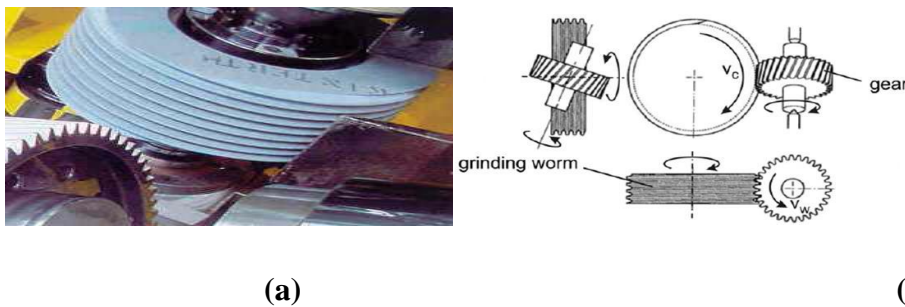


Figure N°45:(a) Rectification par meule mère. L'outil est en bleu et la denture à rectifier en grise ; (b) cinématique de l'opération

Plusieurs procédés existent :

- Par meule-mère, principe identique au taillage par fraise-mère, l'outil est une meule de grand diamètre. C'est le procédé le plus courant et le plus productif ;
- Par meule-assiette, le travail est effectué flanc par flanc, comme en taillage par crémaillère. Cette technique est réservée à la rectification de dentures de très petites séries dans des géométries spéciales
- Par meule-module, principe identique au fraisage à la fraise-module. Cette technique a retrouvé de l'intérêt en production de moyenne série depuis l'apparition de meules c-BN à liant métallique qui suppriment le dressage des meules et accroissent, la qualité des surfaces obtenues.



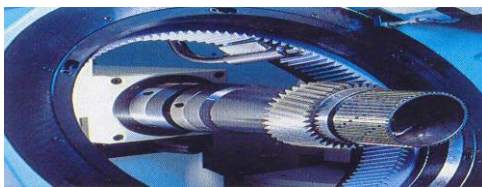
## Chapitre II: Taillage des engrenages

La technique de rectification par meule-mère est de loin la technique la plus répandue. Ses limites techniques sont liées à l'utilisation d'outils de grands diamètres pour obtenir les vitesses de coupe suffisantes.

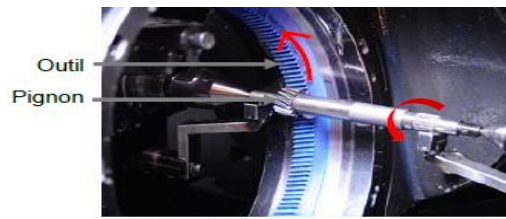
Il faut donc de l'espace autour de la denture à rectifier. Le principal inconvénient de la rectification est son investissement initial, son entretien, ainsi que son prix de revient très élevé.

### 4.3 Le rodage ou honing

C'est une opération de finition après traitement thermique. La qualité obtenue est intermédiaire entre le rasage et la rectification. L'outil comporte une denture intérieure qui engrène à axes croisés avec le pignon à usiner (figure 42 ). Comme pour le rasage, la surépaisseur est faible, de l'ordre de 0.02 à 0.04 mm. Il n'est donc pas possible de rattraper des défauts trop importants. Ce procédé peut s'utiliser seul, en alternative à la rectification, ou en complément de celle-ci pour améliorer les défauts de surface, nuisibles à l'acoustique.



(a)



(b)

**Figure N° 46 : (a) principe du rodage de dentures (source Pfauter) , (b) Rodage d'un pignon (source Raunaq) .**

### 4.4 le taillage dur ou skiving :

Les techniques de skiving sont au nombre de deux. Elles sont une émanation directe des procédés de taillage par fraise-mère et par outil-pignon. L'idée de ces techniques est de générer des dentures en laissant une surépaisseur de 0.2 à 0.3 mm à l'issue de la phase d'ébauche.

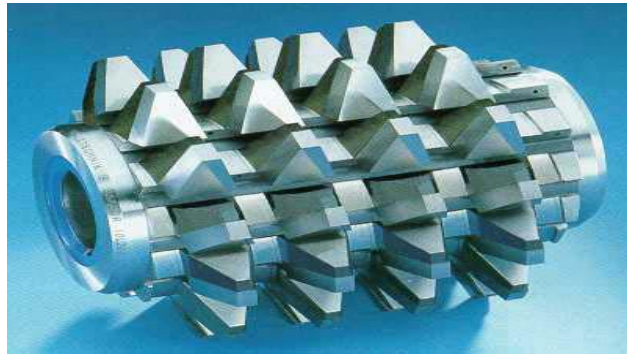
Le skiving 'fraise-mère' utilise des fraises-mères en carbure brasé avec une coupe très négative permettant d'accepter des efforts et des pressions locales de coupe très importants. Cette technique reste encore marginale car elle ne permet pas d'obtenir les qualités de surfaces compatibles avec les critères acoustiques spécifiés, même si la macro géométrie est de classe 6. Cette technique peut être mise en œuvre pour des opérations de taillage grossier dans des sociétés qui ne veulent pas investir dans une rectifieuse, mais qui possède déjà une tailleuse performante (haute rigidité, absence de jeux, etc.). Ce procédé pourrait cependant se

## Chapitre II: Taillage des engrenages

---

développer dans la perspective de la suppression des lubrifiants sur les lignes de production de pignons (taxation des produits pétroliers), car, en association avec le rodage à sec, il permet de concilier une bonne macro et micro-géométrie.

Le skiving 'outil-pignon' présente une particularité par rapport au taillage par outil-pignon. En effet, l'outil ne possède pas de mouvement alterné et il engrène à axe croisé avec la denture à tailler. Cela provoque un glissement latéral important qui génère les copeaux.



**Figure N° 47 : Fraise-mère de skiving (source Saazor)**

### Conclusion

Des procédés très différents (fraise-module, forgeage, frittage ...) permettent de façonner des dentures d'engrenages sans génération, c'est-à-dire sans utiliser un usinage reprenant les mouvements d'engrènement entre un outil raise-mère est , le procédé le plus utilisé pour la fabrication ,Une opération de finition des dents peut compléter le travail des procédés avec ou sans génération en fonction du besoin et de l'utilisation

# **CHAPITRE III : LE DIMENSIONNEMENT**

# Chapitre III : le dimensionnement

## Introduction :

Après avoir définie les engrenages et avoir Les stratégies d’industrialisation des ces dentures dans les chapitres précédent, nous allons procéder durant ce chapitre à l’étude statique de la structure et le dimensionnement de ses éléments.

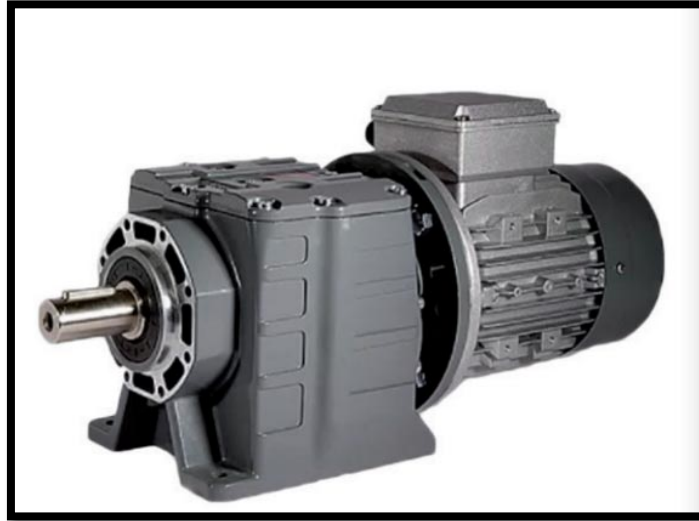


Figure N° 48 : motoréducteur coaxial entouré un convoyeur

## Section 1 : Calcul cinématique et énergétique

### 1.1.1 Schémas cinématique de réducteur:

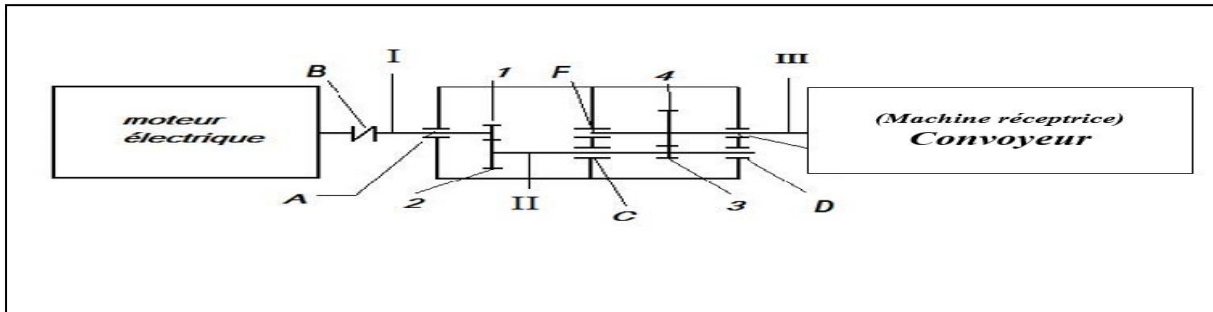


Figure N° 49 : schéma cinématique d’un réducteur coaxial à deux étages utilisant des Roues dentées cylindrique hélicoïdale

### 1.1.2 Principe de fonctionnement de réducteur :

Dans ce schéma, les arbres sont notés I, II et III (de l’entrée vers la sortie), les roues dentées sont notées 1,2,3 et 4, les paliers sont respectivement A pour l’arbre I d’entrée, D et C pour l’arbre II, F, E pour l’arbre III de sortie, B est l’accouplement

## Chapitre III : le dimensionnement

Un moteur électrique entraîne l'arbre « I » en rotation à l'extrémité duquel est fixée une roue dentée « 1 » (pignon d'attaque), Le pignon « 1 » transmet son mouvement à une roue « 2 »

Le pignon « 3 » et la roue « 2 » sont liés à un même arbre « II ».

Le pignon « 3 » transmet son mouvement à la roue « 4 », La roue « 4 » est lié à l'arbre de sortie du réducteur. Ce dernier entraîne en rotation une machine réceptrice (convoyeur).

### 1.1.3 Définition du cahier des charges <sup>1</sup>:

Le cahier des charges d'un réducteur doit être établi avec précision, le matériau, moteur électrique, le rapport de transmission apparaît soit cinématiquement avec la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie, soit statiquement avec le couple d'entrée et le couple de sortie. ;;

- Le matériau choisi est le **14NiCrMo13-4c** c'est un alliage nickel-chrome-molybdène qui a une limite d'élasticité de **785.6 MPa** et une résistance limite à la fatigue au pied de la dent supérieure à **520 Mpa**.
- Un moteur électrique a une puissance de moteur  $P_I = 1.5\text{kw}$ , et une vitesse de rotation de rotation  $N_m = 1500 \text{ tr/min}$
- L'angle d'hélice  $\beta = 10^\circ$
- La vitesse de rotation de l'arbre de sortie de réducteur  $n$  qui est égale la vitesse de la machine réceptrice (convoyeur)  $n_{IIII} = 320 \text{ tr/ min}$
- Puissance de la machine réceptrice (convoyeur)  $P = 1.5\text{kw}$

### 1.1.4 Position du problème :

Le problème a pour le but de l'étude d'un réducteur de vitesse à deux trains d'engrenage (pignon-roue) d'un couple d'engrenage hélicoïdale .

Pour cela nous nous appuyerons sur les données du cahier de charge ci-dessus.

Donc le sujet comporte :

- ❖ Une étude cinématique et dynamique du réducteur.
- ❖ Vérification générale des différents éléments (clavette, arbres pignons...).
- ❖ Conception des organes principales du réducteurs.

<sup>1</sup> Document fourni par l'entreprise ( cahier des charges )

## Chapitre III : le dimensionnement

### 1.2 Calcul cinématique et énergétique :

- Moteur électrique :

$$P_m = \frac{P_{III}}{n_{tot}} \quad (1.1)$$

$n_{tot}$ : Rendement total de moteur qui est donné suivant le type de transmission.

**Dans le tableau N° 5** : on donne l'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottement présents dans une transmission mécanique

Couples de frottement	Rendement
Engrenage cylindrique	0.97.....0.99
Paire de roulements	0.99.....0.995
Transmission par courroies trapézoïdales	0.94.....0.97

$$n_{tot} = n_{eng}^n \cdot n_r^m \quad (1.2)$$

n: Nombre de contacts d'engrenage

m: Nombre de roulement

dans notre cas ils existe 2 engrenages et 5 roulements

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

$$P_m = \frac{P_{III}}{n_{tot}} = \frac{1,5}{0,894} = 1,677$$

$$P_m = 1,67 \text{kw}$$

La puissance qui sera utilisée dans les calculs ultérieurs  $P_m$  sera celle déterminée conformément à la relation (1.1), et la vitesse de rotation sera une des valeurs de marche en charge,  $n_j$  prise des tableaux de l'annexe 1.

Le moteur opté est 90Lb qu'à des caractéristiques suivantes :

$$P_m = 1,5 \text{kw}$$

$$n_j = 1410 \text{ tr/min}$$

#### 1.2.1 Calcul cinématique

##### 1.2.1.1 Détermination des rapports de transmission

Le rapport de transmission total de la transmission mécanique est :

$$i_{tot} = i_{RT} = \frac{n_{entré}}{n_{sortie}} \quad (1.3)$$

## Chapitre III : le dimensionnement

$$i_{RT} = \frac{1410}{290} = 4,86$$

Les valeurs nominales des rapports de transmission standardisées (voir les tableaux II.2)

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	2.5	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		7.10

**Tableau N°6: Rapports de transmission nominale**

**Notation :** on préfère la première série par rapport à la deuxième pour des raisons de précision, en passant de première série à la deuxième le degré de précision augmente.

Selon les rapports de transmission standardisés nominaux on prend une valeur  $i_{red} = 5$

### 1.2.1.2 Calcul de la vitesse de rotation des arbres

$$n_m = n_I = 1410 \text{ tr/min}$$

**Calcul de vitesse de rotation  $n_{II}$  :**

Cette vitesse peut être calculée selon la distribution de rapport de transmission du réducteur entre le train rapide et le train lent .

$$i_{red} = i_{len} \cdot i_{rap} \quad (1.4)$$

$$i_{rap} = \frac{i_{red}}{i_{len}} \text{ avec } i_{len} = 0.95\sqrt{i_{red}} \quad (1.5)$$

$$i_{len} = 0.95\sqrt{3.15} = 2,1 \text{ En prend la valeur normalisée } i_{len} = 2 \text{ (voir tableau II.2)}$$

$$i_{rap} = \frac{5}{2,1} = 2,38 \text{ En prend la Valeur normalisée } i_{rap} = 2,5 \text{ (voir tableau II.2)}$$

$$i = \frac{n_{entré}}{n_{sortie}} \quad (1.6)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{rap}} = \frac{1410}{2,5} = 705 \text{ tr/min}$$

$$n_{II} = 705 \text{ tr/min}$$

$$n_{III} = \frac{n_I}{i_{rep}} = \frac{n_M}{i_{RT}} = \frac{1410}{4,86} = 290 \text{ tr/min}$$

## Chapitre III : le dimensionnement

$i_{red}$ : Rapport de transmission de réducteur

$i_{rap}$ : Rapport de transmission de train rapide

$i_{len}$ : Rapport de transmission de train lent

### 1.2.2 Calcul énergétique :

#### 1.2.2.1 calcul des puissances transmises par les arbres

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

**Arbre d'entrée :**

$$P_I = P_m = 1,5 \text{ kw puissance moteur}$$

**Arbre intermédiaire :**

$$P_{II} = P_m \cdot \eta$$

$$P_{II} = P_I \cdot n_r^3 \cdot n_{eng} = 1,41 \text{ kw}$$

**Arbre de sortie :**

$$P_{III} = P_m \cdot n_r^5 \cdot n_{eng}^2 = 1,34 \text{ kw}$$

#### 1.2.2.2 calcul des moments transmis par les arbres :

$$M_t = \frac{p}{\omega} (1.7)$$

avec  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$  (rad/sec)

$$M_{tI} = \frac{p_I}{\omega_I} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{147,58} = 10,16 \text{ Nm}; \omega_I = \frac{2\pi n_I}{60} = 147,58 \text{ tr/min}$$

$$M_{tII} = \frac{p_{II}}{\omega_{II}} = \frac{1,41 \cdot 10^3}{73,97} = 19,06 \text{ Nm}; \omega_{II} = \frac{2\pi n_{II}}{60} = 73,97 \text{ tr/min}$$

$$M_{tIII} = \frac{p_{III}}{\omega_{III}} = \frac{1,34 \cdot 10^3}{30,35} = 44,15 \text{ Nm}; \omega_{III} = \frac{2\pi n_{III}}{60} = 30,35 \text{ tr/min}$$

## Section 2 : Dimensionnement préliminaire des arbres et dimensionnement préliminaire des engrenages

### 2.1 Dimensionnement préliminaire des arbres

La relation de dimensionnement préliminaire est :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\tau_{at} \cdot \pi}} (2.1)$$

$\tau_{at}$ : Valeurs admissibles (usuellement  $\tau_{at} = 10 \div 12 \text{ N/mm}^2$ )

En prend  $12 \text{ N/mm}^2$



## Chapitre III : le dimensionnement

---

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{16M_{tI}}{\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 10.16 * 10^3}{12\pi}} = 16.28 \text{ mm}$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16M_{tII}}{\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 19.6 * 10^3}{12\pi}} = 20.26 \text{ mm}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{16M_{tIII}}{\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 44.15 * 10^3}{12\pi}} = 26.56 \text{ mm}$$

Annexe 2 nous permet de fixer les diamètres obtenus (v.2.1) relativement a la norme :

$$d_I = 18 \text{ mm} ; d_{II} = 22 \text{ mm} ; d_{III} = 28 \text{ mm}$$

### 2.2 Dimensionnement préliminaire des engrenages :

#### 2.2.1 Choix des matériaux pour les roues dentées :

Notre choix est fait de manière à avoir une des roues avec un cœur résilient pour absorber les chocs et surface dure pour parer à l'usure, donc on prend l'acier (14 NiCrMo 13-4).

L'Annexe 6 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.

#### 2.2.2 le dimensionnement

Lors du dimensionnement préliminaire d'un engrenage cylindrique à denture hélicoïdale,

on détermine l'entraxe  $a$ , le module normal  $m_n$ , l'angle d'hélice de la denture  $\beta$ ,

les nombres de dents des deux roues et les déports des dentures des roues dans le cas des roues à denture corrigée.

Les étapes du calcul sont:

## Chapitre III : le dimensionnement

### 2.2.2.1 Détermination de l'entraxe $a$ :

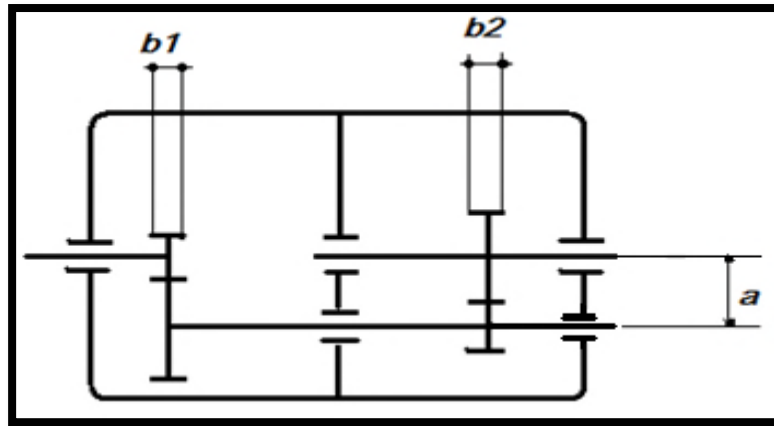


Figure N° 50 : Entraxe de train d'engrenage

$$a = a_{len} = a_{rap} = (i_{rap} + 1)^3 \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} M_{tpignon}}{2i_{rap} \Psi \alpha} \left( \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} K_{HN} Z_R Z_W} \right)} \quad (2.2)$$

Où:

$K_A$ : Facteur d'application (d'utilisation). Il dépend de la nature du moteur et du récepteur.

$K_A = 1$  Pour les réducteurs d'utilisation générale.

$K_V$ : Facteur dynamique intérieur. On prend  $K_V = 1.1$  pour le dimensionnement préliminaire.

$K_{H\beta}$ : Facteur de la répartition longitudinale de la charge (dans le cas de la sollicitation hertzienne de contact du Flanc). Pour le dimensionnement préliminaire on prend

$K_{H\beta} = 1.15$ .

$K_{HN}$ : 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.

$Z_M$ : Facteur de matériau, pour des engrenages composés des roues en acier

$Z_M = 271 \text{ N/mm}^2$ .

$Z_H$ : Le facteur géométrique. Pour un dimensionnement préliminaire  $Z_H = 1.77$ .

$Z_\epsilon$ : Facteur de la longueur de contact. Pour le pré-dimensionnement  $Z_\epsilon = 1$ .

$Z_R$ : 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  $Z_W = 1$ .

$\sigma_{Hlim}$ : Effort unitaire limite à la sollicitation hertzienne (voir le tableau 4.1).

$S_H$ : Facteur de sûreté par rapport à la sollicitation hertzienne. Pour le dimensionnement préliminaire  $S_H = 1.25$ .

## Chapitre III : le dimensionnement

---

$\Psi_\alpha$ : Coefficient de largeur défini par  $\Psi_\alpha = \frac{b}{a} = 0.3$ : où  $b$  est la largeur de la roue dentée. Il est choisi dans l'annexe 3.

$M_{tpignon}$ : Moment de torsion à l'arbre du pignon.  $M_{tpignon} = M_{tl}$

La valeur de la distance entre les axes donnée par la relation (3.1) est normalisée.

L'annexe 4 est un extrait de la norme.

**AN :**

$$a = (2.5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1 * 1.1 * 1.15 * 10.16 * 10^3}{2 * 2.5 * 0.3} \left( \frac{271 * 1.77 * 1}{\frac{1606.5}{1.25} * 1 * 1 * 1} \right)^2}$$

$a = 37.12 \text{ mm}$

On prend  $a = 40$  Valeur normalisée admise.

### 2.2.2.2 Détermination de module normal des roues dentées $m_n$ :

La valeur minimale nécessaire du module normal de la denture des roues découle de la condition de résistance à la fatigue au pied de la dent. On utilise la relation suivante:

$$m_n \geq \frac{M_{tpignon}(1+i)K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta}{\Psi_\alpha a^2 \frac{\sigma_{Hlim}}{S_F} K_{FN} Y_S Y_{Fx}} \quad (2.3)$$

$K_{F\alpha}$ : Facteur de répartition frontale de la charge. Sa valeur préliminaire est  $K_{F\alpha} = 1$ .

$K_{F\beta}$ : Facteur de répartition longitudinale de la charge pour la sollicitation au pied de la dent.

$K_{F\beta} = 1.15$  Pour le dimensionnement préliminaire.

$Y_F$ : Facteur de forme. On prend  $Y_F = 2.25$ , pour le dimensionnement préliminaire.

$Y_\beta$ : Facteur de l'angle d'hélice.  $Y_\beta = 1$  Pour le dimensionnement préliminaire.

$a$ : Entraxe des roues. On utilise la valeur normalisée choisie.

$\sigma_{flim}$ : Effort unitaire limite (tension) pour la sollicitation à la fatigue au pied de la dent, (Annexe 6).

$S_F$ : Facteur de sûreté pour la sollicitation au pied de la dent. Pour le pré-dimensionnement on utilise la valeur  $S_F = 1.5$ .

$K_{FN}$ : Facteur du nombre de cycles de sollicitation au pied de la dent.  $K_{FN} = 1$  Pour une durée illimitée de fonctionnement des engrenages.

## Chapitre III : le dimensionnement

$Y_S$ : Facteur de concentration des contraintes.  $Y_S = 1$  Pour le dimensionnement

Préliminaire.

$Y_{Fx}$ : Facteur dimensionnel. Sa valeur préliminaire est  $Y_{Fx} = 1$ .

Les valeurs des autres facteurs ( $\Psi_\alpha, K_A, K_V$ ), seront les mêmes que celles utilisées au point précédent (point a).

