

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REpubLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
وزارة

التعليم العالي والبحث العلمي  
العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبو بكر بلقايد – تلمسان –

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –  
Faculté de TECHNOLOGIE



## MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

**En** : Génie mécanique

**Spécialité** : Construction mécanique

**Par** : Kebdani Tarik

### Sujet

Conception d'un banc d'essai pour l'analyse des vibrations des défauts d'engrènement.

Soutenu publiquement, le 01 /07/2021 , devant le jury composé de :

M. ZINAI A.	MCB	Univ.tlemcen	Président
M. Hamza Cherif.	MCA	Univ.tlemcen	Directeur de mémoire
SM			
M. Belalia .SA	Professeur	Univ.tlemcen	Co- Directeur de mémoire



## Remercîments :

Ce travail a été réalisé au niveau du Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen.

Je tiens à remercier très chaleureusement mon encadreur Monsieur **SM.Hamza Cherif** et mon co-encadreur **S.Belalia** pour leurs aides et conseils au long de ce travail, et pendant toutes mes années d'étude.

Je remercie Monsieur ZINAI A. maitre de conférence à l'Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen, pour m'avoir fait l'honneur et le plaisir de présider mon jury de mémoire.

Ainsi je remercie Monsieur Chorfi. SM Maître de Conférence à l'Institut de Génie Mécanique de l'Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen de m'avoir fait l'honneur et le plaisir d'être le jury de mon mémoire

Mes remerciements vont aussi à toutes les personnes qui ont contribué de loin ou de près à l'élaboration de ce travail, à tous j'exprime ma reconnaissance.

## Résumé :

On peut trouver dans plusieurs machines et réducteurs des systèmes d'engrenages conçu pour multiplier ou réduire une vitesse d'entrée pour obtenir une vitesse de sortie particulière.

En mécanique, les engrenages représentent des éléments vitaux pour la transmission de mouvement. Ils constituent les éléments principaux des réducteurs et boîtes vitesses.

C'est pour cela que cette étude vise à connaître les différentes erreurs d'engrainements présents sur les engrenages, leurs origines, et leurs impacts sur les rapports de transmission à l'intérieur d'un réducteur, tout en proposant des solutions technologiques pour chaque défaut d'engrainement.

Lors de cette étude nous allons en particulier nous intéresser à l'engrenage roue et vis sans fin et connaître les caractéristiques qui lui sont associées. Par la suite nous verrons comment ce type d'engrenage peut être utilisé à l'intérieur d'un réducteur.

Enfin nous ferons une conception et simulation à l'aide du logiciel SOLIDWORKS pour comprendre le fonctionnement d'un réducteur sans fin

**Mots-clés** : engrenage, défaillance, usure, rupture, roue et vis sans fin.

# Sommaire :

Introduction générale .....	1
1 Chapitre I.....	3
1.1 Définitions des engrenages : .....	3
1.1.1 Introduction :.....	3
1.1.2 Définition et classification : .....	3
Les engrenages à axes parallèles (aussi nommé engrenages cylindriques).....	4
Les engrenages à axes concourants .....	4
Les engrenages gauches ou a axes quelconque .....	5
1.1.3 Caractérisation des engrenages : .....	6
1.1.3.1 Les engrenages gauches :.....	6
1.1.3.2 Le système roue- vis sans fin :.....	6
1.1.3.3 Caractéristique du système roue- vis sans fin :.....	8
1.2 Défauts d'engrenages :.....	11
1.2.1 Les défauts de fabrication : .....	11
1.2.1.1 Erreur de faux-rond (excentricité) :.....	11
1.2.1.2 Les erreurs de pas :.....	11
1.2.1.3 Erreur de profil : .....	12
1.2.1.4 Erreurs d'épaisseurs des dents :.....	13
1.2.1.4.1 Epaisseur de dents de référence :.....	13
1.2.1.4.2 Limite minimale et maximale de l'épaisseur des dents : .....	13
1.2.1.4.3 Tolérance d'épaisseur de dent : .....	13
1.2.1.4.4 Epaisseur de dent de conception :.....	14
1.2.1.4.5 Epaisseur de dent effective :.....	14
1.2.1.5 Erreur d'hélice : .....	14
1.2.1.6 Défaut de montage :.....	16
1.2.1.6.1 Défaut d'entraxe :.....	17
1.2.1.6.2 Défaut d'alignement (inclinaison et déviation) :.....	17
1.2.1