**AN:**

$$m_n = \frac{10.61 \cdot 10^3 \cdot (1+2.5) \cdot 1 \cdot 1.1 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 2.25 \cdot 1}{0.3 \cdot 40^2 \cdot \frac{460}{1.5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1} = 0.78 < 1 \text{ mm}$$

On rend  $m_n = 1 \text{ mm}$

### 2.2.2.3 établissement de l'angle d'hélice $\beta$ :

On recommande le choix d'une valeur de l'angle d'hélice  $\beta$  (exprimée en degrés) comprise dans l'intervalle. Pour réduire le nombre de manipulations lors de l'usinage de ces engrenages, on recommande l'utilisation des valeurs suivantes:  $[8^\circ; 20^\circ]$

- pour des roues dentées exécutées en aciers améliorés ou en aciers normalisés (ayant la dureté Brinell du flanc  $< 3500 \text{ N/mm}^2$ ).  $\beta = 15^\circ$  ( $12^\circ$ )

-  $\beta = 10^\circ$  pour des roues dentées exécutées en aciers durcis superficiellement (HB flanc  $\geq 3500 \text{ N/mm}^2$ ).

Dans notre cas on prend  $\beta = 10^\circ$  de fait que l'acier (**14NiCrMo13-4**) est un acier durci superficiellement (HB flanc  $> 3500 \text{ N/mm}^2$ )

### 2.2.2.4 Etablissement du nombre de dents du pignon $Z_1$ et on déduit celle de la roue $Z_2$

$$Z_{max} = \frac{2a \cos \beta}{m_n(1+i)} \quad (2.4)$$

$$Z_{1max} = \frac{2a \cos \beta}{m_n(1+i_{rap})}$$

AN :  $Z_{1max} = 22$  dents

#### • Condition de choix de nombre de dents :

-  $Z_1$  doit être un nombre entier inférieur à  $Z_{1max}$  calculé avec la relation (2.4).

-  $Z_1 \geq 14$  si cette condition n'est pas satisfaite, on augmente l'entraxe à la valeur normalisée Immédiatement supérieure à celle choisie précédemment et on recalcule  $m_n$  et  $Z_{1max}$

-si  $Z_1 \in [14; 17]$ ; On choisit un déport positif de la denture pour éviter l'interférence de taillage.

-si le nombre de dents du pignon  $Z_{1max}$  calculé est grand ( $Z_1 \geq 24 \dots, 50(80)$ ), on utilise un nombre de dents  $Z_1$  plus petit afin d'avoir une précision d'exécution:

## Chapitre III : le dimensionnement

$Z_1 \approx Z_{1\max}$  Si  $Z_1 \leq 25$

On choisit  $Z_1 = 15$  pour éviter l'interférence de sous taillage des dents.

- **choix final de module normal :**

$$m_n = \frac{2a \cos \beta}{Z_1(1+i_{rap})} = 1,5 \text{ On prend } m_n = 1.5 \text{ mm (Annexe 5).}$$

On déduit  $Z_2 = Z_1 * i_{rap} = 37$  dents

**2.2.2.5 Etablissement du nombre de dents du pignon  $z_3$  et on déduit celle de la roue  $z_4$  :**

$$Z_3 = \frac{2a \cos \beta}{m_n(1+i_{len})}$$

**Notation :** On prend le même module pour le train lent  $m_n = 1.5 \text{ mm}$

$$Z_3 = \frac{2 * 40 \cos 10}{1,5(1+2)} = 17,5$$

On prend  $Z_3 = 17$  dents

On déduit :  $Z_4 = Z_3 * i_{len}$

AN :  $Z_4 = 35$  dents

**2.2.2.6 calcul du rapport de transmission effectif de l'engrenage :**

$$i_{eff} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} \quad (2.6)$$

$$AN = i_{eff} = 5,05$$

La vérification du rapport de transmission effectif du réducteur  $i_{red}$  s'impose :

$$\Delta_i = \frac{i_{eff} - i_{RT}}{i_{RT}} \quad (2.7)$$

$$\frac{5.07 - 5}{5} * 100 = 1.4 \% < 3\% \text{ (Condition vérifiée)}$$

**2.2.2.7 calcul du déport de la denture :**

Pour déterminer les valeurs des coefficients de déport du profil des deux roues, on doit parcourir les étapes suivantes:

1. on calcule la distance de référence entre les axes:

$$a_0 = a_{0II} = a_{0I} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} \quad (2.8)$$

## Chapitre III : le dimensionnement

---

AN:  $a_0 = 39.6 \text{ mm}$

$a_0$  Doit satisfaire à la condition suivante:

$a_0 = a_{NORME}$  Choisi pour avoir un déport positif de la denture.

$a_0 = 39.6 < a_{NORME} = 40 \text{ mm}$  (La condition est vérifiée).

2. on calcule l'angle de pression apparente (sur le cylindre primitif)  $\alpha_t$

$$a_t = \arctg\left(\frac{tg(a_n)}{\cos\beta}\right)$$

(2.9)

AN :  $a_t = 20.28^\circ$

Où  $a_n$  est l'angle de pression sur le cylindre primitif sur le plan normal.

( $a_n = a_0 = 20^\circ$  -Angle du profil de référence).

3. on calcule l'angle de pression de fonctionnement  $a_{wt}$  (angle de pression sur le cylindre de roulement en plan frontal):

$$a_{wt} = \arccos\left(\frac{a_0}{a_{NORME}}\right) \cdot \cos\alpha_t \quad (2.10)$$

AN :  $a_{wt} = 21.77^\circ$

on calcule la somme des déports des deux roues de train rapide:

$$x_s = x_{pignon} + x_{roue} = (Z_{pignon} + Z_{roue}) \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2tg\alpha_n}$$

$$x_{srap} = x_1 + x_2 = (Z_1 + Z_2) \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2tg\alpha_n}$$

$$\text{inv}\alpha = tga - \frac{\pi}{180} a^\circ$$

AN  $\text{inv}\alpha_{wt} = tg 21.77^\circ - \frac{\pi}{180} * 21.77^\circ = 0.192$

$\text{inv}\alpha_t = tg 20.28^\circ - \frac{\pi}{180} * 20.28^\circ = 0.0155$

$x_{s.rap} = x_1 + x_2 = (15+37) \frac{0.019-0.0155}{0.739} = 0.264$

## Chapitre III : le dimensionnement

La répartition des déports du profil sur les deux roues est faite à l'aide du diagramme de figure (II.3). La procédure est la suivante : on porte en ordonné  $\frac{x_{s.rap}}{2}$  et en abscisse  $\frac{Z_1+Z_2}{2}$ . Le point obtenu se situe généralement entre deux lignes  $R_i$  et  $R_{i+1}$

Le prolongement des lignes  $R_i$  et  $R_{i+1}$  permet d'obtenir l'origine O du diagramme. En joignant l'origine O et le point considéré, on obtient une droite sur laquelle l'abscisse  $Z_1$  fixe le déport  $x_1$

On calcule en suite avec la relation :

$$x_2 = x_s - x_1 = (x_1 + x_2) - x_1$$

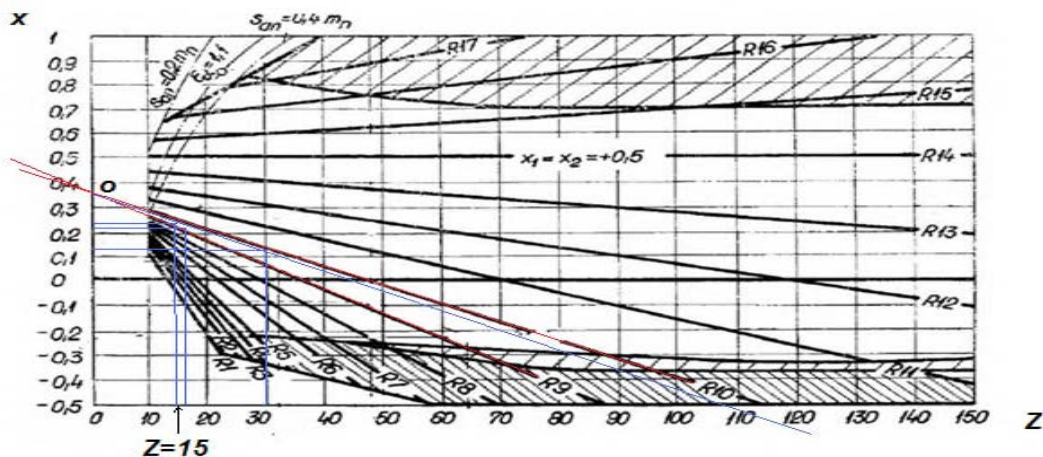
A l'aide de diagramme on trouve :  $x_1 = 0.23$  et  $x_2 = 0.264 - 0.23 = 0.035$

-on calcule aussi la somme des déports des dentures de train lent de même manière :

$$x_{s.len} = x_3 + x_4 = (Z_3 + Z_4) \frac{inv\alpha_{wt} - inv\alpha_t}{2tg\alpha_n}$$

AN :  $x_{s.len} = x_3 + x_4 = (17 + 35) \frac{0.019 - 0.0155}{0.739} = 0.264$

A l'aide de diagramme on trouve  $x_3 = 0.215$  ;  $x_4 = 0.992 - 0.495 = 0.497$



**Figure N° 51 : Répartition de la somme des déplacements spécifique du pignon et de la roue**

# Chapitre III : le dimensionnement

## section 3 : Eléments géométriques des roues dentée

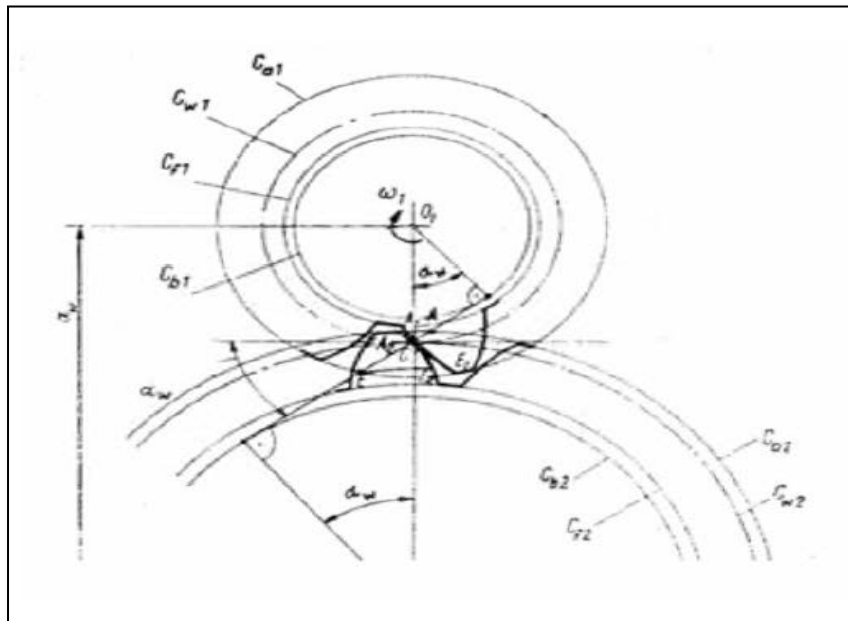


Figure N° 52 : Eléments géométriques des roues dentées cylindriques à denture hélicoïdale

### 3.1 calcul des éléments géométriques des roues de train rapide :

- nombre de dents  $Z_1= 15$  dent et  $Z_2=37$ dent
- l'angle d'hélice primitive :  $\beta= 10^\circ$
- l'angle de pression de référence :  $\alpha_n= 20^\circ$
- l'angle de pression apparent :  $\alpha_t= 20.28^\circ$
- l'angle de pression de fonctionnement :  $\alpha_{wt} = 21.77^\circ$
- le module normal :  $m_n = 1.5$  mm

➤ le pas normal :  $p_n = \pi m_n$  (3.1)

$$p_n = 3.14 * 1.5 = 4.17 \text{ mm}$$

➤ le module apparent :  $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$  (3.2)

$$m_t = \frac{1.5}{\cos 10} = 1.52 \text{ mm}$$

➤ le pas apparent  $p_t = \pi m_t$  (3.3)

$$p_t = 3.14 * 1.52 = 4.78 \text{ mm}$$

le coefficient de déport  $x_1 = 0.23$  ;  $x_2 = 0.035$



## Chapitre III : le dimensionnement

---

➤ la hauteur de la tête de la dent ou saillie:

$$h_{a1(2)} = m_n(h_{0a}^* + x_{1(2)}) = m_n(1 + x_{1(2)}) \quad (3.4)$$

$$h_{a1} = m_n(h_{0a}^* + x_1) = 1.5(1 + 0.23) = 1.845 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = m_n(h_{0a}^* + x_2) = 1.5(1 + 0.035) = 1.552 \text{ mm}$$

Où  $h_{0a}^* = 1$  coefficient de la hauteur de la tête de référence.

la hauteur du pied de la dent:

$$h_{fj} = m_n(h_{0a}^* + x_j) \quad (3.5)$$

$$h_{f(1,2)} = m_n(h_{0a}^* + x_{(1,2)})$$

Où  $h_{0f}^* = 1.25$  = coefficient de la hauteur du pied de référence

$$h_{f1} = m_n(h_{0a}^* + x_1) = 1.5(1.25 - 0.23) = 1.53 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = m_n(h_{0a}^* + x_2) = 1.5(1.25 - 0.035) = 1.447 \text{ mm}$$

➤ le diamètre primitif:  $d_j = m_t z_j = \frac{m_n z_j}{\cos \beta} \quad (3.6)$

$$d_{1(2)} = m_t z_{1(2)} = \frac{m_n z_{1(2)}}{\cos \beta}$$

$$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{1.5 * 15}{\cos 10^\circ} = 22.84 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{1.5 * 37}{\cos 10^\circ} = 56.35 \text{ mm}$$

➤ le diamètre du cercle de tête:

$$➤ d_{\alpha j} = d_j + 2h_{\alpha j} \quad (3.7)$$

$$d_{\alpha 1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{\alpha 1(2)}$$

$$d_{\alpha 1} = d_1 + 2h_{\alpha 1} = 22.84 + 2 * 1.845 = 26.53 \text{ mm}$$

$$d_{\alpha 2} = d_2 + 2h_{\alpha 2} = 56.35 + 2 * 1.552 = 59.34 \text{ mm}$$

➤ le diamètre du cercle de pied:  $d_{fj} = d_j - 2h_{fj} \quad (3.8)$

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 22.84 - 2 * 1.53 = 19.78 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 56.35 - 2 * 1.447 = 53.34 \text{ mm}$$

➤ le diamètre du cercle de base:  $d_{bj} = d_j * \cos \alpha \quad (3.9)$

$$d_{b1(2)} = d_{1(2)} * \cos \alpha$$

$$d_{b1} = d_1 * \cos \alpha = 22.84 * \cos 20.28^\circ = 21.38 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 * \cos \alpha = 56.35 * \cos 20.28^\circ = 52.75 \text{ mm}$$

## Chapitre III : le dimensionnement

➤ le diamètre de roulement:  $d_{wj} = d_j \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$  (3.10)

$$d_{w1(2)} = d_{1(2)} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

$$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 22.80 * \frac{\cos 20.28}{\cos 23.55} = 23.02 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = d_2 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 56.24 * \frac{\cos 20.28}{\cos 23.55} = 56.80 \text{ mm}$$

➤ la largeur de la denture de la roue:  $b = a * \Psi_a$  (II. 29)

$$b_2 = 40 * 0.3 = 12 \text{ mm}$$

➤ le diamètre primitif de la roue virtuelle :  $d_{nj} = \frac{\cos d_j}{\cos^2 \beta}$  (3.11)

$$d_{n1(2)} = \frac{\cos d_{1(2)}}{\cos^2 \beta}$$

$$d_{n1} = \frac{\cos d_1}{\cos^2 \beta} = \frac{22.80}{\cos^2 10^\circ} = 23.50 \text{ mm}$$

$$d_{n2} = \frac{\cos d_2}{\cos^2 \beta} = \frac{56.24}{\cos^2 10^\circ} = 57.89 \text{ mm}$$

➤ le nombre de dents virtuel :  $Z_{nj} = \frac{Z_j}{\cos^3 \beta}$  (3.12)

$$Z_{n1(2)} = \frac{Z_{1(2)}}{\cos^3 \beta}$$

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos^3 10^\circ} = 16 \text{ dents}$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{37}{\cos^3 10^\circ} = 38 \text{ dents}$$

### 3.2 Calcul des éléments géométriques des roues de train lent :

- nombre de dents  $Z_3 = 17$  dents et  $Z_4 = 35$  dents
- l'angle d'hélice primitive :  $\beta = 10^\circ$
- l'angle de pression de référence :  $\alpha_n = 20^\circ$
- l'angle de pression apparent :  $\alpha_t = 20.28^\circ$
- l'angle de pression de fonctionnement :  $\alpha_{wt} = 21.77^\circ$
- le module normal :  $m_n = 1.5 \text{ mm}$
- le pas normal :  $p_n = 3.14 * 1.5 = 4.71 \text{ mm}$
- le module apparent :  $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{1.5}{\cos 10^\circ} = 1.52 \text{ mm}$

## Chapitre III : le dimensionnement

- le pas primitif apparent :  $p_t = \pi m_t = 3.14 * 1.52 = 4.78$  mm
- les coefficients de déports:  $x_3 = 0.21$  ;  $x_4 = 0.05$
- la hauteur de la tête de la dent (saillie):

$$h_{a3(4)} = m_n (h_{0a}^* + x_{3(4)}) = m_n (1 + x_{3(4)})$$

$$h_{a3} = m_n (h_{0a}^* + x_3) = 1.5 (1 + 0.21) = 1.815 \text{ mm}$$

$$h_{a4} = m_n (h_{0a}^* + x_4) = 1.5 (1 + 0.05) = 1.575 \text{ mm}$$

la hauteur du pied de la dent ou le creux :

$$h_{f(3.4)} = m_n (h_{0a}^* - h_{0f}^*)$$

$$h_{f3} = m_n (h_{0a}^* - x_3) = 1.5 (1.25 - 0.21) = 1.56 \text{ mm}$$

$$h_{f4} = m_n (h_{0a}^* - x_4) = 1.5 (1.25 - 0.05) = 1.80 \text{ mm}$$

Le diamètre primitif:

$$d_{3(4)} = m_t Z_{3(4)} = \frac{m_n Z_{3(4)}}{\cos \beta}$$

$$d_3 = m_t Z_3 = \frac{m_n Z_3}{\cos \beta} = \frac{1.5 * 17}{\cos 10^\circ} = 25.84 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_t Z_4 = \frac{m_n Z_4}{\cos \beta} = \frac{1.5 * 35}{\cos 10^\circ} = 53.2 \text{ mm}$$

le diamètre du cercle de tête:

$$d_{\alpha 3(4)} = d_{3(4)} + 2h_{\alpha 3(4)}$$

$$d_{\alpha 3} = d_3 + 2h_{\alpha 3} = 25.84 + 2 * 1.815 = 29.47 \text{ mm}$$

$$d_{\alpha 4} = d_4 + 2h_{\alpha 4} = 53.2 + 2 * 1.575 = 56.35 \text{ mm}$$

le diamètre du cercle de pied:

$$d_{f 3(4)} = d_{3(4)} - 2h_{f 3(4)}$$

$$d_{f 3} = d_3 - 2h_{f 3} = 25.84 - 2 * 1.56 = 22.72 \text{ mm}$$

$$d_{f 4} = d_4 - 2h_{f 4} = 53.2 - 2 * 1.80 = 49.60 \text{ mm}$$

le diamètre du cercle de base:

$$d_{b 3(4)} = d_{3(4)} * \cos \alpha t$$

$$d_{b 3} = d_3 * \cos \alpha t = 25.84 * \cos 20.28^\circ = 24.23 \text{ mm}$$

$$d_{b 4} = d_4 * \cos \alpha t = 53.2 * \cos 20.28^\circ = 49.90 \text{ mm}$$

## Chapitre III : le dimensionnement

le diamètre primitif de fonctionnement

$$d_{w3(4)} = d_{3(4)} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

$$d_3 = d_3 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 25.84 \frac{\cos 20.28^\circ}{\cos 21.77^\circ} = 26.09 \text{ mm}$$

$$d_4 = d_4 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 53.20 * \frac{\cos 20.28^\circ}{\cos 23.55^\circ} = 53.73 \text{ mm}$$

la largeur de la denture de la roue:

$$b_4 = a * \Psi_a = 40 * 0.3 = 12 \text{ mm}$$

le diamètre primitif de la roue virtuelle :

$$d_{n3(4)} = \frac{\cos d3(4)}{\cos^2 \beta}$$

$$d_{n3} = \frac{\cos d3}{\cos^2 \beta} = \frac{25.84}{\cos^2 10^\circ} = 26.64 \text{ mm}$$

$$d_{n4} = \frac{\cos d4}{\cos^2 \beta} = \frac{53.20}{\cos^2 10^\circ} = 54.85 \text{ mm}$$

le nombre de dents virtuel :  $Z_{n3(4)} = \frac{Z_{3(4)}}{\cos^3 \beta}$

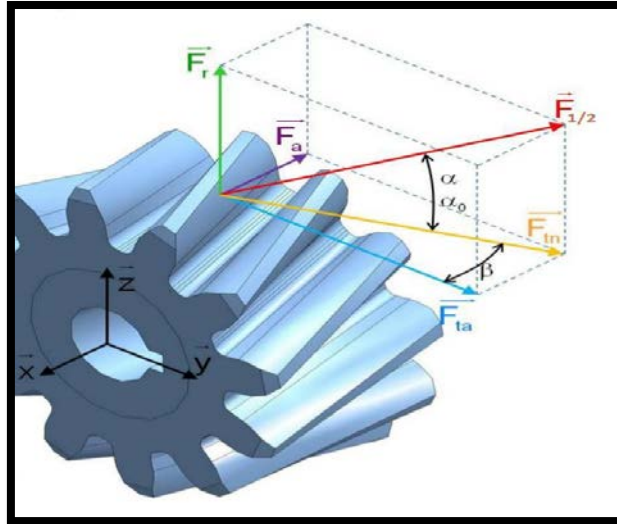
$$Z_{n3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 15^\circ} = 17.79 \text{ dents, on prend } Z_{n3} = 17 \text{ dents}$$

$$Z_{n4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{35}{\cos^3 10^\circ} = 36.6 \text{ dents, on prend } Z_{n3} = 36 \text{ dents}$$

### section 4 : calcul des forces dans les engrenages et dimensionnement des arbres

#### 4.1 Calcul des forces dans les engrenages :

La force normale  $F_n$  peut être décomposée en trois composantes selon trois directions orthogonales: la force tangentielle  $F_t$ , la force radiale  $F_r$  et la force axiale  $F_a$  conformément à la figure II.5. On calcule les trois composantes sur le cercle primitif de la roue.



**Figure N° 53 : Forces dans un engrenage cylindrique hélicoïdal.**

On néglige les pertes de puissance dans les engrenages. Par conséquent, on calcule les forces actionnant le pignon en utilisant le moment de torsion moteur, et les forces qui agissent sur la roue menée sont prises égales en module et de sens contraire (conformément à la condition d'équilibre).

Les relations de calcul des forces dans un engrenage cylindrique hélicoïdal sont:

#### 4.1.1 Calcul des forces tangentielles :

La force tangentielle est une composante tangente au cylindre primitif de fonctionnement :

$$F_{tj} = \frac{2M_{t,arbre}}{d_j} \quad (4.1)$$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_{tI}}{d_1}$$

$$\text{AN : } F_{t1} = F_{t2} = 889.66 \text{ N}$$

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2M_{tII}}{d_3}$$

$$\text{AN : } F_{t3} = F_{t4} = 1475.52 \text{ N}$$

#### 4.1.2 Calcul des forces radiales :

La force radiale est une composante dirigée vers l'intérieur de la roue :

$$F_{rj} = F_{Tj} * \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (4.2)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} * \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = F_{t1} * \text{tg} \alpha$$

$$\text{AN : } F_{r1} = F_{r2} = 328.75 \text{ N}$$

## Chapitre III : le dimensionnement

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} * \frac{tg\alpha t}{\cos\beta} = F_{t3} * tg\alpha t$$

AN :  $F_{r3} = F_{r4} = 545.22 \text{ N}$

### 4.1.3 Calcul des forces axiales :

La force axiale est une composante axiale, parallèle à l'axe de rotation de la roue :

$$F_{aj} = F_{tj} * tg\beta \quad (4.3)$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} * tg\beta$$

AN :  $F_{a1} = F_{a2} = 156.87 \text{ N}$

$$: F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} * tg\beta$$

AN :  $F_{a3} = F_{a4} = 260.17 \text{ N}$

### 4.1.4 Calcul des forces normales :

$$F_{nj} = \sqrt{F_{tj}^2 + F_{aj}^2 + F_{rj}^2} = \frac{F_{tj}}{\cos\alpha n * \cos\beta} \quad (4.4)$$

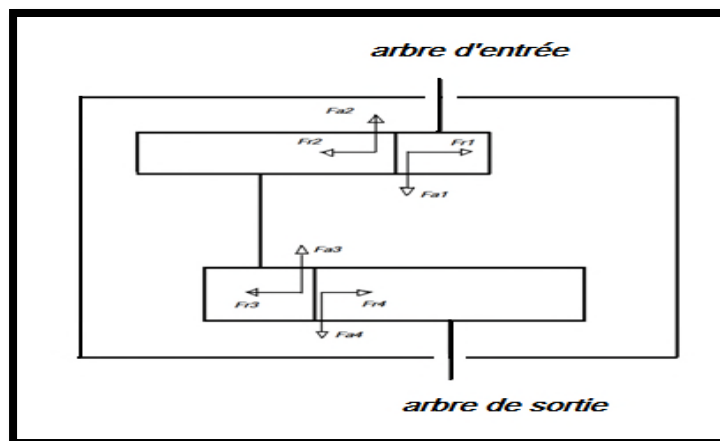
$$F_{n1} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{a1}^2 + F_{r1}^2} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha n * \cos\beta}$$

AN :  $F_{n1} = 961.34 \text{ N}$

$$F_{n2} = 1594.40 \text{ N}$$

Le sens des forces  $F_t$  et  $F_a$  est dépend du sens de rotation de la roue et du sens d'inclinaison des dents

La figure II.6 présente le schéma des forces qui agissent sur les arbres du réducteur de vitesse coaxial à deux étages de réduction (réducteur à roues dentées cylindriques à denture hélicoïdale).



**Figure N 54 : Forces sur les arbres d'un réducteur coaxial à roue hélicoïdales.**

## Chapitre III : le dimensionnement

### 4.2 Dimensionnement des arbres :

#### 4.2.1 Choix des matériaux :

Le dimensionnement des arbres est une des parties les plus importantes, il s'agit de trouver le diamètre minimal que fera l'arbre tout en appliquant l'acier (42CrMo4) qui est un matériau résilient pour sécuriser les éléments favorables contre les chocs de démarrage brusque et les brusques variations des charges...Etc.

#### 4.2.2 Calcul des diamètres des arbres :

Les dimensions des trois arbres doivent être précisées à ce stade. Elles seront toutefois définitivement établies après les étapes de vérification de la résistance .

##### Notation :

Dans cette étape on prise en compte les facteurs intervient lors de fonctionnement et les propriétés de l'acier choisi pour calculer les diamètres minimales admissibles des arbres.

Les trois arbres sont courts et peu chargées, on peut les considères comme étant sollicités uniquementa la torsion : chaque diamètre doit alors satisfaire a la condition suivante :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0.2R_{pg}}}$$

$R_{pg}$  : La résistance pratique est calculée en fonction des particularités de fonctionnement telle que le démarrage brusque au moment de la mise en marche, brusques variations des charges...etc.

##### 4.2.2.1 Arbre d'entrée (I) :

On pourrait adopter une résistance pratique  $R_p = \frac{R_{pe}}{2} = \frac{322.8}{2} = 161.4 \text{ N/mm}^2$  dans lesmême les conditions de sécurité  $R_{pg} = \frac{R_p}{2} = \frac{161.4}{2} = 80.7 \text{ N/mm}^2$  pour tenir de démarrage brusque et l'effort d'inertie correspondant nous prendrons la moitié de cette valeur soit 40.36

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tI}}{0.02R_{pg}}} = \sqrt[3]{\frac{F_{tI} * d_I}{2 * 0.2R_{PG}}}$$

$d_I$ : Diamètre primitif de la roue 1

$F_{tI}$  L'effort tangentiel sur le diamètre primitif de la roue 1

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{889.66 * 22.84}{2 * 0.2 * 40.35}} = 10.79 \text{ mm}$$

## Chapitre III : le dimensionnement

**Notation** : Les roues dentées sont montées sur les arbres avec des clavettes qu'il faut les prendre en considération.

Donc on prend la valeur normalisée  $d_I = 12 \text{ mm}$

### 4.2.2.2 Arbre intermédiaire (II) :

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tII}}{0.2R_{pg}}} = \sqrt[3]{\frac{F_{t2} * d_2}{0.2R_{pg}}}$$

$d_2$ : Diamètre primitif de la roue 2

$F_{t2}$ : L'effort tangentiel sur le diamètre primitif de la roue 2

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{889.66 * 56.35}{2.0.2 * 40.35}} = 14.56 \text{ mm}$$

On prend la valeur normalisée  $d_{II} = 16 \text{ mm}$

### 4.2.2.3 Arbre de sortie (III) :

$$d_{III} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tIII}}{0.2R_{pg}}} = \sqrt[3]{\frac{F_{t3} * d_3}{0.2R_{pg}}}$$
 Avec  $d_3$ : Diamètre primitif de la roue 3

$F_{t3}$  : L'effort tangentiel sur le diamètre primitif de la roue 3

$$d_{III} \geq \sqrt[3]{\frac{1475.52 * 25.84}{2.0.2 *}} = 20.96 \text{ mm}$$

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

### 4.2.3 Tracé du schéma de chargement et appui de chaque arbre :

#### A. arbre d'entrée :

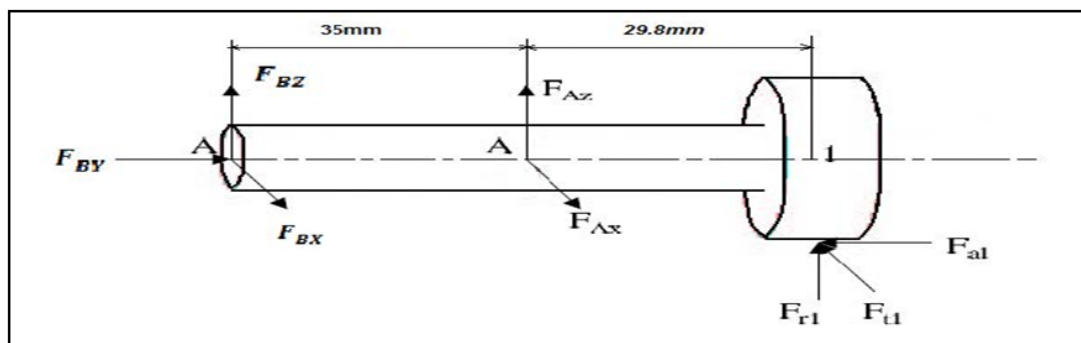


Figure N° 55 : Schéma rendu libre Arbre I



## B. arbre intermédiaire :

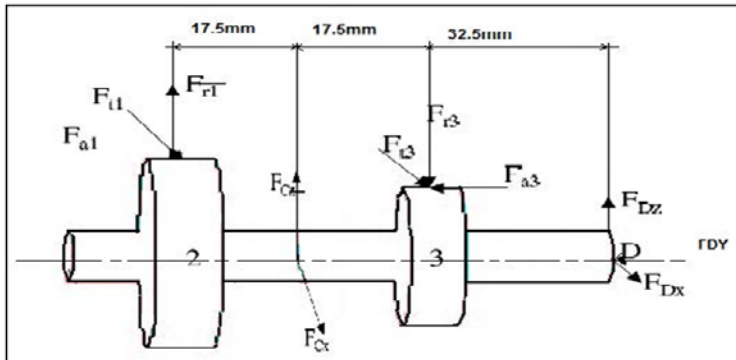


Figure N° 56 : Schéma rendu libre Arbre II

## C. Arbre de sortie :

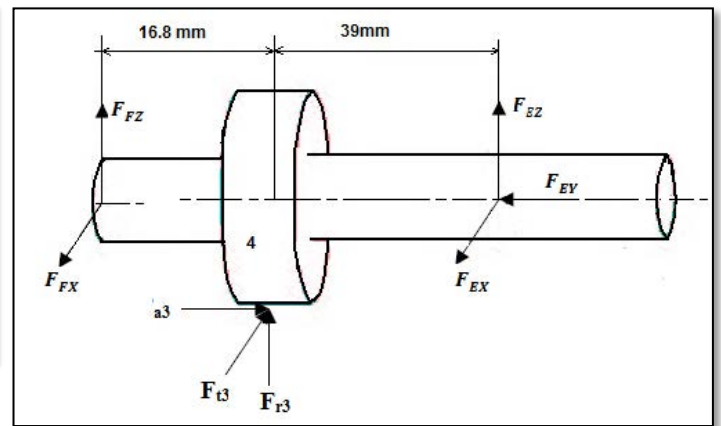


Figure N° 57: Schéma rendu libre Arbre III

## section 5 : Choix et vérification des clavettes

Nous avons effectué une bonne partie du travail en déterminant tous nos diamètres minimaux de nos arbres ainsi que les diamètres de nos engrenages. A présent 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. L'autre solution est l'utilisation de cannelures .

Les clavettes qu'on utilise dans notre cas sont des clavettes à faces parallèles à têtes arrondies.

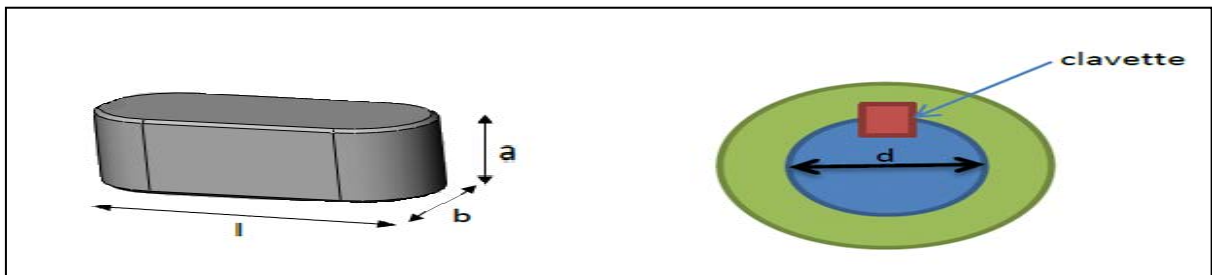


Figure N 58 : Clavette à têtes arrondies

- $d$ : Diamètre de l'arbre
- $a$ : Hauteur de la clavette
- $b$ : Largeur de la clavette
- $l$ : Longueur de la clavette

### 5.1 Choix de matériau pour les clavettes

Dans la pratique on utilise pour les clavettes des aciers ayant une résistance pratique  $R_p \geq 600 \text{ N/mm}^2$  dans notre cas on choisit l'acier **34CrMo4** à une résistance pratique  $R_p = 835 \text{ N/mm}^2$ .

#### 5.1.1 Clavette de la roue 1 :

##### 5.1.1.1 Condition de résistance a la compression :

$$\sigma_c = \frac{4M_t}{a * l * d} \leq R_{pg}$$
$$\sigma_{cl} = \frac{4M_{tl}}{a * l * d} \leq R_{pg} \quad \text{Donc} \quad a * l \geq \frac{4m_{tl}}{d * R_{pg}}$$

$R_{pg}$ : Résistance pratique admissible.

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

S : coefficient de sécurité : on le prend selon les conditions prévus dans le calcul des arbres donc S=8 ;

AN :

$$R_{pg} = \frac{835}{8} = 104.37 \text{ N/mm}^2$$

$$a * l \geq \frac{4 * 10.16 * 10^3}{12 * 104.37} = 32.44 \text{ N/mm}^2$$

##### 5.1.1.2 Condition de résistance au cisaillement:

$$\tau = \frac{2M_{tl}}{b * l * d} \leq \tau_a$$

$$\text{D'où } l \geq \frac{2M_{tl}}{b * \tau_a * d}$$

$\tau_a$  Résistance pratique de cisaillement admissible égale a la moitié de celle adoptée en compression  $\tau_a = \frac{R_{pg}}{2} = 52.185 \text{ N/mm}^2$ .

$$b = \frac{d}{4} = 3 \text{ mm},$$

On prend la valeur normalisée  $b = 3$  (Annexe 15).

AN:

$$l \geq \frac{2 * 10.16 * 10^3}{3 * 52.185 * 12} = 10.82 \text{ mm}$$

## Chapitre III : le dimensionnement

D'où  $a = \frac{32.44}{10.82} = 2.99 \text{ mm}$  On prend la valeur normalisée  $a = 3 \text{ mm}$

Pour la longueur on prend  $l = 12 \text{ mm}$ .

Clavette1 est de dimensions (12\*3\*3)

### 5.1.2 Clavette de la roue 2 :

#### 5.1.2.1 Condition de résistance a la compression :

$$\sigma_{cII} = \frac{4M_{tII}}{a * l * d} \leq R_{pg} \text{ donc } a * l \geq \frac{4M_{tII}}{d * R_{pg}}$$

AN :

$$a * l \geq \frac{4 * 19.06 * 10^3}{16 * 104.37} = 45.65 \text{ mm}^2$$

#### 5.1.2.2 Condition de résistance au cisaillement:

$$\tau_{II} = \frac{2M_{tII}}{b * l * d} \leq \tau_a \text{ donc } l \geq \frac{2M_{tII}}{b * \tau_a * d}$$

$b = \frac{d_{II}}{4} = 4 \text{ mm}$  On prend la valeur normalisée  $b = 4$  (Annexe 15).

AN:

$$l \geq \frac{2 * 19.06 * 10^3}{4 * 52.18 * 56.35} = 11 \text{ mm}$$

D'où  $a = \frac{45.97}{11} = 4.17 \text{ mm}$  on prend la valeur normalisée  $a = 5 \text{ mm}$ . Pour la longueur on prend  $l = 11 \text{ mm}$ .

Clavette2 est de dimensions (11\*5\*4).

**N.B** Calcul de la clavette de la roue 3 ce trouve dans une étape ultérieur.

### 5.1.3 Clavette de la roue 3 :

#### 5.1.3.1 Condition de résistance a la compression :

$$\sigma_{cIII} = \frac{4M_{tIII}}{a * l * d} \leq R_{pg} \text{ donc } a * l \geq \frac{4M_{tIII}}{d * R_{pg}}$$

AN :

$$a * l \geq \frac{4 * 44.15 * 10^3}{22 * 104.37} = 76.64 \text{ mm}^2$$

#### 5.1.3.2 Condition de résistance au cisaillement:

$$\tau_{III} = \frac{2M_{tIII}}{b * l * d} \leq \tau_a \text{ Donc } l \geq \frac{2M_{tIII}}{d * \tau_a * d}$$

$b = \frac{d_{III}}{4} = 5.5 \text{ mm}$  On prend la valeur normalisée  $b = 6$

AN :

## Chapitre III : le dimensionnement

---

$$l \geq \frac{2 * 44.15 * 10^3}{6 * 22 * 52.18} = 12.81 \text{ mm}$$

Donc  $a = \frac{76.641}{12.81} = 5.98 \text{ mm}$  On prend la valeur normalisée  $a = 6 \text{ mm}$  (Annexe 15).

Pour la longueur on prend  $l = 13 \text{ mm}$ .

Clavette 3 est de dimensions (13\*6\*6).

### 5.1.4 Clavette d'accouplement de sortie (réducteur-machine réceptrice):

Le diamètre de cette section où se trouve cette clavette égale à 20mm donc on prend les mêmes dimensions de la clavette 4 avec une longueur suffisante (13\*6\*6).

### Les traitements thermiques des aciers :

Les aciers utilisés tel que 14NiCrMo13-4 pour les roues dentés, 42CrMo4 pour les arbres et 34CrMo4 pour les clavettes, sont des aciers faiblement alliés

Le Ni et voisin de celles du fer, il se laisse laminier et étirer en fils assez fins et il est bon conducteur de la chaleur. La présence des éléments Cr et Mo améliore leur propriétés de résistance, ces aciers sont très utilisés dans l'industrie mécanique comme les pièces de sécurité avec un traitement

thermique dit « sorbitique » [9,10] ce dernier est trompé d'une austénitisation à 870°C suivie d'une trempe à l'eau lorsque la teneur en carbone est inférieure à 0.25% et avec trempe à huile lorsqu'elle est supérieure à 0.25%C puis d'un revenu à 550°C avec un refroidissement à l'air

Ce traitement thermique offre l'avantage d'enfiler à ces aciers de bonnes propriétés à la fois de résistance (limite d'élasticité, dureté) et de ductilité (coefficient de consolidation et résilience). ce traitement thermique est dit sorbitique du fait de la présence de la sorbite revenu issue de la martensite issue de traitement de trempe. Cette sorbite est constituée de très fines particules sphériques de cémentite Fe<sub>3</sub>C uniformément réparties dans la matrice ferritique de l'acier.

Ces particules de cémentite ont pour rôle de ralentir le mouvement des dislocations en cours de déformation de l'acier ce qui augmente donc les propriétés de résistance et améliore la ductilité plus particulièrement la résilience (résistance aux chocs).

### Conclusion

L'étude qu'on a effectuée précédemment, nous a permis d'avoir le dimensionnement de chaque élément de notre mécanisme. A présent, nous allons établir un modèle CAO et le soumettre à la simulation.

**CHAPITRE IV :SIMULATION ET  
INTERPRETATION DES  
RESULTATS D'ANALYSE**

# Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

---

## Introduction

Après avoir dimensionné l'ensemble des éléments du réducteur, les dimensions requises sont des résultats d'un calcul RDM, pour en être sûr du comportement de ces éléments avant même de les réaliser, les résultats de simulation font l'objet d'une seconde confirmation .

## Section 1 : la conception assistée par ordinateur CAO

### 1.1 Définition :

« Moyen d'aide à la conception d'un produit. La CAO est une technique dans laquelle l'homme et l'ordinateur sont rassemblés pour résoudre des problèmes techniques dans une équipe qui associe étroitement les meilleures qualités de chacun d'eux.

En CAO on travaille souvent en trois dimensions , La CAO permet de:

- ❖ avoir une réponse plus rapide à ses appels d'offre,
- ❖ Avoir le choix de solutions multiples et plus sophistiquées,
- ❖ Fournir des documents fiables et de bonne qualité »<sup>1</sup>

«Un logiciel de CAO se compose généralement de quatre parties majeures qui peuvent être organisées comme suit :

- ❖ Le modeleur géométrique : il représente "la planche à dessin". Nous trouvons dans cette partie les composants géométriques essentiels: points, droites, cercles, ellipses, plans, sphères, cylindres, cônes, courbes de Bézier ou B-Splines, surfaces NURBS, surfaces de révolution, surfaces de balayage, etc. Il intègre également les composants topologiques :sommets, faces, arêtes, orientations, coïncidences, adjacences, intersections, soustractions, unions, etc.
- ❖ L'outil de visualisation :Un certain nombre d'applications : on retrouve le calcul des grandeurs géométriques(distances, inerties, volumes, masses, etc.), les fonctions métiers: assemblage de pièces,production de plans, simulation d'usinage, moulage, fraisage...etc.
- ❖ Un contrôleur : il gère et manipule les intersections entre les trois outils citésprécédemment»<sup>2</sup>

---

<sup>1</sup><http://publications.ctn.asso.fr/vaInfos/PDF/vainfo18.pdf>

<sup>2</sup>Patrick GILLET ; Conception assistée par ordinateur (CAO);Techniques de l'Ingénieur

## **Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse**

---

### **1.2 Domaines d'application de la CAO :**

« De nombreux domaines d'ingénierie font appel à la CAO, nous avons essayé de faire ici un résumé des plus importants domaines d'applications de la CAO pour voir l'ampleur que prend cette dernière, avec ses outils associés (DAO, FAO.....).

- Acoustique : Etudes sur la propagation et réflexion du bruit,...etc.
- Automatique : Essentiellement description et simulation des systèmes continus et discrets et de processus.
- Chimie : Conception et représentation 3D de grosses molécules comme les protéines. Electronique : Conception et simulation de circuits intégrés, circuits imprimés, assemblage de cartes électroniques,....etc.
- Hydraulique : Modélisation et calcul des écoulements, pressions (champ scalaire), vitesses (champ vectoriel),.....etc.
- Mécanique : La CAO revêt beaucoup de formes dans ce domaine, la conception et le dessin de pièces mécaniques, la modélisation par la méthode des éléments finis, entre autres, pour le calcul de pressions, déplacements, forces....etc.
- Mécanique des fluides: Etude des phénomènes de pollution thermique,...etc.
- Thermique : Etude concernant la diffusion de la chaleur, la modélisation par des méthodes numériques pour le calcul des températures,...etc.
- Génie Civil : Dessin et conception de bâtiments et de constructions diverses, calcul de résistance des matériaux, calcul de structures, ....etc.
- Génie électrique : Conception des machines électriques (moteurs, transformateurs, contacteurs,...), modélisation de phénomènes électromagnétiques (calcul du champ magnétique ou électrique) par des méthodes numériques tels que la méthode des éléments finis, étude des vibrations mécaniques (phénomène couplé en mécanique et en magnétique), simulation et conception des circuits en électronique de puissance, simulation des réseaux électriques,....etc.

### **1.3 Définition du logiciel CAO solidworks :**

Le logiciel de CAO SolidWorks est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises.

De plus il nous permet d'enregistrer le dessin sous les différents formats (DXF, STL, STEEP, etc.....).

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### Section 2 : Modélisation géométrique des éléments du réducteur

La méthode de modélisation a une importance objective, vu à la complexité du dispositif et la précision qui faudra réaliser pour un bon fonctionnement et un système de lubrification sans pertes d'huile, sans oublier le design qui a une importance claire sert à valoriser le produit et tire la confiance des clients.

La modélisation doit s'effectuer dans les étapes suivantes :

1. Modélisation des arbres
2. Modélisation des roues dentées
3. Réalisation l'assemblage de train (arbre-roues dentées-roulement-joints)
4. Modélisation de carter dans l'assemblage
5. Modélisation d'accouplement d'entrée
6. Assemblage de la maquette»<sup>3</sup>

#### 2.1 Modélisation géométrique des arbres :

Un arbre est une pièce rotative ou fixe, de section circulaire, qui supporte généralement une charge comme engrenages, poulies, volant, pignon-chaines, ou autres éléments qui transmettent un mouvement ou une puissance, ils sont toujours soumis à la torsion fréquemment à la flexion et parfois à des efforts axiaux.

##### A. Arbre d'entrée

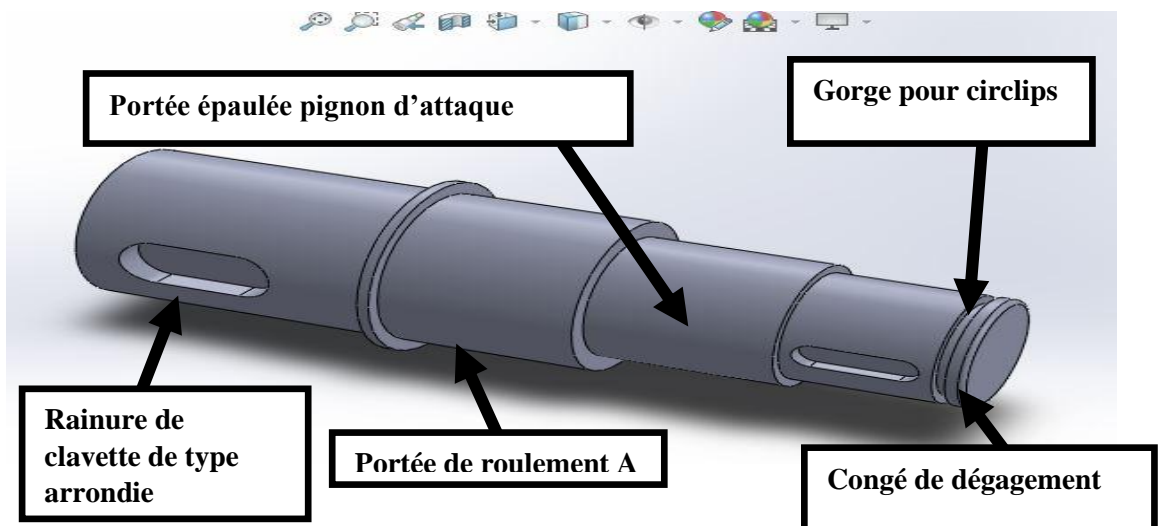


Figure N° 59:Modèle 3D de l'arbre d'entrée.

<sup>3</sup>BENSIAD Ismail , « étude diagnostique et maintenance du bras de robot de la cellule flexible » , mémoire de fin d'étude , université de Tlemcen, 2011.



### B. Arbre intermédiaire :

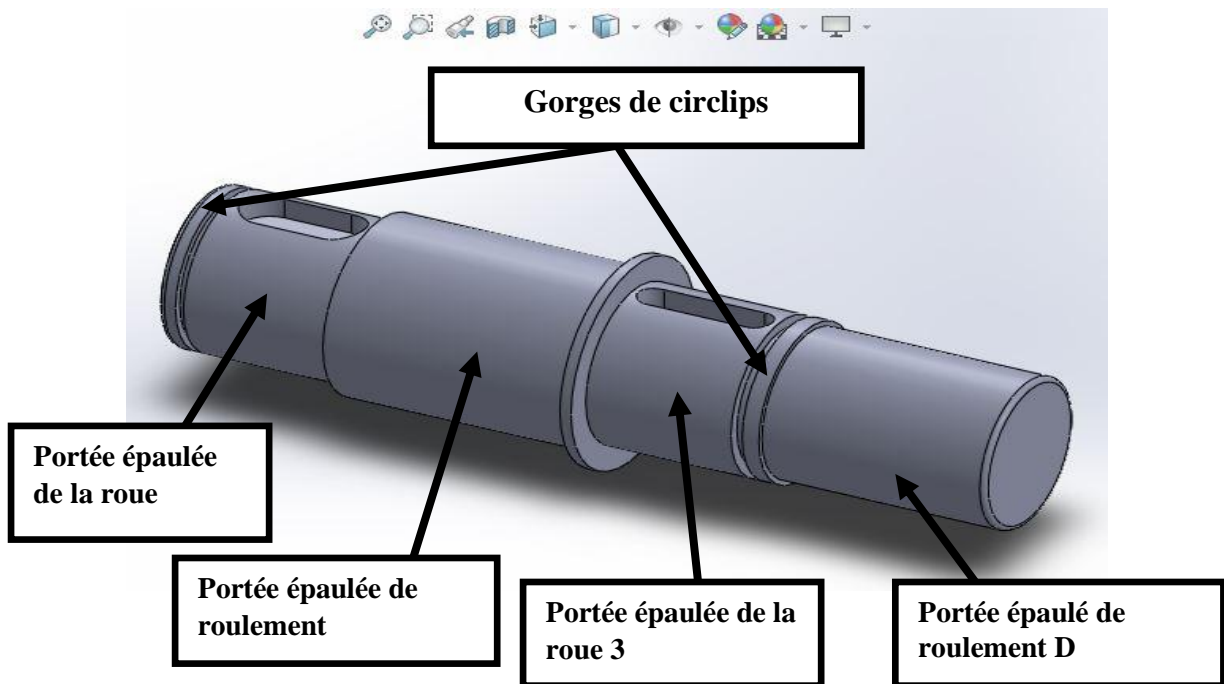


Figure N 60:Arbre intermédiaire

### C. Arbre de sortie :

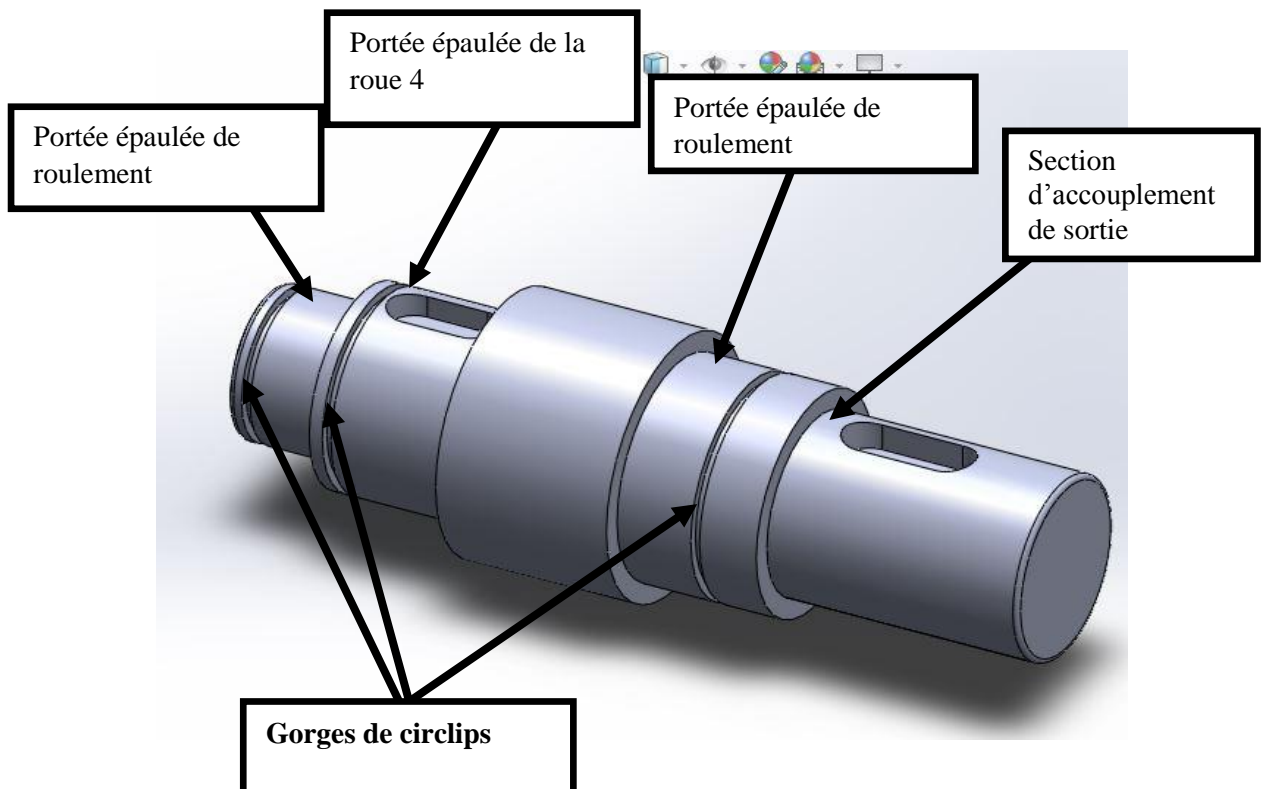


Figure N° 61 : Arbre de sortie

### 2.2 Modélisation géométrique des pignons et des roues dentées :

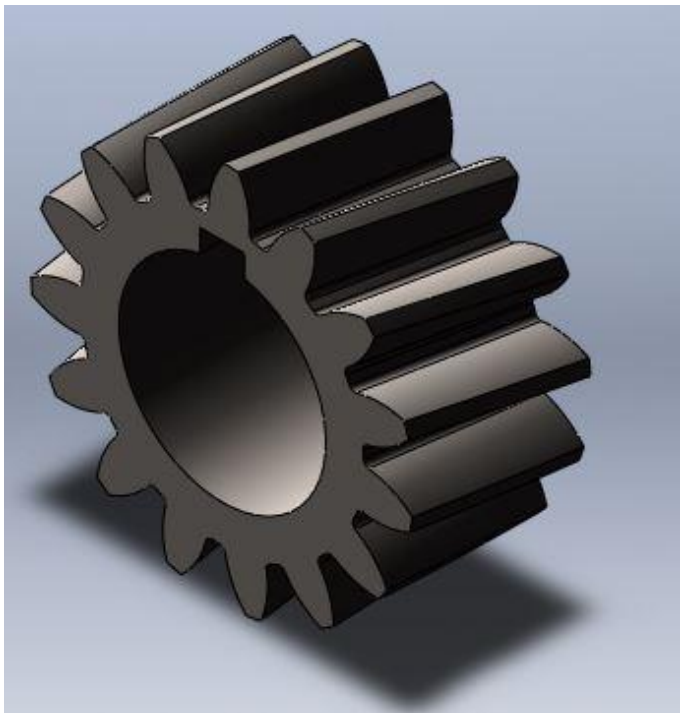


Figure N° 62:Pignon de train rapide



Figure N°63 :Roue de train rapide

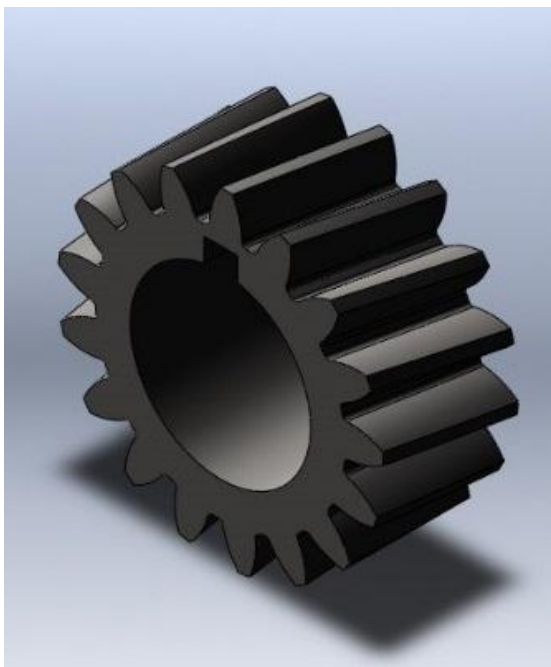


Figure N°64:Pignon de train lent (Roue 3)



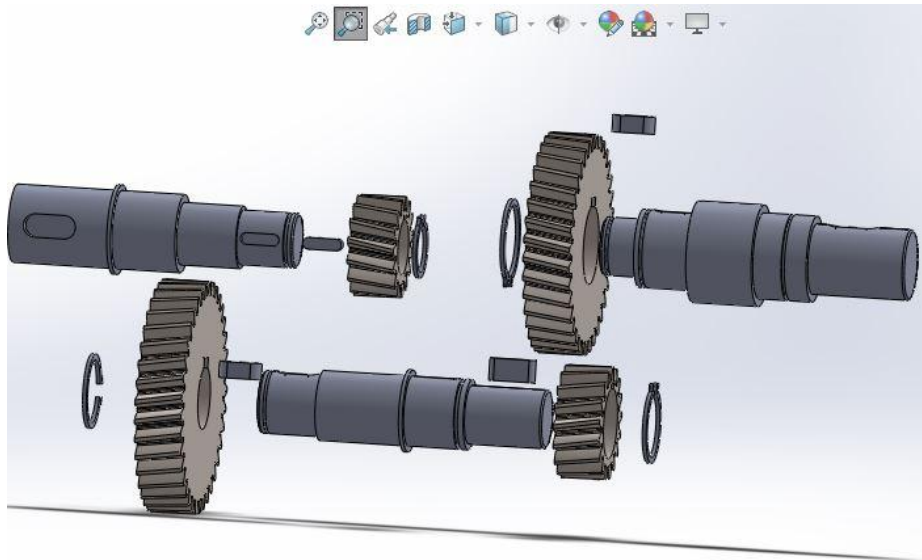
Figure N° 65 :Roue de train lent (Roue 4)

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### 2.3 Création de l'assemblage

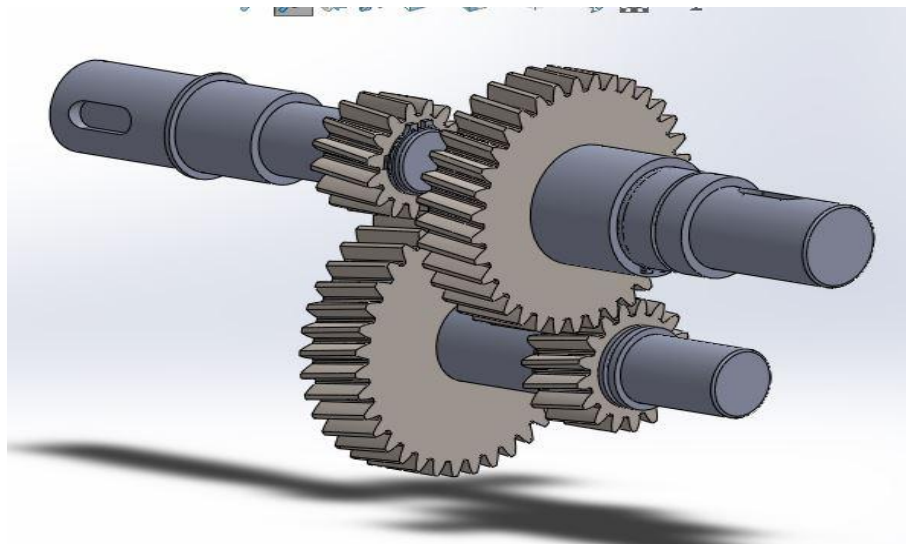
Pour pouvoir concevoir le réducteur il faut d'abord rassembler les ces différents organes cités déjà auparavant (pignons et arbres et clavètes ).

Commençant par illustrer la vue éclatée du réducteur comme le montre la figure suivante :



**Figure N° 66 : Vue éclatée du réducteur étudié.**

Et maintenant, on peut voir dans la figure qui suit après assemblage des différentes pièces conçues avec le logiciel Solidworks le réducteur en 1 seul organe ou bien en une unité



**Figure N° 67 : Le réducteur après assemblage des pièces**

## Section 3 : Modélisation numérique

### 3.1 le maillage :

Un maillage est une partition de l'espace ou d'un domaine en cellules appelées éléments. Le meilleur prend en entrée la géométrie, c'est-à-dire le fichier produit par le modéleur géométrique, et fournit en sortie un maillage. Ceci comprend une information géométrique sur les sous-volumes et une information topologique sur la connectivité entre les éléments. Les maillages non structurés sont sous la forme d'une liste d'éléments interconnectés.

### 3.2 le maillage des organes du réducteur :

Rappelons que dans cette simulation avec Solidworks on a procédé à un maillage par défaut :

#### 3.2.1 les pignons :

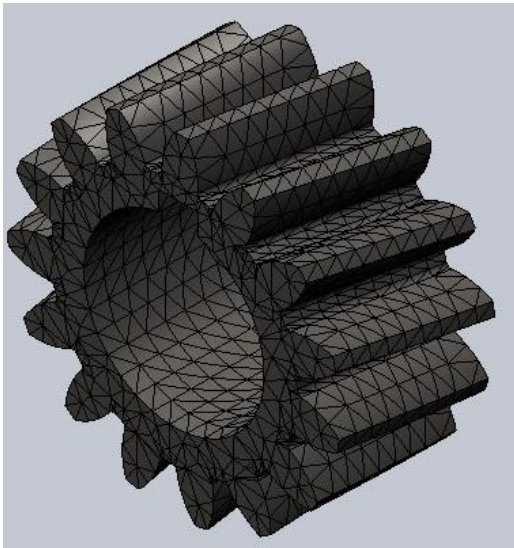


Figure N° 68: Maillage du Pignon 1

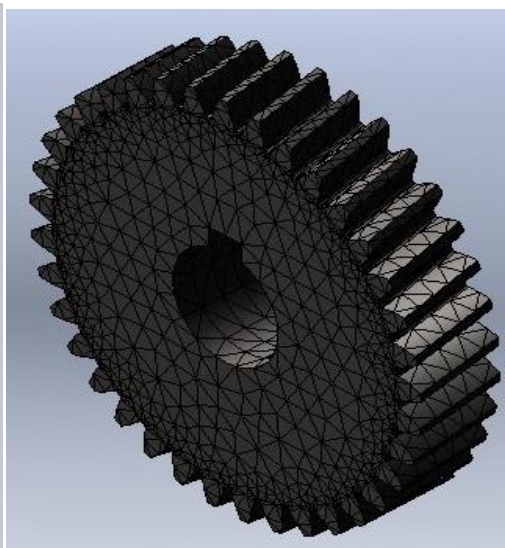


Figure N° 69 : Maillage du roue 1

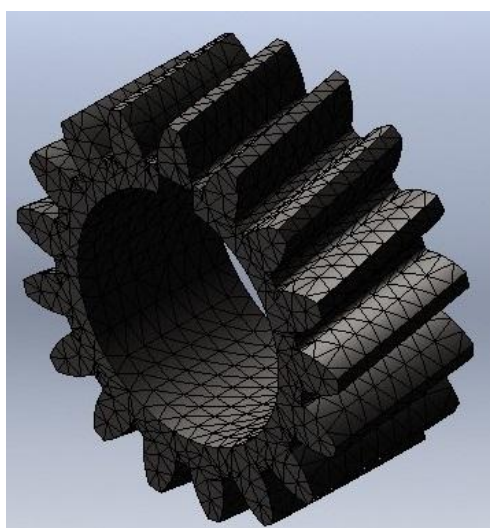


Figure N° 70 Maillage du Pignon



Figure N° 71: Maillage du roue 2

### 3.2.2 : les arbre :

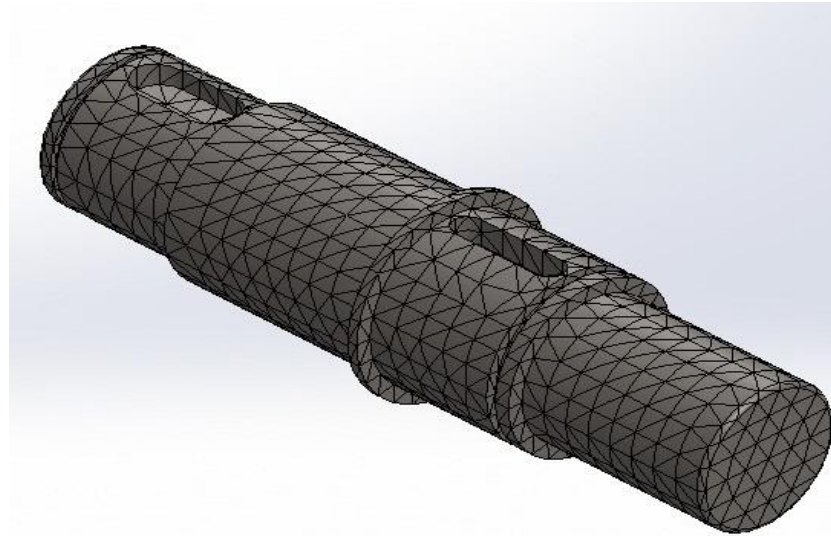
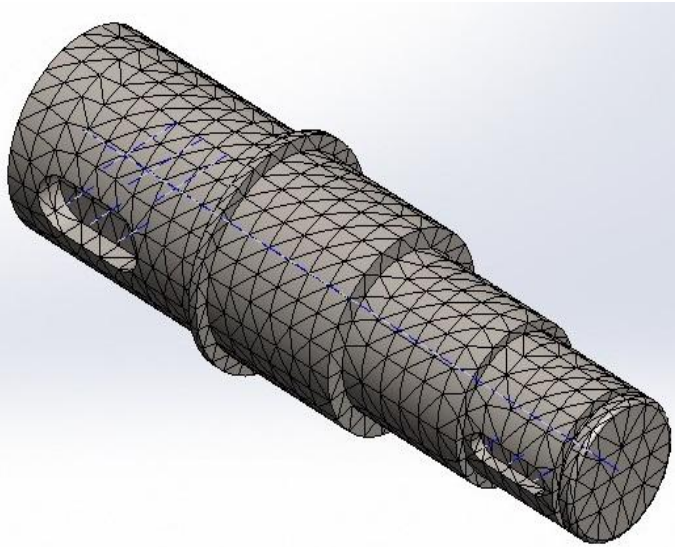


Figure N°72: Maillage d'arbre d'entrée    Figure N°73 : Maillage d'arbre l'intermédiaire

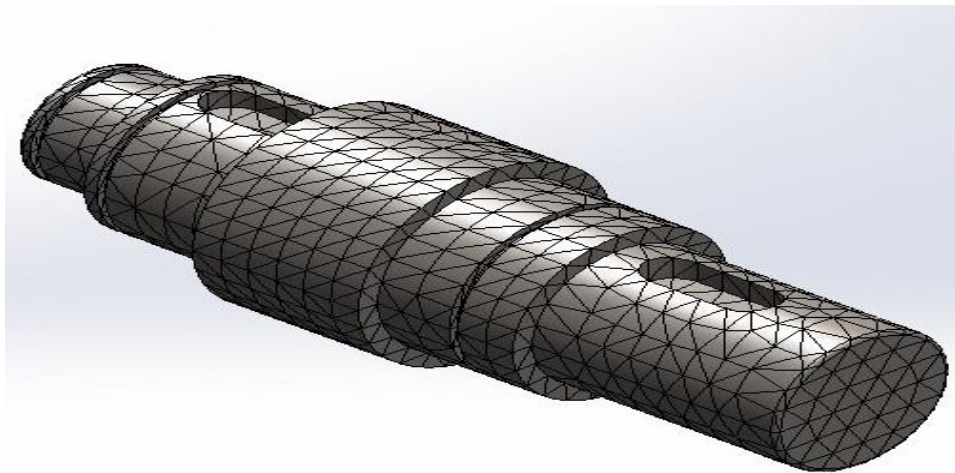


Figure N° 74 : Maillage d'arbre de sortie

## Section 4 : conditions aux limites et simulation avec le logiciel Solidworks

### 4.1 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.

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### 4.1.1 Arbre d'entrée :

L'arbre de matériau **42Cr Mo04** on lui applique en même temps : une force radiale de **328.75 N.m** concentrée au niveau de l'emplacement de la clavette, et un couple de **10.16 N.m** nous allons analyser la réaction de l'arbre envers ces sollicitations .

#### A. Contrainte de Von Mises :

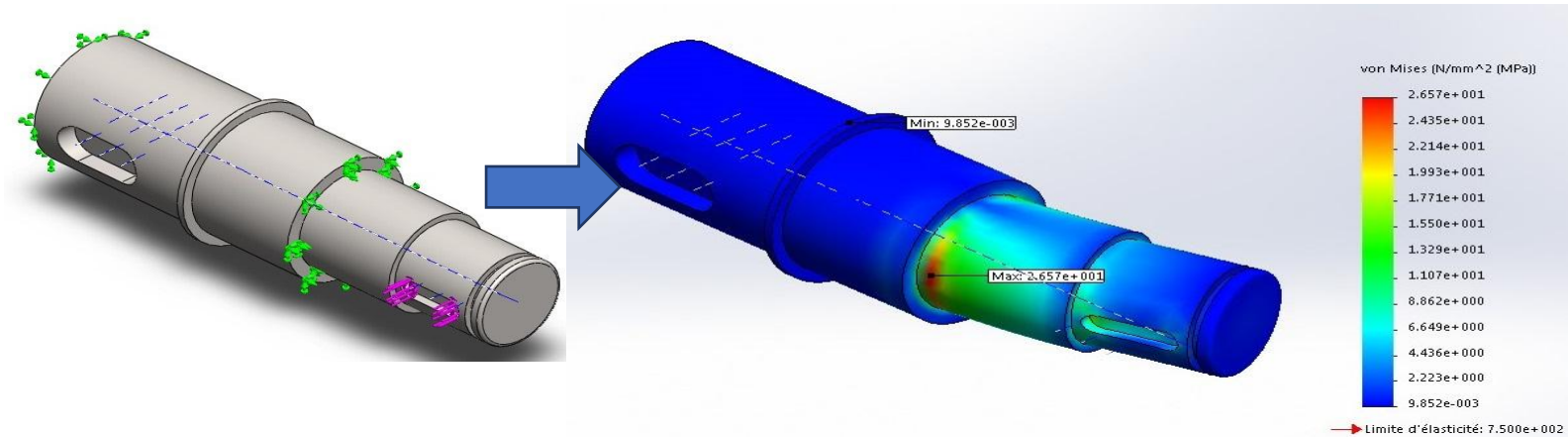


Figure N° 75 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre d'entrée.

#### B. Les déplacements :

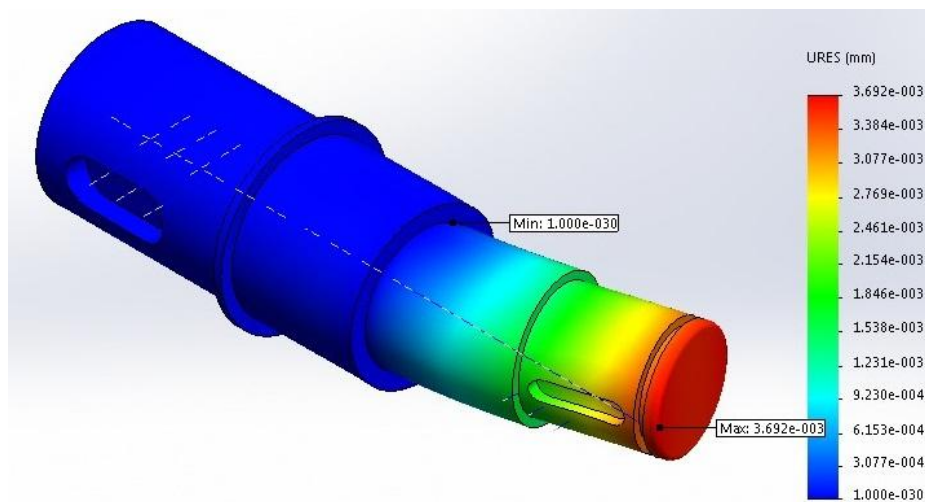


Figure N° 76: Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements

### C. Les déformations :

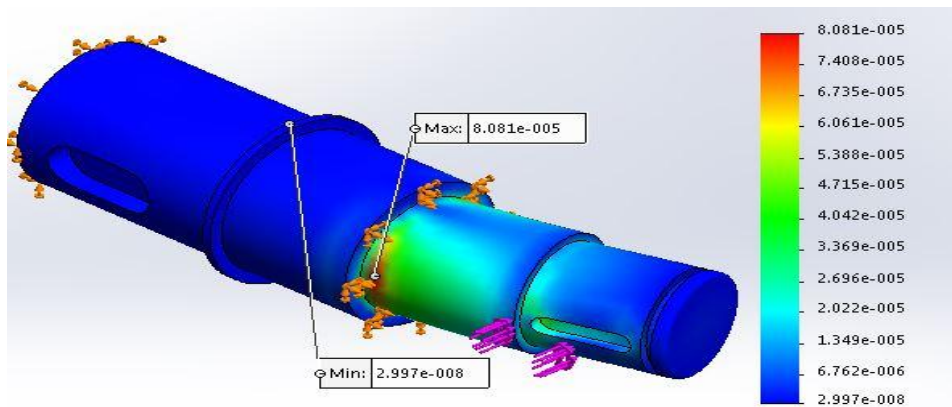


Figure N° 77 : Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements.

### C. La distribution du coefficient de sécurité :

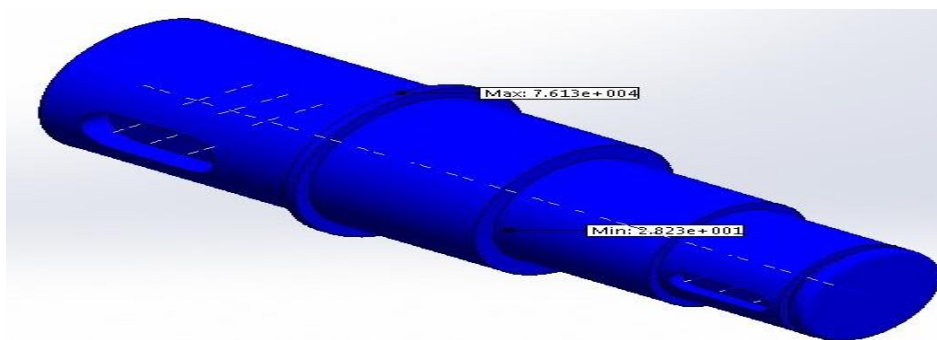


Figure N° 78 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

#### ➤ Interprétation des résultats de la simulation :

Après une modélisation, nous avons soumis l'axe en Acier 42Cr Mo04 à une contrainte de flexion de **328.75N** et un couple de force de **10.16 N.m**. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de  **$2.657 * 10^1$**  concentrée au niveau de milieu de d'arbre et l'ensemble de l'arbre reste sécurisé avec une distribution de contraintes qui ne dépassent pas  **$1.329 * 10^1$**  sur tout le long de l'axe.
- Un déplacement concentré sur la partie libre de l'arbre, ce qui est attendu avec une valeur max de  **$3.692 * 10^{-3}$**  mm qui est largement tolérable.

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

- Une déformation max de l'ordre de  $8.081 * 10^{-5}$  qui est une déformation très faible, on peut conclure que la structure indiquée n'aura aucun dysfonctionnement sous l'effet du chargement

### 4.1.2 Arbre intermédiaire :

#### A. Contrainte de Von Mises :

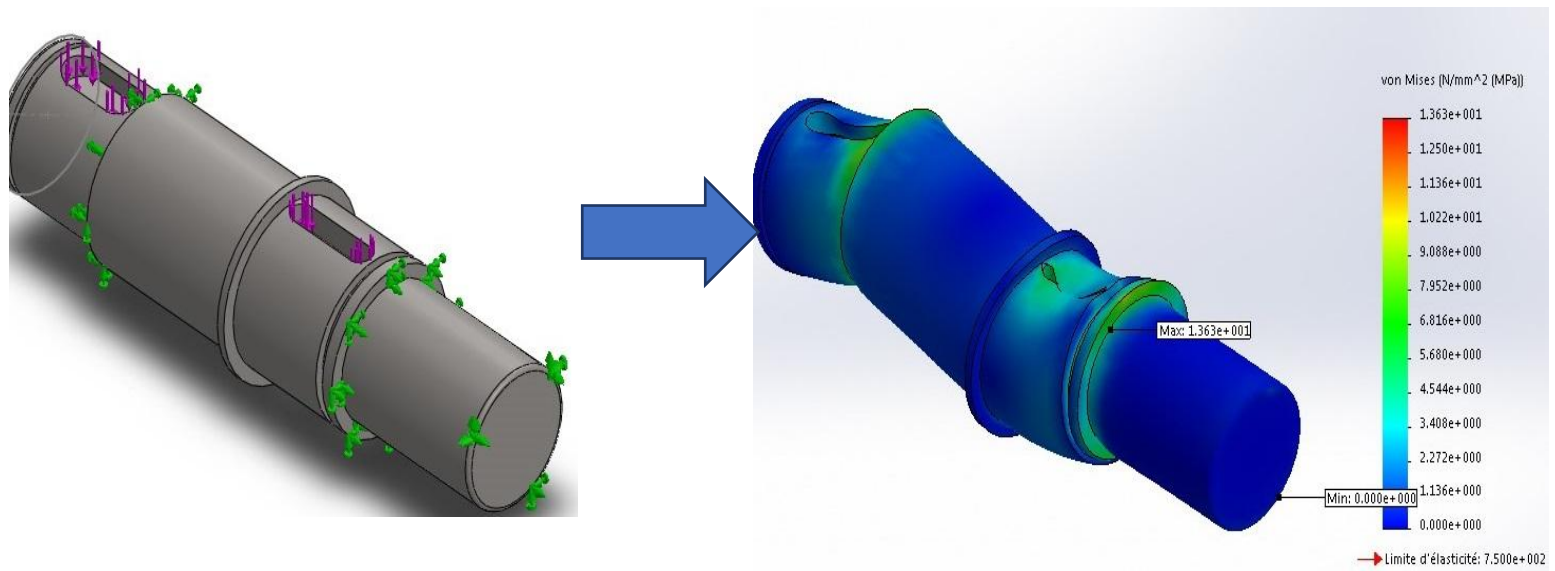


Figure N° 79 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre intermédiaire

#### B. Les déplacements :

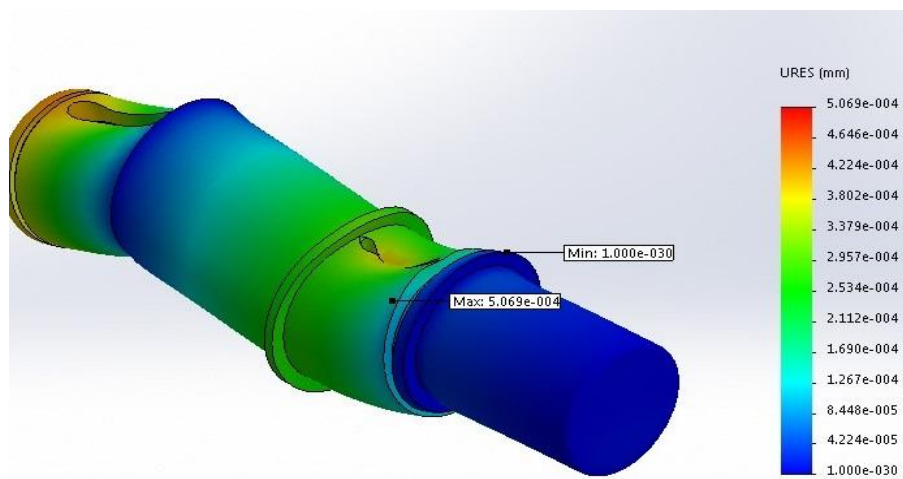


Figure N° 80: Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements



## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### C. Les déformations :

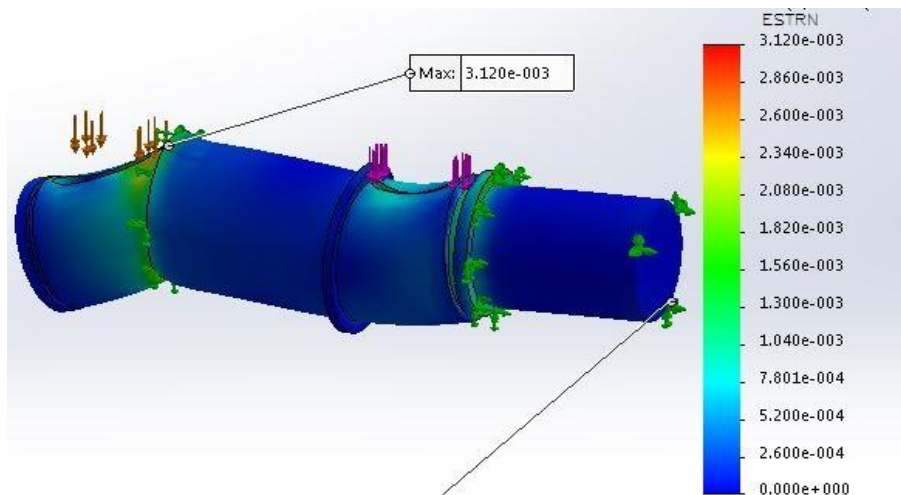


Figure N° 81: Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements

### D. La distribution du coefficient de sécurité :

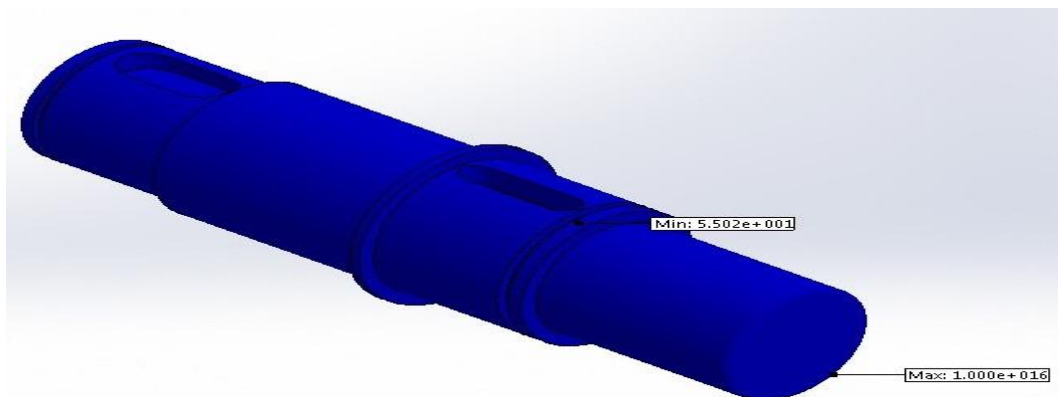


Figure N° 82: Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité

#### ➤ Interprétation des résultats de la simulation :

Après une modélisation, nous avons soumis l'axe en Acier 42Cr Mo04 à une contrainte de flexion de **328.75N** et un couple de force de **19.06 N.m**. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de  **$1.363 * 10^1$**  concentrée au niveau de l'emplacement de la clavette et sur la partie extérieure de la rainure de circlips , et l'ensemble de l'arbre reste sécurisé avec une distribution de contraintes qui ne dépassent pas **5.680** sur tout le long de l'arbre.

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

- Un déplacement concentré sur la partie libre de l'arbre, ce qui est attendu avec une valeur max de  $3.692 * 10^{-3}$  mm qui est largement tolérable.
- Une déformation max de l'ordre de  $8.081 * 10^{-5}$  qui est une déformation très faible, on peut conclure que la structure indiquée n'aura aucun dysfonctionnement sous l'effet du chargement

### 4.1.3 Arbre de sortie :

#### A. Contrainte de Von Mises :

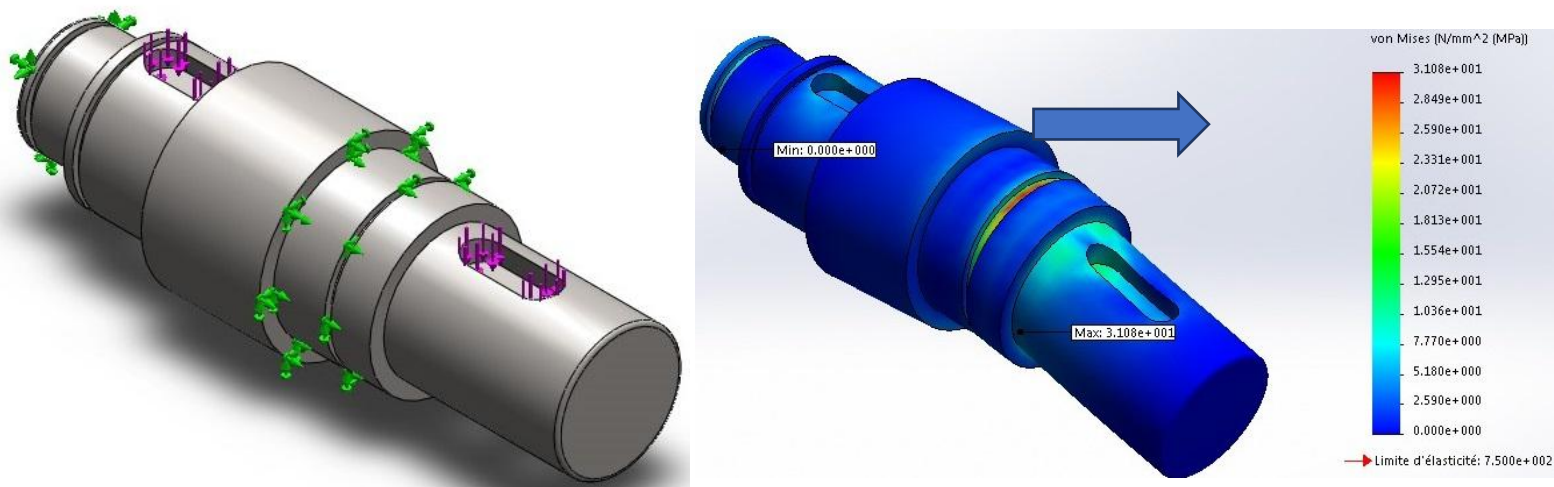


Figure 83 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre de sortie

#### B. Les déplacements :

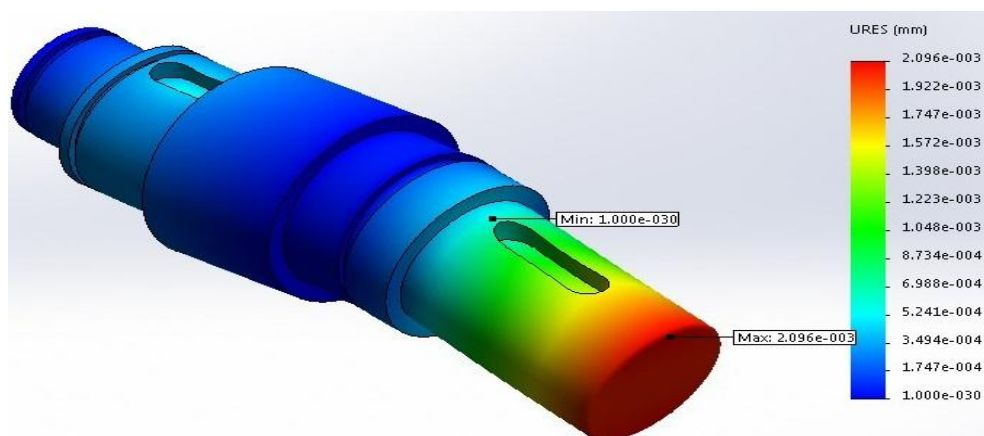


Figure N° 84: Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### C . Les déformations :

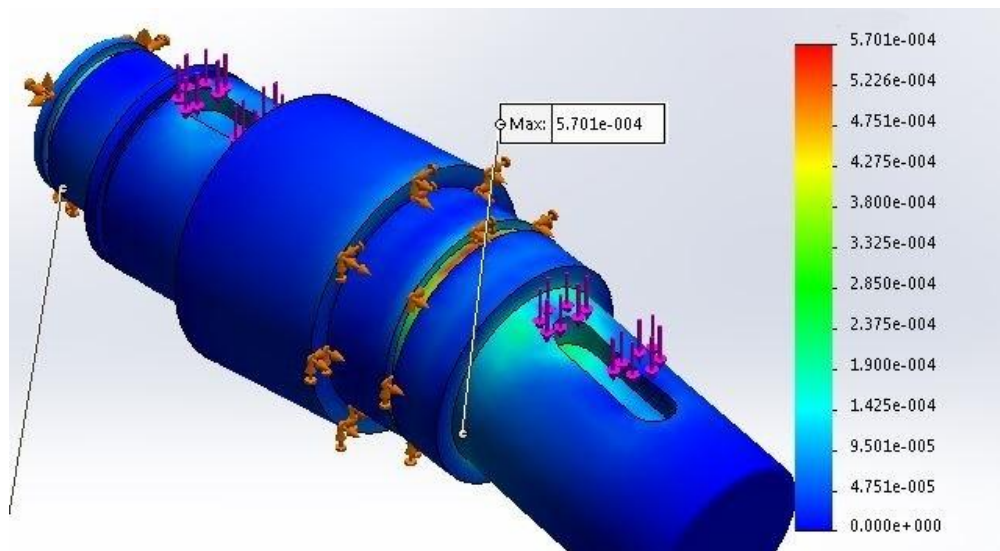


Figure N° 85: Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements

### D. distribution du coefficient de sécurité :

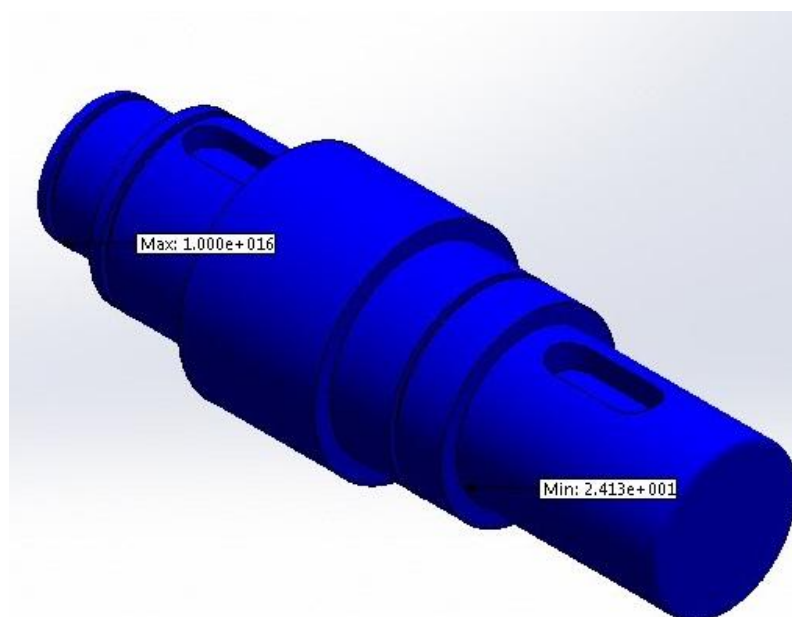


Figure N° 86 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### ➤ Interprétation des résultats de la simulation :

Après une modélisation, nous avons soumis l'arbre en Acier 42Cr Mo04 à une contrainte de flexion de **545.22** Net un couple de force de **44.15 N.m**. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de **3.108 \* 10<sup>1</sup>** concentrée au niveau de l'emplacement de roulement sur la partie de la rainure de circlips , et l'ensemble de l'arbre reste sécurisé avec une distribution de contraintes qui ne dépassent pas

**1.259\* 10<sup>1</sup>** sur tout le long de l'arbre.

- Un déplacement concentré sur la partie libre de l'arbre, ce qui est attendu avec une valeur max de **2.096 \* 10<sup>-3</sup>** mm qui est largement tolérable.

- Une déformation max de l'ordre de **5.7 \* 10<sup>-4</sup>** qui est une déformation très faible, on peut conclure que la structure indiquée n'aura aucun dysfonctionnement sous l'effet du chargement

La condition de résistance pour les aciers faiblement alliés :  $\frac{\sigma_{vonmises}}{\sigma_{limite}} < 1$

Le coefficient de sécurité minimale :  $CS = \frac{\sigma_{limite}}{\sigma_{vonmises}} = CS_{min} = \frac{\sigma_{limite}}{\sigma_{max}} = 1,28$

$\sigma_{vonmises}$  : contrainte de Von mises

$\sigma_{limite}$  : Limite d'élasticité

### Notations :

- Un coefficient de sécurité inférieur à 1.0 indique que le matériau s'est rompu à cet endroit.
- Un coefficient de sécurité égal à 1.0 indique que le matériau a commencé à rompre à cet endroit.
- Un coefficient de sécurité supérieur à 1.0 indique que le matériau est sûr à cet endroit.

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### 4.2 Vérification de la résistance des dents :

#### 4.2.1 Pignon d'attaque 1( pignon de train rapide ) :

Application d'un Matériau : c'est un alliage nickel-chrome-molybdène (14 NiCrMo 13-4) qui à une limite d'élasticité de 785.6 MPa ,on encastre le pignon d'attaque en son centre et on applique une force de 889.66N sur la face de l'une de ses dents, nous allons analyser la réaction du pignon (1) envers cette sollicitation.

##### A. Contrainte de Von Mises :

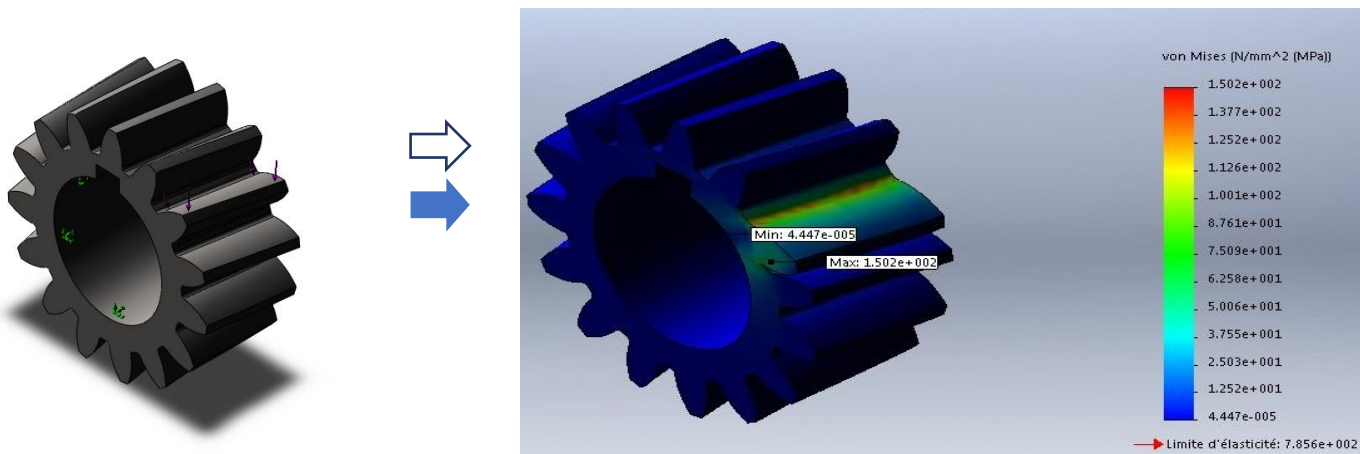


Figure N° 87 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon d'attaque

##### B. Les déplacements :

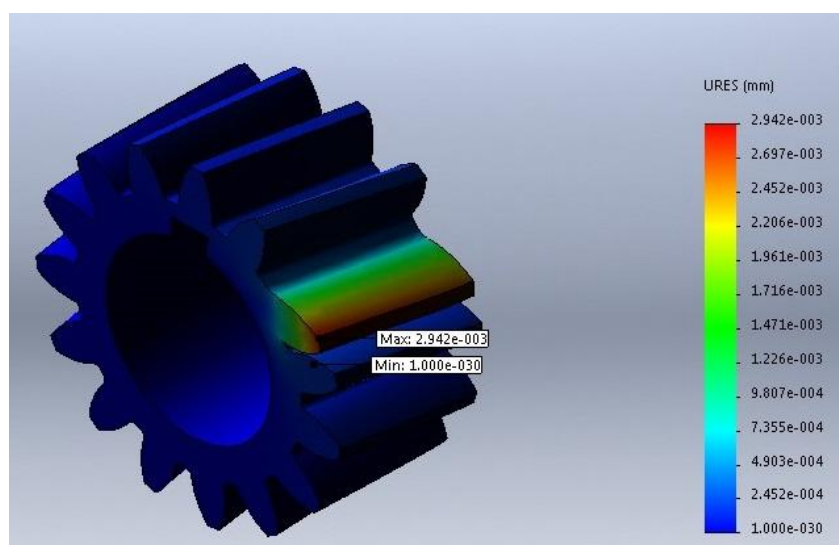


Figure N 88 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements

### C. Les déformations :

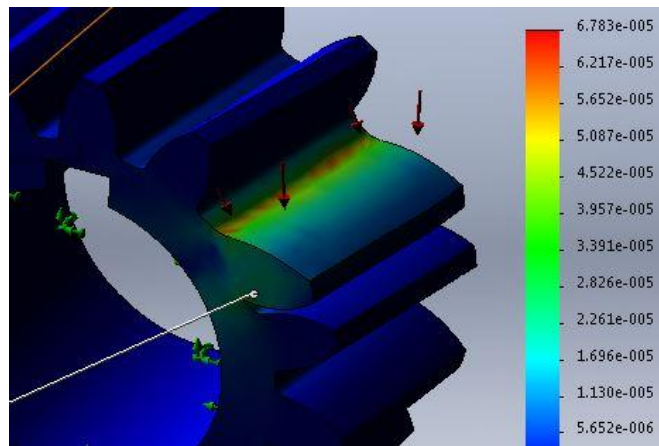


Figure N° 89: Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements.

### D. La distribution de coefficient du sécurité :

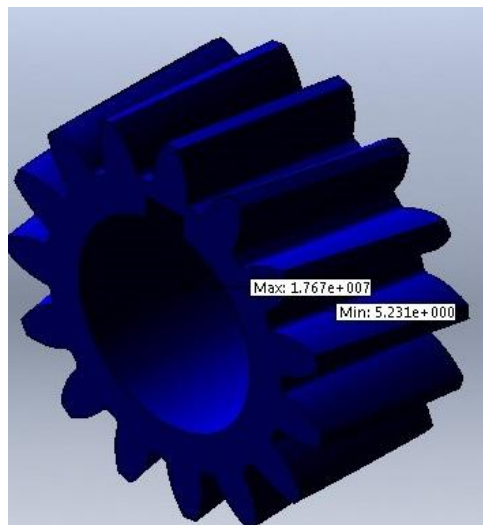


Figure N° 90 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

#### ➤ Interprétation des résultats de la simulation :

Après la modélisation nous avons soumis le pignon d'attaque en Acier 42Cr Mo04, encastré en son centre à une force tangentielle de 889.66N. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

- Une contrainte de Von mises max de  $1.502 * 10^2$  concentrée au niveau du pied de la denture, les limites élastiques maximales obtenues lors de la simulation  $1.502 * 10^2$ , est inférieure à la limite élastique du matériau qui vaut  $7.856 * 10^2 \text{MPa}$ , l'ensemble pignon d'attaque reste sécurisé,
- Un déplacement concentré sur la partie supérieure de la denture, ce qui est attendu avec une valeur max de  $2,942 \times 10^{-2}$  mm largement tolérable.
- Une déformation max de l'ordre de  $6,783 \times 10^{-5}$  homogène sur toute la dent, très insignifiante par rapport à l'épaisseur de la dent de la roue.
- Un coefficient de sécurité minimal de **5,231** repéré au niveau du pied de la denture, qui est largement satisfaisant.

### 4.2.2 La roue 1 (roue de train rapide) :

avec le même Matériau (**14 NiCrMo13-4**) qui a une limite d'élasticité de **785.6 MPa**, on encastre la roue 1 en son centre et on applique une force de **889.66N** sur la face de l'une de ses dents, nous allons analyser la réaction de la roue (1) envers cette sollicitation

#### A. Contrainte de Von Mises :

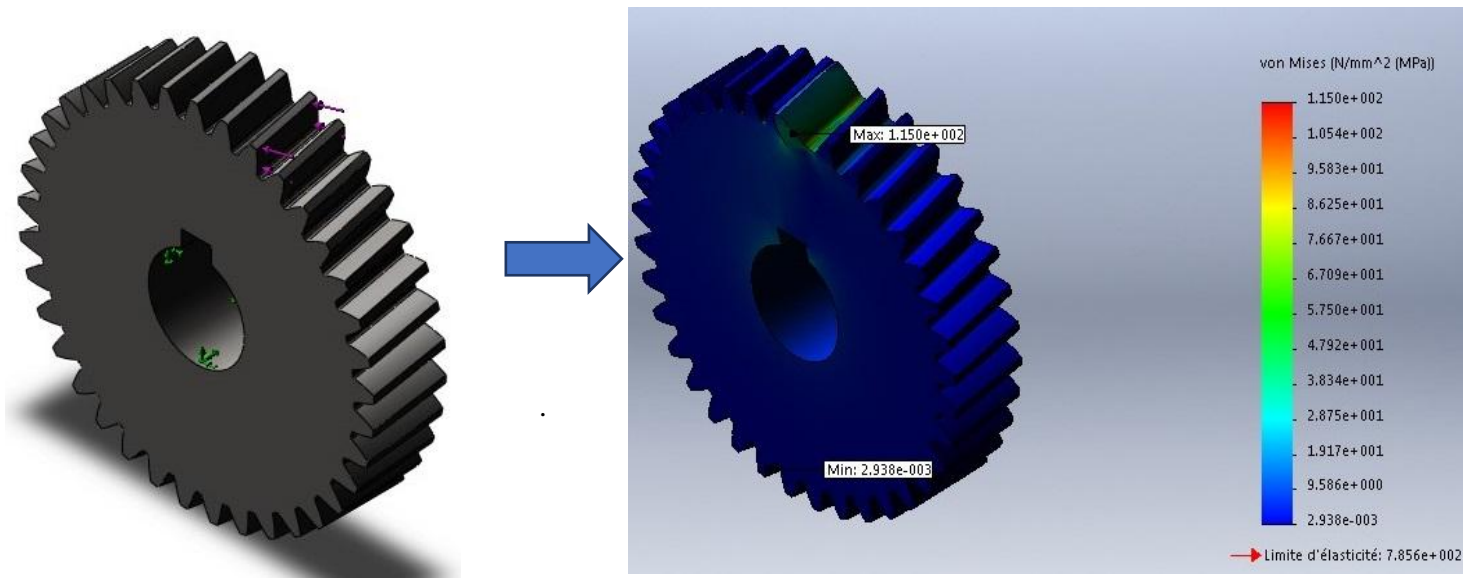


Figure N° 91 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon d'attaque

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### B. Les déplacements :

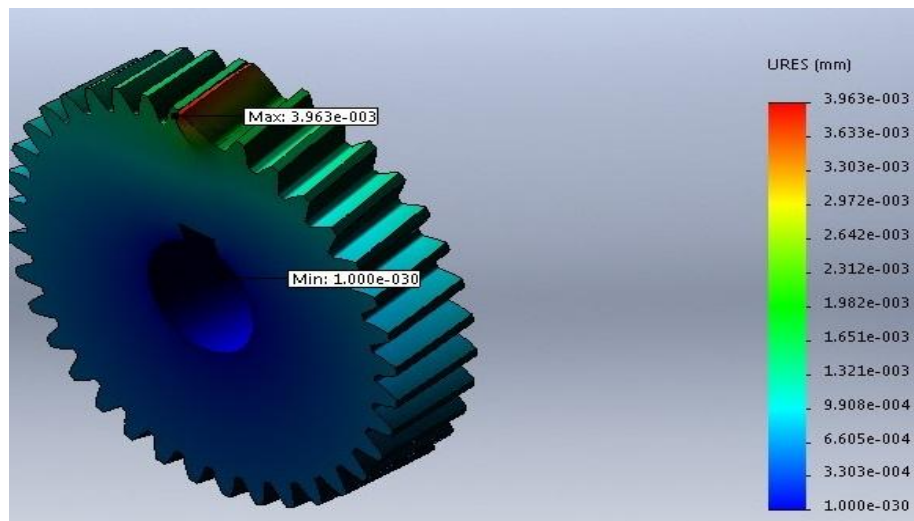


Figure N° 92 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements

### C. Les déformations :

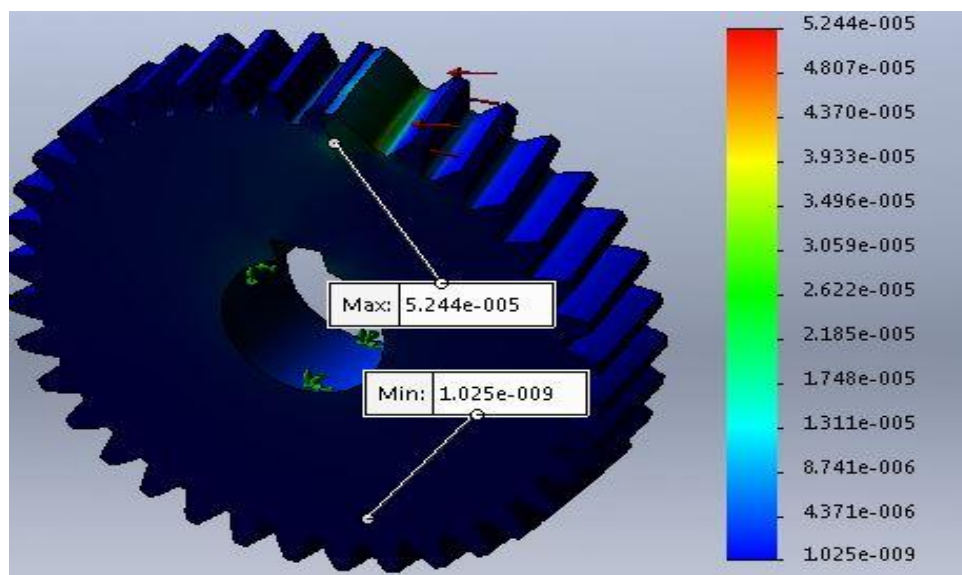


Figure N° 93 : Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements



### D. La distribution de coefficient de sécurité :

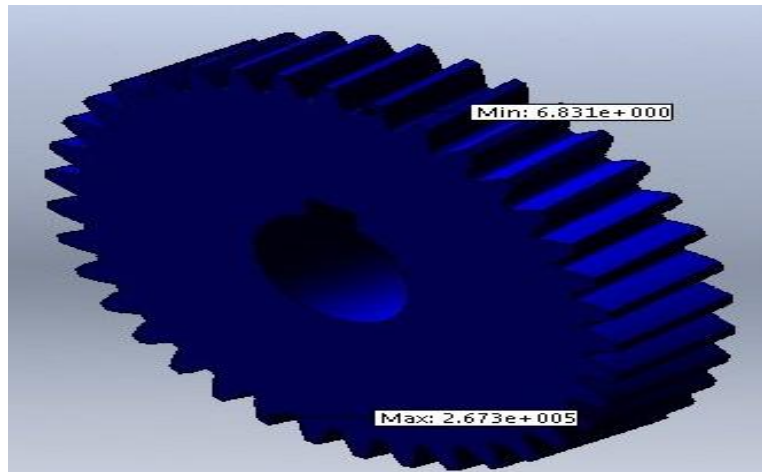


Figure N° 94 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

#### ➤ Interprétation des résultats de la simulation :

Après la modélisation nous avons soumis **la roue 1** en Acier **42Cr Mo04**, encastré en son centre à une force tangentielle de **889.66N**. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de  **$1.150 * 10^2$**  concentrée au niveau du pied de la denture, mais l'ensemble pignon d'attaque reste sécurisé, on remarque que pour les limites élastiques maximales obtenues lors de la simulation  **$1.150 * 10^2$** , est inférieure à la limite élastique du matériau qui vaut  **$7.856 * 10^2$  MPa**.
- Un déplacement concentré sur la partie supérieure de la denture, ce qui est attendu avec une valeur max de  **$3,963 \times 10^{-3}$**  mm largement tolérable.
- Une déformation max de l'ordre de  **$5,244 \times 10^{-5}$**  homogène sur toute la dent, très insignifiante par rapport à l'épaisseur de la dent de la roue.
- Un coefficient de sécurité minimal de **6,83** repéré au niveau du pied de la denture, qui est largement satisfaisant.

#### 4.2.3 Pignon 2 (pignon de train lent) :

Avec le même Matériau (**14 NiCrMo13-4**) qui a une limite d'élasticité de **785.6 MPa**, on encastre le pignon 2 (pignon de train lent) en son centre et on applique une force de **1475.52N** sur la face de l'une de ses dents, nous allons analyser la réaction du pignon (2) envers cette sollicitation .

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### A. Contrainte de Von Mises :

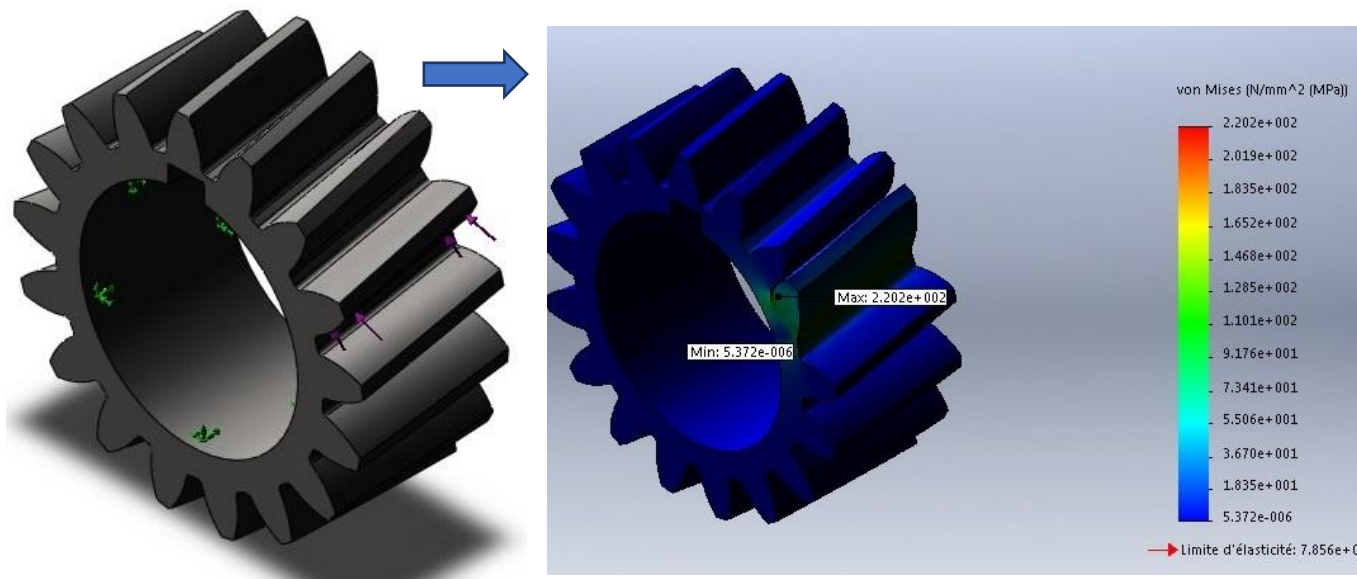


Figure N° 95 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon 2 de train lent

### B. Les déplacements :

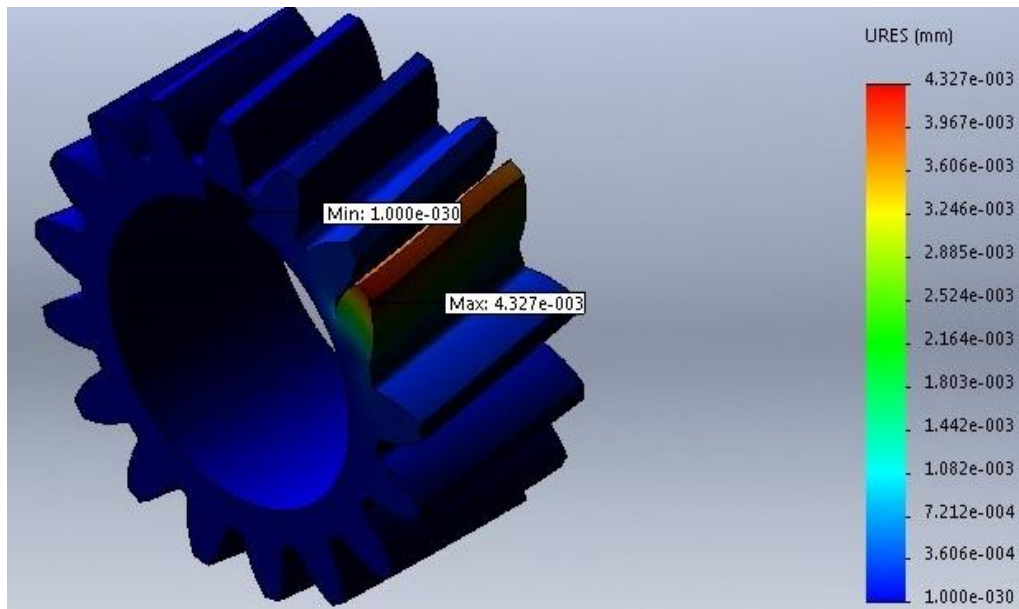


Figure N° 96 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements

### C. Les déformations :

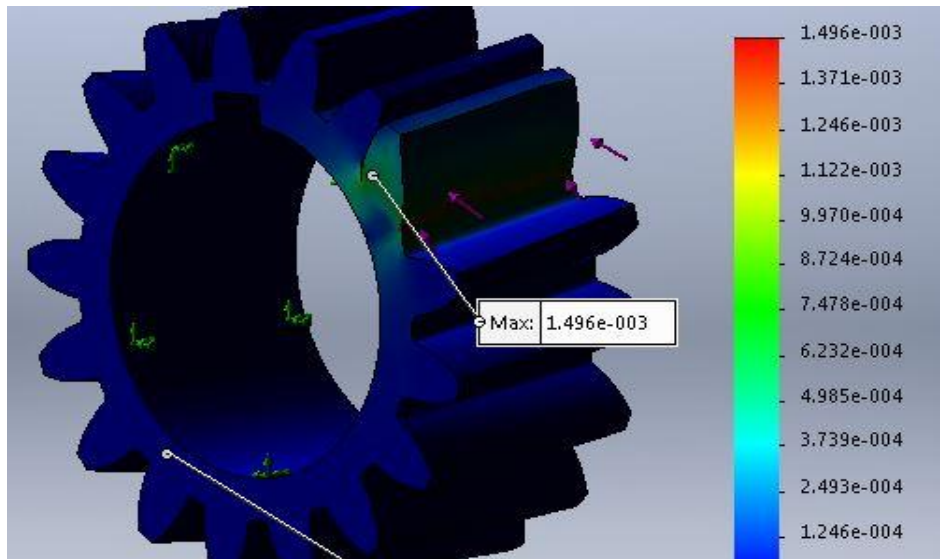


Figure N° 97 :Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements

### D. La distribution de coefficient du sécurité :

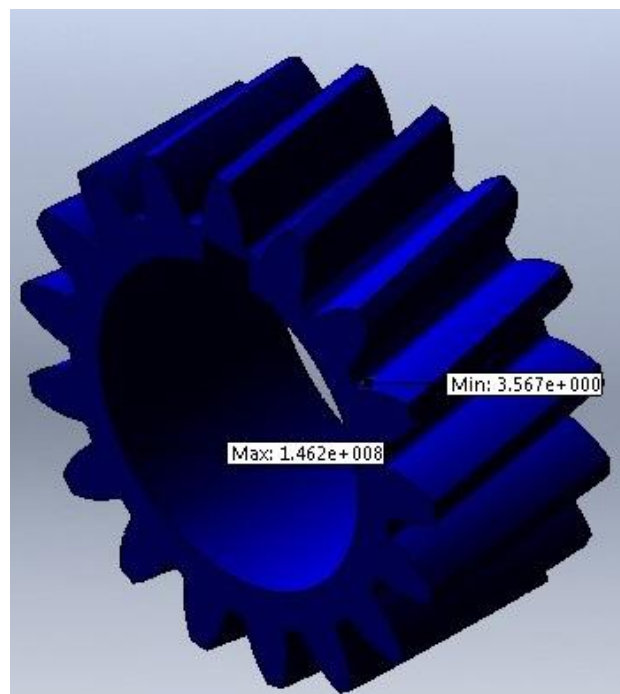


Figure N° 98 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

## Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse

### 4.2.4 la Roue2 ( roue de train lent ) :

avec le même Matériau (**14 NiCrMo13-4**) qui à une limite d'élasticité de **785.6 MPa**, on encastre la roue2 (de train lent) en son centre et on applique une force de **1475.52N** sur la face de l'une de ses dents, nous allons analyser la réaction du la roue (1) envers cette sollicitation

#### A. Contrainte de Von Mises :

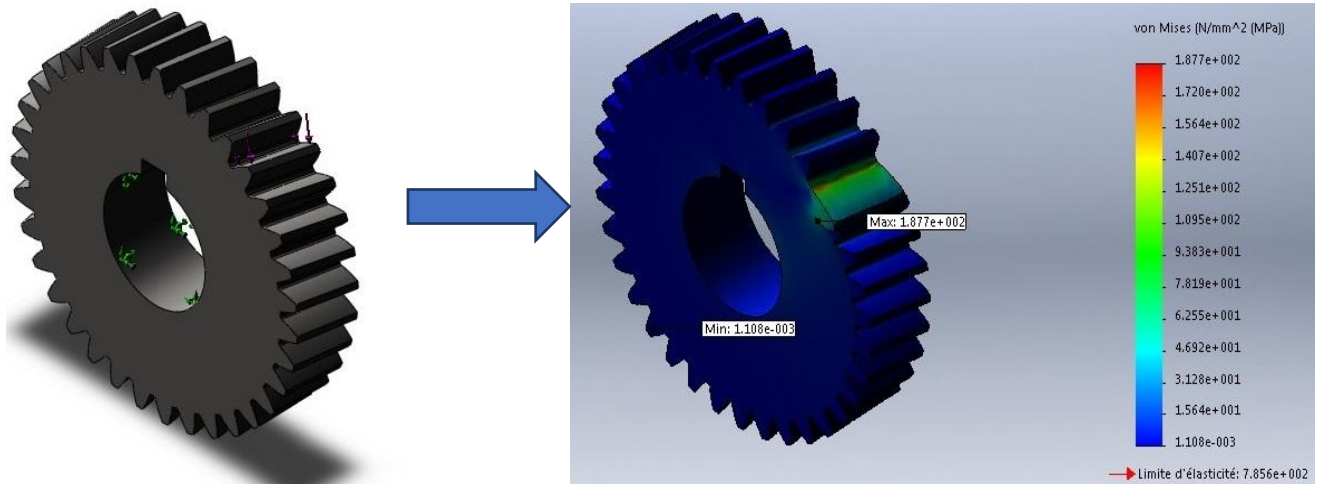


Figure N° 99 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de la roue 2 de train lent

#### B. Les déplacements :

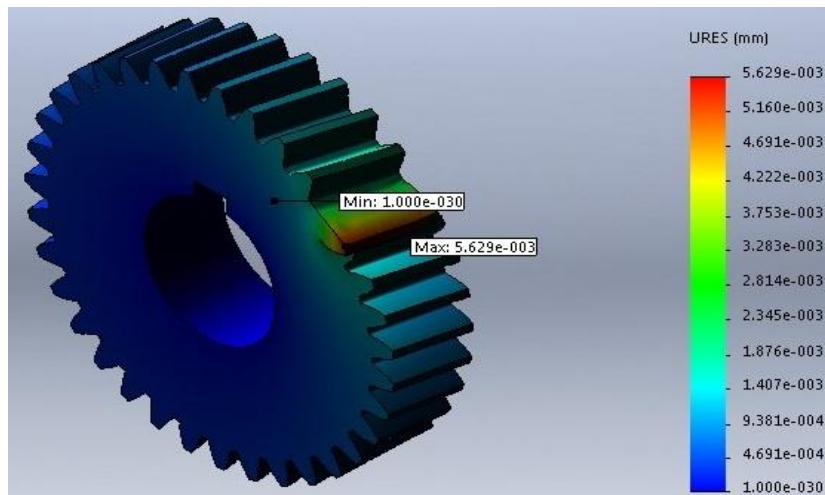


Figure N° 100: Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements

### C. Les déformations :

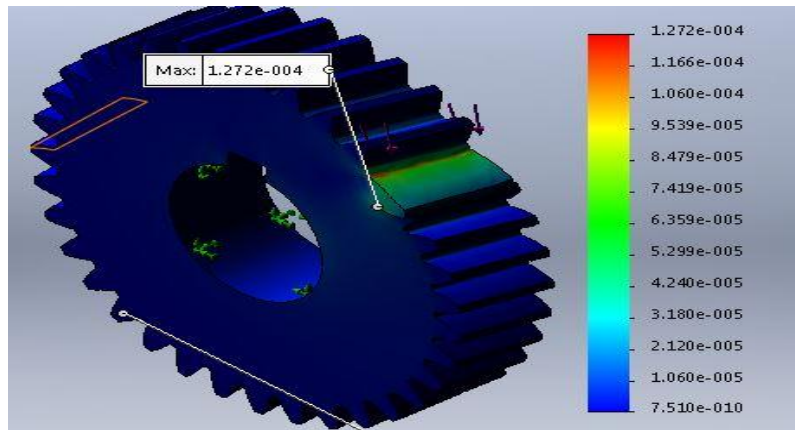


Figure N° 101: Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements

### D. La distribution de coefficient de sécurité :

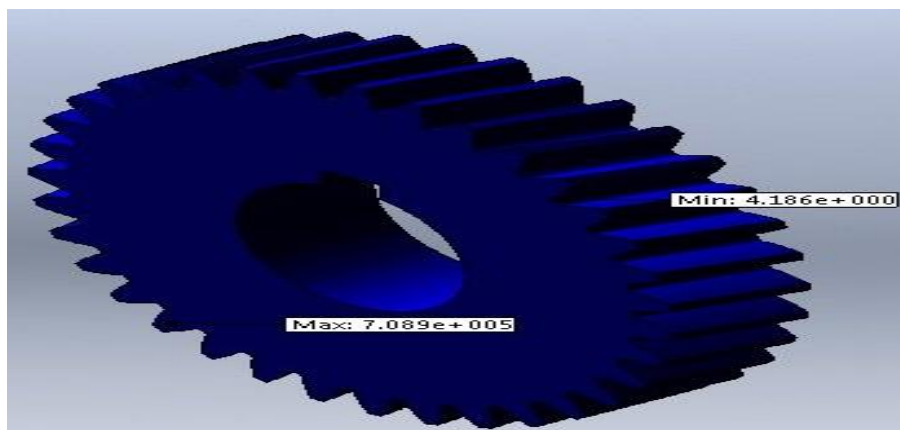


Figure N° 102 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité

#### Remarque :

Les figures illustrent la distribution des contraintes de type Von Mises en « MPa ou N/mm<sup>2</sup> », sur la pignon et les roues. Sachant que la limite d'élasticité du **14 NiCrMo13-4** est d'ordre de **785.6 MPa**

en accord avec les couleurs de la barre d'indication à la droite de la figure) que la zone la plus sollicitée (zone rouge) est de l'ordre : (pignon1=150,2 MPa), (roue1=115MPa), (pignon2=220,2), (roue2=187,7MPa) correspond à la dent qui reçoit la charge, donc la zone dite critique travaille dans le domaine élastique ce qui veut dire que les roues et les pignons ne présentent pas de zones faibles.

## **Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse**

---

### **Conclusion**

Vu que les données qui constituent le cahier de charge. Et passant par les résultats obtenus lors de la simulation faite par le logiciel Solidworks sur les différentes pièces constituant le mécanisme étudié, on trouve bien que les résultats ainsi trouvés confirment la Résistance de ces éléments soumis aux différents efforts imposés. Se qui implique la résistance des mécanisme décrit auparavant.

# **CONCLUSION GENERALE**

# Conclusion générale

---

La conception et la réalisation d'un réducteur de vitesse à engrenage ne sont pas une chose aisée, elles reposent d'abord sur la compréhension parfaite du principe de fonctionnement, ainsi que la maîtrise des contraintes de conception. C'est dans le cadre de la préparation de notre projet de fin d'étude, que nous nous sommes lancés dans la conception d'un réducteur de vitesse.

Le but de ce travail n'était pas seulement la conception du réducteur de vitesse à engrenages hélicoïdaux mais aussi l'analyse assistée par ordinateur de ces pièces constitutives avec un logiciel de CAO. Pour aboutir à cet objectif une série d'étapes a été effectuée.

Au cours de notre étude, nous avons calculé les différents éléments composant le réducteur de vitesse coaxial à deux étages et engrenages hélicoïdal, en faisant appel aux notions de résistance des matériaux et de construction mécanique. Pour aboutir à cet objectif une série d'étapes a été effectuée.

❖ Tout d'abord une généralité sur les engrenages et les matériaux utilisés dans leur fabrication. On a ensuite défini la conception assistée par ordinateur en expliquant l'intérêt de la CAO dans la production et ses applications dans la robotisation.

❖ La deuxième étape a été la définition des différentes pièces du mécanisme étudié ainsi que la modélisation de chaque pièce. Par la même occasion on a défini la modélisation; ainsi que l'outil de CAO avec lequel on a travaillé qui est Solidworks, en donnant ses caractéristiques et son fonctionnement.

❖ Après la modélisation de toutes les pièces, on procède ainsi à l'assemblage de ces dernières pour composer le réducteur.

❖ Enfin une analyse et vérification des contraintes, déplacements et déformations qui nous mènent à déterminer ou à vérifier la conformité de ce mécanisme qui est le réducteur de vitesse.

❖ L'assistance du logiciel "Solidworks" m'a beaucoup aidé dans mon travail vis-à-vis de la précision de la conception des pièces et leur assemblage ainsi que leur simulation virtuelle.

Ce travail ayant été réalisé par le logiciel de CAO Solidworks, et les résultats obtenus semblent très logiques.



# **Annexes**

## Annexes N° 01 : 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
280 S	75	1475
280 M	90	1475
315 S	110	1470

## Annexe N° 02 : normes relatives au dimensionnement des bouts d'arbre

d (diamètre) <sup>1</sup>		l	
Nominal	Tolérances	Série longue	Série courte
10	+0.007 -0.002	23	20
11		23	20
12	+0.008	30	25
14	-0.003	30	25
16		40	28
18		40	28
19		40	28
20		50	36
22	+0.009	50	36
24	-0.004	50	36
25		60	42
28		60	42
30		80	58
32		80	58
35		80	58
38	+0.018	80	58
40	+0.002	110	82
42		110	82
45		110	82
48		110	82
50	+0.021 +0.006	110	82
55		110	82
56		110	82
60		140	105
63	+0.030	140	105
65	+0.011	140	105
70		140	105
71		140	105
75		140	105
80		170	130
85		170	130
90		170	130
95	+0.035	170	130
100	+0.013	210	165
110		210	165
120		210	165
125		210	165
130	+0.040	250	200
140	+0.015	250	200
150		250	200

## Annexe N° 03 : valeur pour $\psi_a, \psi_d, \psi_{mn}$ aux engrenages cylindriques

Durete des flancs	Position du pignon		Clases de Précision								
			5-6			7-8			9-10		
HB≤3500 MPa	Entre appui	Simetrique	$\psi_a$	$\psi_d$	$\psi_{mn}$	$\psi_a$	$\psi_d$	$\psi_{mn}$	$\psi_a$	$\psi_d$	$\psi_{mn}$
		Non simetrique	0,6	1,3-1,4	30	0,5	1,0-1,2	25	0,4	0,7-0,8	16
	0,5	1-1,2	25	0,4	0,7-0,9	16	0,3	0,5-0,6	12		
	console		0,4	0,7-0,9	16	0,3	0,5-0,6	12	0,2	0,3-0,4	8
HB>3500 MPa	Entre appuis	Simetrique	0,3	0,6	12	0,25	0,5	10	0,2	0,4	8
		nonsimetri que	0,25	0,5	10	0,2	0,4	8	0,15	0,3	6
	console		0,2	0,4	8	0,15	0,3	6	0,1	0,2	5

## Annexes N° 04 et N° 05 : distance entre les axes , gamme des modules

I	II
40	40
	45
50	50
	56
63	63
	71
80	80
	90
	100
100	100
	112
	125
125	125
	140
	160
160	160
	180
	200
200	200
	225
	250
250	250
	280
	315
315	315
	355

**Annexe N° 04 : valeurs nominales en mm**

I	II	I	II
1			4,5
	1,25	5	
1,25			5,5
	1,375	6	
1,5			7
	1,75	8	
2			9
	2,25	10	
2,5			11
	2,75	12	
3			14
	3,5	16	
4			18

**Annexe N° 05 : valeurs en mm**

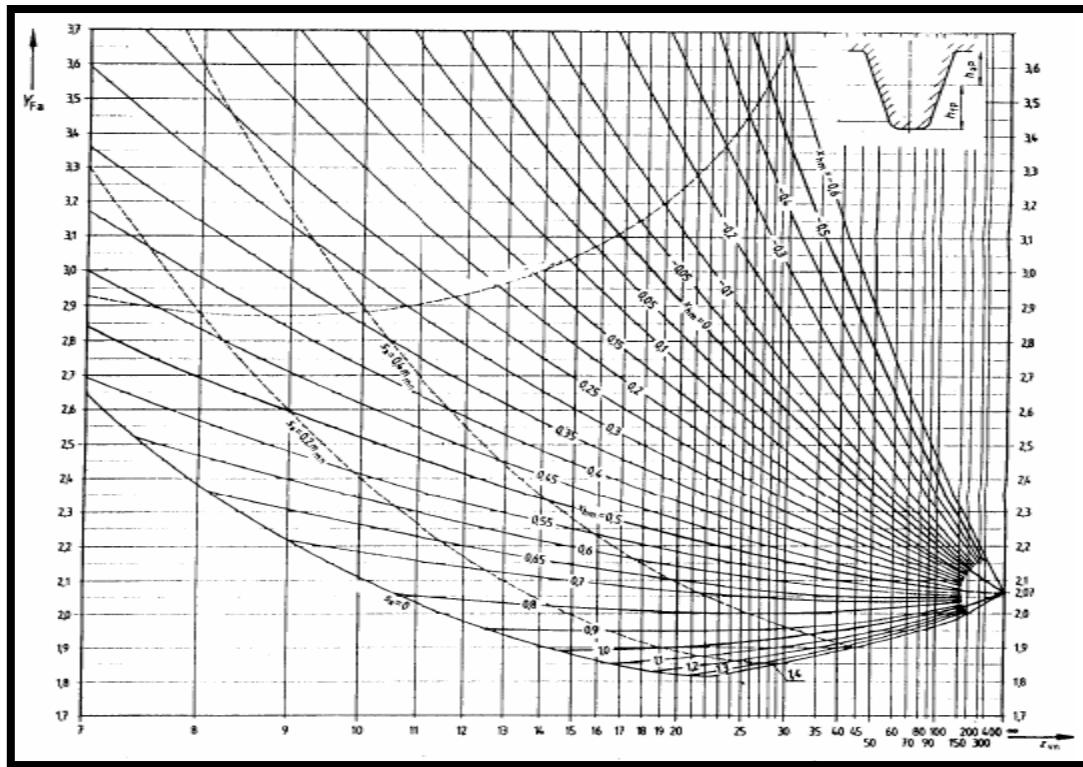
**Rem : I-valeurs recommandée**

**II - valeurs admis**

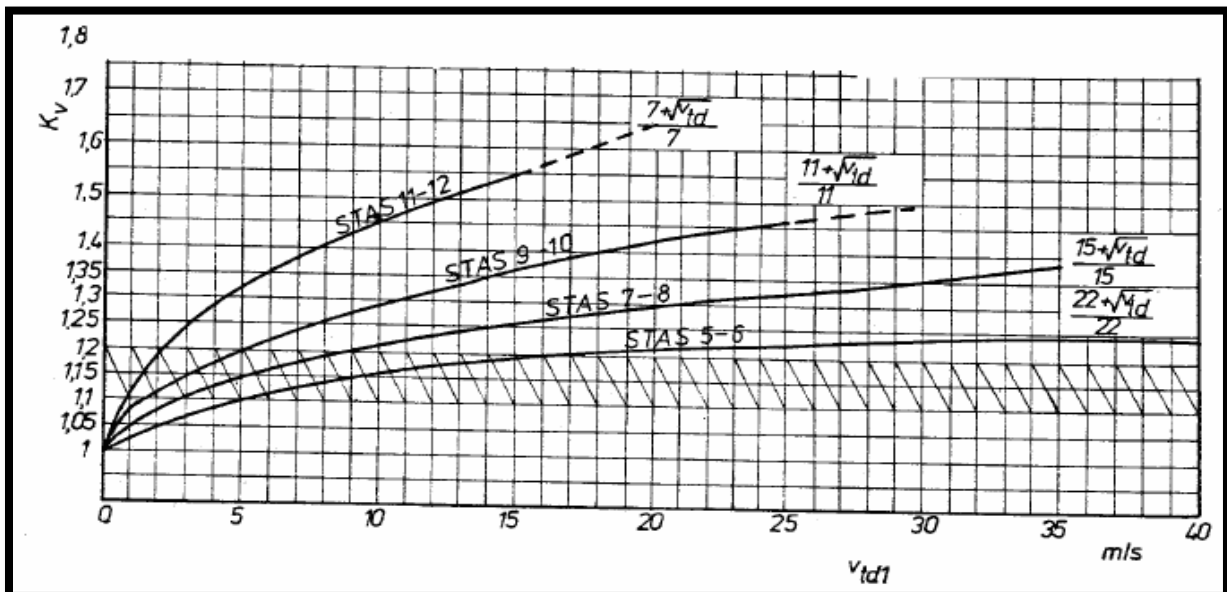
# Annexe N° 06 : Les différents matériaux utilisés pour la fabrication.

Matériaux	DIN	STAS	Traitement thermique ou thermochimique	Dureté		Résistance à la rupture $\sigma_r$ (N/mm <sup>2</sup> )	Limite d'élasticité $\sigma_e$ (N/mm <sup>2</sup> )	Résistance limite à la fatigue au pied de la dent $\sigma_{flim}$ (N/mm <sup>2</sup> )	Pression Hertzienne à la fatigue $\sigma_{Hlim}$ (N/mm <sup>2</sup> )
				Noyau HR C	Flanc HR C				
OL50	Fe 490-(St50-2)	500/2-80	Normalisation	HB=150+170		500+620	270+300	0.4 HB+100	1.5 HB+120
OL70	Fe 690-2(St70-2)	500/2-80	Normalisation	HB=200+220		700+850	340+370	0.4 HB+100	1.5 HB+120
OLC 45*	C 45	880-88	Amélioration	HB=220+260		620	360	0.4 HB+140	1.5 HB+120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	200+260	50+57			160+170	20 HRC + 10
OLC 55*	C 55	880-88	Amélioration	HB=200+300		720	420	0.4 HB+140	1.5 HB+120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	200+300	50+57			180+190	20 HRC + 20
41 MoCr 11	42 CrMo 4	791-88	Amélioration	HB=270+320		950	750	0.4 HB+155	1.8 HB+120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	270+320	50+57			230+290	20 HRC + 60
			Nitruration	270+320	52+60			250+350	20 HRC
40 Cr 10	41 Cr 4	791-88	Amélioration	HB=240+340		1000	800	0.4 HB+155	1.8 HB+120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	240+340	50+57			230+290	20 HRC + 60
			Nitruration	240+340	50+57			250+350	20 HRC
30 MoCrNi 15	14NiCrMo13-4	791-88	Amélioration	HB=310+330		110	785.6	0.4 HB+155	25.5 HRC
OLC15*	C 15	880-88	Cémentation	120+140	55+63	390	280	140+150	24 HRC
21 MoMnCr 12	20 CrMo 5	791-88	Cémentation	300+350	55+63	110	850	390+460	24 HRC

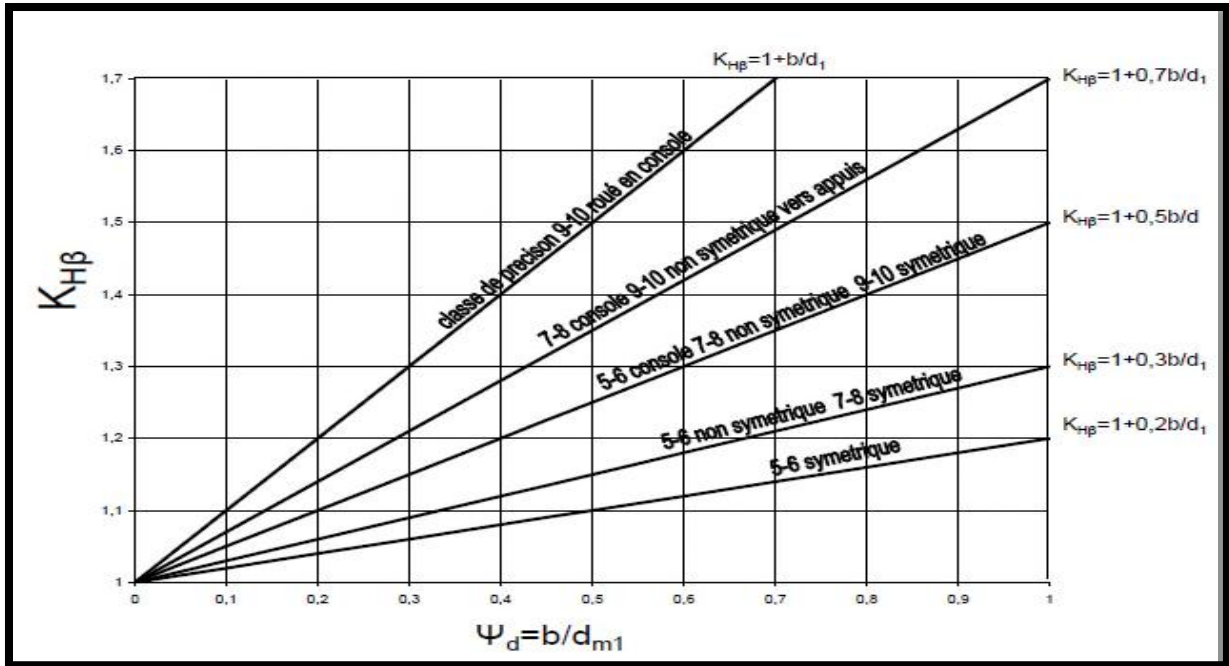
**Annexe N° 07 : Facteur de forme  $Y_F$  de la dent pour une denture cylindrique extérieure.**



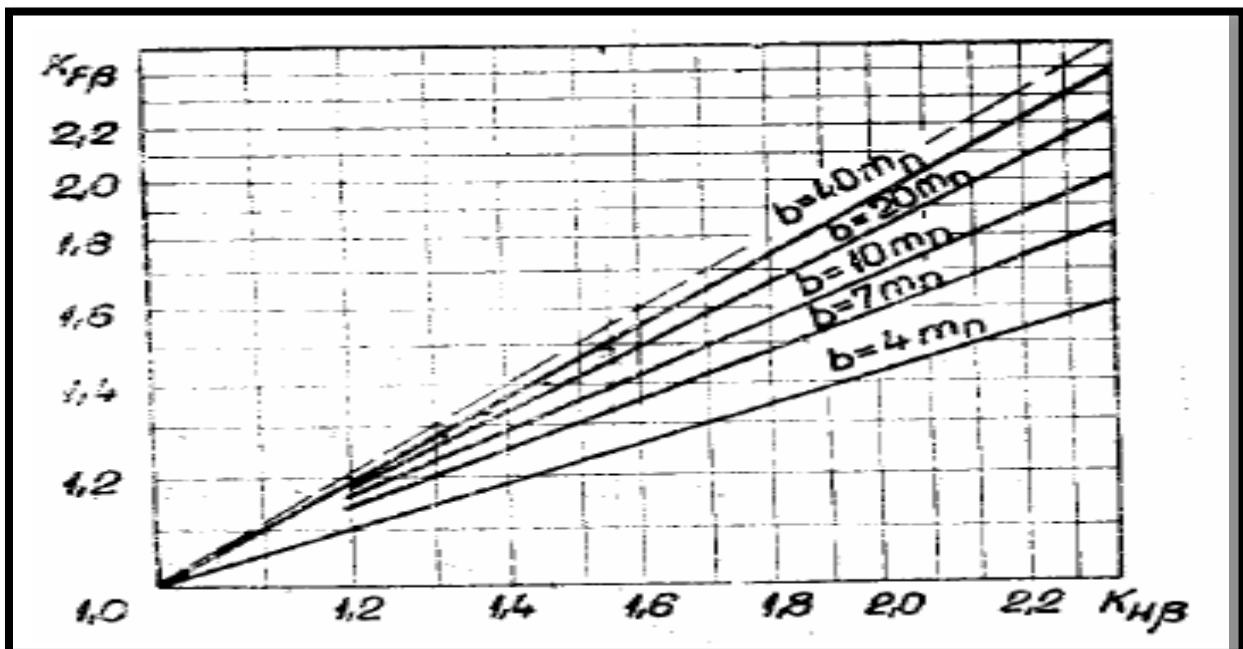
**Annexe N° 8 : Facteur dynamique interne**



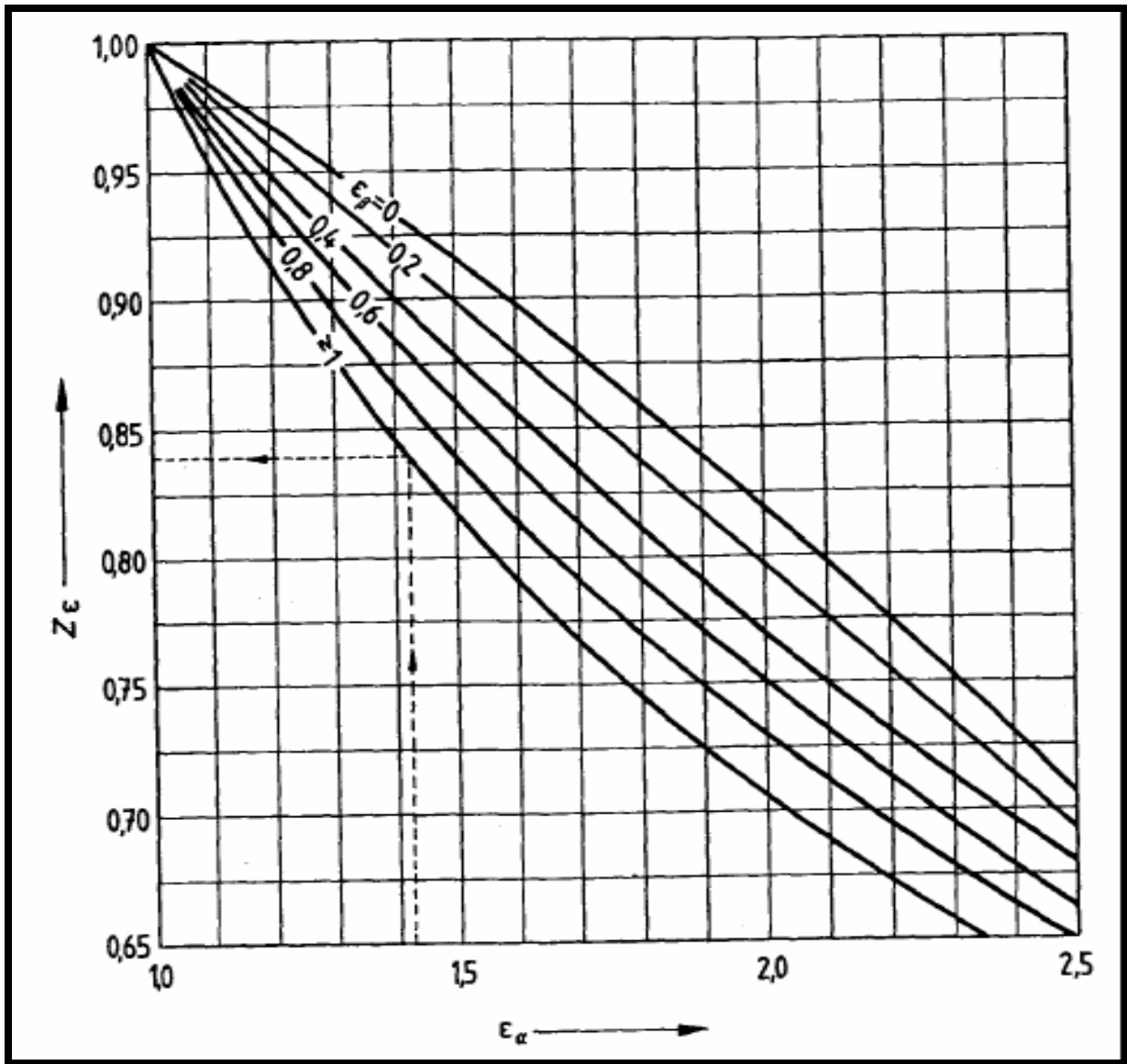
**Annexe N° 09 : Facteur de répartition longitudinale de la charge pour une sollicitation hertzienne  $K_{H\beta}$  pour une denture cylindrique durcie superficiellement**



**Annexe N° 10 : Facteur de répartition longitudinal de la charge pour une sollicitation au**



Annexe N° 11 : Facteur de la longueur de contact  $Z_\epsilon$





## Annexe N° 13 : acier pour les arbres de transmission

	$R_{p0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$s_3$	$R_{pe}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
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

## Annexe N° 15 : 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

# **LISTE DES TABLEAUX ET DES FIGURES**

## Liste des figures

Figure 1: Engrenages de Léonard de Vinci (dessin) et de Victor.....	02
Figure 2 : Engrenage cylindrique.....	03
Figure N° 3 : Roue , pignon et denture .....	04
Figure N° 4 : Train d'engrenages.....	04
Figure N° 5 : Le train planétaire ou épicycloïdal.....	05
Figure N° 6 : Engrenages à denture droite.....	06
Figure N° 7 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite.....	06
Figure N°8 : denture hélicoïdales chevron(1) , denture hélicoïdales(2) et engrenages hélicoïdales (3).....	08
Figure N° 9 : Les caractéristiques des dentures.....	08
Figure N° 10 : denture hélicoïdale (1) denture droite (2).....	10
Figure N° 11 : engrenage conique à axes concourants.....	11
Figure N° 12 : Engrenages coniques à denture droite.....	11
Figure N° 13 : Engrenages coniques à dentures spirales ( hélicoïdales).....	12
Figure N° 14 : Engrenages hypoïdes (1) et offset : E d'engrenage hypoïdes (2).....	12
Figure N° 15 : engrenage gauches ( roue et vis sans fin).....	14
Figure N° 16 : Système roue et vis sans fin.....	14
Figure N° 17 : engrenage à axe parallèles.....	16
Figure N 18 : engrenage extérieur(1) engrenage intérieur (2)engrenage à crémaillère(3) et train planétaire (4).....	16
Figure N° 19 : développante et normale à la développante.....	17
Figure N° 20 : tracé de la développante de cercle.....	18
Figure N° 21 : tracé des dent d'un engrenage à développante.....	19
Figure N° 26 : Défaut d'usure.....	21
Figure N° 27 : défaut pittings évolutifs sur une roue chevron.....	21
Figure N° 28 : défaut Grippage couvrant l'ensemble des dentures.....	22
Figure N° 29 : défaut écaillage par fatigue.....	23
Figure N° 30 : défaut fissure d'une dent d'engrenage.....	23
Figure N° 31 : Dent cassée due aux fissures en pied de dent résultant de la fatigue liée aux charges cycliques de flexion.....	24
Figure N° 32 : défaut grippage localisé sur les têtes de dent.....	24
Figure N° 33 : Principe du taillage avec un outil crémaillère.....	32

Figure N° 34 : Taillage de dentures droites à l’outil pignon (source Sandvik et Pfauter).....	32
Figure N° 35 : Exemple de dentures taillées par le procédé outil-pignon.....	32
Figure N° 36 : (a) Schématisation de la fraise-mère et de la pièce en cours de taillage. (b) Cinématique d'usinage de l'opération de taillage.....	33
Figure N° 37 : Processus de génération des dentures d'engrenage par l'outil fraise-mère.....	33
Figure N° 38 : Fraise à lames rapportées montée et démontée (à gauche) et fraise monobloc (à droite) (sources <i>Saazor</i> et <i>Samputensili</i> ).....	34
Figure N° 39 : Exemple d’opération de fraisage à la fraise module d’un pignon à dentures spiro-conique (source <i>Gearsolutions</i> ).....	35
Figure N° 40 : Erreur de profil, définition tirée de la norme ISO 1328.....	36
Figure N° 41 : Définition graphique de l'erreur individuelle de pas.....	36
Figure N° 42 : Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulé (Norme ISO 1328).....	37
Figure N° 43 : Définition des défauts d'inclinaison et de déviation selon la norme ISO 1328.....	38
Figure N° 44 : Principe d’une opération de shaving (source [Henr_83]).....	39
Figure N° 45: (a) Rectification par meule mère. L’outil est en bleu et la denture à rectifier en grise ; (b) cinématique de l’opération.....	39
Figure N° 46 : (a) principe du rodage de dentures (source Pfauter) , (b) Rodage d’un pignon (source <i>Raunaq</i> ) .....	40
Figure N° 47 : Fraise-mère de skiving (source Saazor).....	41
Figure N° 48 : motoréducteur coaxial entouré un convoyeur.....	42
Figure N° 49 : schéma cinématique d’un réducteur coaxial à deux étages utilisant des roues dentées cylindrique hélicoïdale.....	42
Figure N° 50 : Entraxe de train d’engrenage.....	48
Figure N° 51 : Répartition de la somme des déplacements spécifique du pignon et de la roue.....	53
Figure N° 52 : Eléments géométriques des roues dentées cylindriques à denture hélicoïdale.....	54
Figure N° 53 : Forces dans un engrenage cylindrique hélicoïdal.....	59
Figure N 54 : Forces sur les arbres d’un réducteur coaxial à roue hélicoïdales.....	60
Figure N 55 :Schéma rendu libre Arbre I.....	62
Figure N 56 : Schéma rendu libre Arbre II .....	63
Figure N 57 : Schéma rendu libre Arbre III .....	63

Figure N 58 : Clavette à têtes arrondies.....	63
Figure N° 59 :Modèle 3D de l'arbre d'entrée.....	69
Figure N 60 : Arbre intermédiaire.....	70
Figure N° 61 : Arbre de sortie.....	70
Figure N° 62:Pignon de train rapide.....	71
Figure N°63 :Roue de train rapide.....	71
Figure N° 64:Pignon de train lent (Roue 3) .....	71
Figure N° 65 :Roue de train lent (Roue 4).....	71
Figure N° 66 : Vue éclatée du réducteur étudié.....	72
Figure N° 67 : Le réducteur après assemblage des pièces.....	72
Figure N° 68 : Maillage du Pignon 1.....	73
Figure N° 69 : Maillage du roue 1.....	73
Figure N° 70 Maillage du Pignon.....	73
Figure N° 71 : Maillage du roue 2.....	73
Figure N°72: Maillage d'arbre d'entrée.....	74
Figure N°73 : Maillage d'arbre l'intermédiaire.....	74
Figure N° 74 : Maillage d'arbre de sortie.....	74
Figure N° 75 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre d'entrée.....	75
Figure N° 76 : Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements.....	75
Figure N° 77 : Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements.....	76
Figure N° 78 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.....	76
Figure N° 79 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre intermédiaire.....	77
Figure N° 80 : Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements.....	77
Figure N° 81 :Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements.....	78
Figure N° 82: Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.....	78
Figure N° 83: Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre de sortie.....	79

Figure 84 : Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements.....	79
Figure N° 85 :Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements.....	80
Figure N° 86 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.....	80
Figure N° 87 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon d'attaque.....	82
Figure N 88 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements.....	82
Figure N° 89: Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements.....	83
Figure N° 90 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.....	83
Figure N° 91 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon d'attaque.....	84
Figure N° 92 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements.....	85
Figure N° 93 : Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements.....	85
Figure N° 94 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.....	86
Figure N° 95 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon 2 de train lent.....	87
Figure N° 96 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements.....	87
Figure N° 97 :Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements.....	88
Figure N° 98 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.....	88
Figure N° 99 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de la roue 2 de train lent.....	89
Figure N° 100: Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements.....	89
Figure N° 101 : Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements.....	90
Figure N° 102 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.....	90

## Liste des Tableaux

Tableau N° 1 : Caractéristiques d'une roue à denture droite.....	07
Tableau N° 2 : Caractéristiques d'une roue à denture hélicoïdale.....	09
Tableau N° 3 :Caractéristiques d'un engrenages à axes concourants (conique à denture droite).....	13
Tableau N° 4 : Les caractéristiques de la vis.....	15
Tableau N° 5 : l'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottement présents dans une transmission mécanique.....	44
Tableau N° 6: Rapports de transmission nominale.....	45

**LISTE  
BIBLIOGRAPHIQUE**



## Références bibliographiques

### Ouvrage :

- ❖ **Gaston Nicolet** , juin 2006 « conception et calcul des éléments de machines » ,volume 3 , fribourg Suisse.
- ❖ **GERGE Dobre** ,(2006) «éléments de machines transmission mécanique»
- ❖ **Livre collectif auteur** « L'Ouvrier Moderne »,DUNOD 1923 , **Volume 6**, Number 1, Avril 1923
- ❖ **George Henriot** , Traité théorique et pratique des engrenages-Tome 1, Edition DUNOD. Paris .
- ❖ **Patrick GILLET** ; Conception assistée par ordinateur (CAO);Techniques de l'Ingénieur .

### Thèses :

- ❖ **Joël RECH** , contribution a la compréhension des modes d'actions tribologiques et thermiques des revêtements en usinage : application au cas du taillage de dentures a la fraise-mère a grande vitesse , 276 feuilles , thèse de doctorat , spécialité procédés et fabrication à l'école national supérieur d'art et métiers , Paris , soutenue le 19 décembre 2002 .
- ❖ **MECIBAH Mohamed-Salah**, modélisation de calcul des roues d'échange dans une transmission mécanique par engrenage, 122 feuilles , thèse de doctorat , spécialité Génie-Mécanique à l'université Mentouri de Constantine , soutenue en 2010 .
- ❖ **MIJAWA Favçal** formulation, caractérisation, modélisation et prévision du comportement thermomécanique des pièces plastiques et composites de fibres de bois: application aux engrenages , 286 Feuilles , thèse de doctorat en ingénierie à l'université du Québec à Trois-Rivières , soutenue le 18 Octobre 2017 .
- ❖ **Nabih FEKI** , modélisation électromécanique de transmissions par engrenages : applications a la détection et au suivi des avaries , 202 feuillets , thèse de doctorat , option mécanique à l'institut national des sciences appliquée de LIYON , soutenue le 30 mai 2012.
- ❖ **Naoual SABKHI** , Contribution à l'étude expérimentale et à la modélisation de l'usinage des pièces de grandes dimensions : Application au cas du taillage de dentures à la fraise-mère , 176 Feuilles , thèse de doctorat Spécialité Mécanique et Énergétique à l'université de Lorraine , Paris , soutenue le 18 décembre 2015 .

❖ **REM OND Didier** contribution a l'étude et l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement : développement et application de la transformée en ondelettes rapide , 242 feuillets , thèse de doctorat , option mécanique à l'institut national des sciences appliquée de LIYON , soutenue le 21 octobre 1991 .

❖ **Simon JOLIVET** , Caractérisation tribodynamique de la bruyance denture pour la gestion du confort acoustique des conditions d'engrènement en fabrication , 143 Feuillet , thèse de doctorat Spécialité “ Mécanique – Matériaux ” à l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers , Paris , soutenue le 24 novembre 2015

❖ **Thaer OSMAN**, Simulation de l'usure et d'avaries sur des dentures d'engrenages cylindriques :Influence sur le comportement statique et dynamique de transmissions par engrenage 226 feuillets , thèse de doctorat , option mécanique à l'institut national des sciences appliquée de LIYON , soutenue le 2 Février 2012 .

### **Mémoires :**

❖ **AMGHAR Amirouche et BOUAICHI Ghilas** , , « étude et conception d'un réducteur de vitesse » mémoire de fin d'étude ( option Conception mécanique et productique ) , sous la direction de Mr AMZAL , UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA .

❖ **BENKHADA Fatima** «étude vibratoire des engrenages » mémoire de fin d'étude ( option Maintenance Industrielle ) , sous la direction de Mr. GUEZZEN. S et Mr. HAMZA CHRIF. SM , UNIVERSITIE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEN , 2013/2014 .

❖ **BENSIAD Ismail** , « étude diagnostique et maintenance du bras de robot de la cellule flexible » , mémoire de fin d'étude , université de Tlemcen, 2011 .

❖ **BOUDRAA Tarik et TITOUAH Amazigh** , « Etude et dimensionnement d'un réducteur de vitesse à roues dentées hélicoïdales en chevrons » mémoire de fin d'étude ( option génie Mécanique ) , sous la direction de Mr. Madjid HADJOU , UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA , 2018 .

❖ **MELIH Miloud et OUNADJELA Bachir** «Automatisation du calcul des dimensions géométriques d'un engrenage » mémoire de fin d'étude ( option Construction Mécanique ) , sous la direction de M. RAHOU Mohammed et M SEBAA Fethi , UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEN

❖ **MILANE Yacine** « étude et conception d'un réducteur de vitesse à engrenages des dentures hélicoïdales » mémoire de fin d'étude ( option ingénierie mécanique assistée par ordinateur ) , sous la direction de Mr. HAMRI Okba , Abderrahmane Mira de Bejaia , SESSION 2014/2015 .

## Table des matières

<b>Introduction générale</b> .....	<b>01</b>
<b>Chapitre I : généralités sur les engrenages</b> .....	<b>02</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>02</b>
<b>Section 01</b> :généralités (historique , définition d'engrenage et concepts voisin).....	<b>02</b>
1.1 Historique des engrenages .....	02
1.2 Définition d'engrenage et concepts voisin .....	04
1.2.1 l'engrenage.....	04
1.2.2 Roue d'engrenage.....	05
1.2.3 Le train d'engrenages.....	05
1.2.4 Le train planétaire ou épicycloïdal.....	06
<b>Section 2</b> : les types d'engrenages.....	<b>06</b>
2.1 Engrenage cylindrique à denture droite.....	07
2.1.1 Caractéristiques des engrenages cylindrique droite (denture droite ).....	07
2.2 Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.....	08
2.2.1Caractéristiques des dentures.....	09
2.2.2 Eléments de comparaison entre dentures hélicoïdales et dentures droites.....	11
2.3 Engrenage conique ou à axes concourants.....	12
2.3.1 Principaux types d'engrenage conique à axe concourants .....	12
2.3.2 Caractéristiques des engrenages coniques à dentures droites.....	13
2.4 Engrenages gauches (système roue et vis sans fin).....	14
2.4.1 Les avantages et les inconvénients d'engrenages gauches ( roue et vis sans fin ).....	15
2.4.2 Système roue et vis sans fin.....	15
2.4.3 Les caractéristiques de la vis.....	16
2.5 engrenages a axe parallèle ( engrenage cylindrique ).....	17
2.5.1 Les sous types d'engrenage cylindrique parallèles.....	17
<b>Section 3</b> : Etude du profile en développante de cercle.....	<b>18</b>
3.1 Définition de la développante de cercle.....	18
3.2 Tracé par point de la développante.....	19
3.3 Engrenages à denture en développante.....	19
<b>Section 4</b> : Les défauts d'engrenages.....	<b>20</b>
4.1 Défauts répartis.....	20

4.1.1 L'sure.....	20
4.1.1.1 Usure par abrasion.....	20
4.1.1.2 Usure par transfert ou adhésion.....	21
4.1.1.3 Usure par fatigue.....	21
4.1.1.4. Usure par réactions tribochimiques.....	21
4.1.2 Piquûres (ou pitting).....	22
4.1.3 Le grippage généralisé.....	23
4.2 Défauts localisés.....	23
4.2.1 Ecaillage.....	23
4.2.2 Fissures.....	24
4.2.3 Dents cassées.....	24
4.2.4 Grippage localisé.....	25
<b>Conclusion.....</b>	<b>26</b>
<b>Chapitre II : le taillage des engrenages.....</b>	<b>27</b>
<b>Introduction.....</b>	<b>27</b>
<b>Section 1:calcul de la résistance des dentures et matériaux pour engrenages.....</b>	<b>27</b>
1.1 Calcul de la denture à la pression.....	28
1.2 Calcul de la denture à la flexion (rupture) par la méthode I.S.O. «norme expérimentale ».....	29
1.3 Matériaux pour en grenages.....	30
<b>Section 2 : les opérations de taillage des dentures.....</b>	<b>31</b>
2.1 Taillage à l'outil crémaillère.....	31
2.2 Taillage à l'outil pignon ou taillage couteau.....	32
2.3 Taillage fraise-mère (hobbing).....	33
2.3.1 Avantages et limites de l'opération de taillage à la fraise mère.....	34
2.4 Fraisage à la fraise module.....	34
<b>Section 3: Etude des erreurs et défauts des engrenages.....</b>	<b>35</b>
3.1 Défauts de fabrication et de montage.....	35
3.1.1 L'erreur de profil et de distorsion.....	35
3.1.2 Erreur de division (de pas).....	36
3.1.2.1 Les causes des erreurs de division.....	37
3.1.3 Défaut d'entraxe.....	37
3.1.4 Défaut de déviation et d'inclinaison (défauts d'alignement).....	37
<b>Section 4: les techniques de finition des dentures.....</b>	<b>38</b>

4.1 Le rasage ou (shaving ).....	38
4.2 La rectification.....	39
4.3 Le rodage ou honing.....	40
4.4 le taillage dur ou skiving.....	40
<b>Conclusion.....</b>	<b>41</b>
<b>Chapitre III : le dimensionnement.....</b>	<b>42</b>
<b>Introduction.....</b>	<b>42</b>
<b>Section 1 : Calcul cinématique et énergétique.....</b>	<b>42</b>
1.1.1 Schémas cinématique de réducteur.....	42
1.1.2 Principe de fonctionnement de réducteur.....	42
1.1.3 Définition du cahier des charges.....	43
1.1.4 Position du problème.....	43
1.2 Calcul cinématique et énergétique.....	44
1.2.1 Calcul cinématique.....	44
1.2.1.1 Détermination des rapports de transmission.....	44
1.2.1.2 Calcul de la vitesse de rotation des arbres.....	45
1.2.2 Calcul énergétique.....	46
1.2.2.1 calcul des puissances transmises par les arbres.....	46
1.2.2.2 calcul des moments transmis par les arbres.....	46
<b>Section 2 : Dimensionnement préliminaire des arbres et dimensionnement préliminaire des engrenages.....</b>	<b>46</b>
2.1 Dimensionnement préliminaire des arbres.....	46
2.2 Dimensionnement préliminaire des engrenages.....	47
2.2.1 Choix des matériaux pour les roues dentées.....	47
2.2.2 le dimensionnement.....	47
2.2.2.1 Détermination de l'entraxe $a$ .....	48
2.2.2.2 Détermination de module normal des roues dentées $m_n$ .....	49
2.2.2.3 établissement de l'angle d'hélice $\beta$ .....	50
2.2.2.4 Etablissement du nombre de dents du pignon $Z_1$ et on déduit celle de la roue $Z_2$ .....	50
2.2.2.5 Etablissement du nombre de dents du pignon $z_3$ et on déduit celle de la roue $z_4$ .....	51
2.2.2.6 calcul du rapport de transmission effectif de l'engrenage.....	51
2.2.2.7 calcul du déport de la denture.....	51
<b>section 3 : Eléments géométriques des roues dentée.....</b>	<b>54</b>
3.1 calcul des éléments géométriques des roues de train rapide.....	54
3.2 Calcul des éléments géométriques des roues de train lent.....	56

<b>section 4</b> : calcul des forces dans les engrenages et dimensionnement des arbres.....	58
4.1 Calcul des forces dans les engrenages.....	58
4.1.1 Calcul des forces tangentielles.....	59
4.1.2 Calcul des forces radiales.....	59
4.1.3 Calcul des forces axiales.....	60
4.1.4 Calcul des forces normales.....	60
4.2 Dimensionnement des arbres.....	61
4.2.1 Choix des matériaux.....	61
4.2.2 Calcul des diamètres des arbres.....	61
4.2.2.1 Arbre d'entrée (I).....	61
4.2.2.2 Arbre intermédiaire (II).....	62
4.2.2.3 Arbre de sortie (III).....	62
4.2.3 Tracé du schéma de chargement et appui de chaque arbre.....	62
<b>section 5</b> : Choix et vérification des clavettes.....	63
5.1 Choix de matériau pour les clavettes.....	64
5.1.1 Clavette de la roue 1.....	64
5.1.1.1 Condition de résistance a la compression.....	64
5.1.1.2 Condition de résistance au cisaillement.....	64
5.1.2 Clavette de la roue 2 .....	65
5.1.2.1 Condition de résistance a la compression.....	65
5.1.2.2 Condition de résistance au cisaillement.....	65
5.1.3 Clavette de la roue 3.....	65
5.1.3.1 Condition de résistance a la compression.....	65
5.1.3.2 Condition de résistance au cisaillement.....	65
5.1.4 Clavette d'accouplement de sortie (réducteur-machine réceptrice).....	66
<b>Conclusion</b> .....	66
<b>Chapitre IV : simulation et interprétation des résultats d'analyse</b> .....	<b>67</b>
<b>Introduction</b> .....	67
<b>Section 1</b> : la conception assistée par ordinateur CAO.....	67
1.1 Définition.....	67
1.2 Domaines d'application de la CAO.....	68
1.3 Définition du logiciel CAO solidworks.....	68
<b>Section 2</b> : Modélisation géométrique des éléments du réducteur.....	69
2.1 Modélisation géométrique des arbres.....	69

2.2 Modélisation géométrique des pignons et des roues dentées.....	71
2.3 Création de l'assemblage.....	72
<b>Section 3 : Modélisation numérique.....</b>	<b>73</b>
3.1 le maillage.....	73
3.2 le maillage des organes du réducteur.....	73
3.2.1 les pignons.....	73
3.2.2 : les arbre.....	74
<b>Section 4 : conditions aux limites et simulation avec le logiciel Solidworks.....</b>	<b>74</b>
4.1 Vérification de résistance des arbres.....	74
4.1.1 Arbre d'entrée.....	75
4.1.2 Arbre intermédiaire.....	77
4.1.3 Arbre de sortie.....	79
4.2 Vérification de la résistance des dents.....	82
4.2.1 Pignon d'attaque 1( pignon de train rapide ).....	82
4.2.2 La roue 1 (roue de train rapide).....	84
4.2.3 Pignon 2 (pignon de train lent).....	86
4.2.4 la Roue2 ( roue de train lent ).....	89
<b>Conclusion.....</b>	<b>91</b>
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>92</b>
<b>Bibliographie</b>	
<b>Annexes</b>	
<b>Liste des tableaux et des figures</b>	

## **Résumé :**

les réducteurs est un moyen de transmission de puissance d'un moteur vers un une machine réceptrice. On trouve les réducteurs dans l'industrie mécanique, dans le monde d'automobile

L'objectif de notre projet est l'étude de conception d'un réducteur de vitesse. Ce réducteur est constitué de quatre pignons. (deux pignons et deux roues) à dentures hélicoïdal, et trois arbres coaxial , des clavettes , des roulements .....

La conception du réducteur a été faite, après l'étude théorique de tous ses organes, par le logiciel de CAO « SOLIDWORKS » en se basant sur un modèle existant que nous l'avons pris de l'entreprise ,

la simulation a été faite a l'aide de logiciel de la CAO « Solidworks ».

**Mots clés :** Solidworks, simulation, réducteur, engrenage, pignon.,

## **Abstract :**

gearboxes is a means of transmitting power from a motor to a receiving machine. We find reducers in the mechanical industry, in the automotive world

The objective of our project is the design study of a speed reducer. This reducer consists of four gears. (two gears and two wheels) with helical gears, and three coaxial shafts, keys, bearings...

The design of the reducer was made, after the theoretical study of all its organs, by the CAD software "SOLIDWORKS" based on an existing model that we took from the company.

the simulation was done using CAD software "Solidworks".

**Keywords:** Solidworks, simulation, gearbox, gear, pinion., Trees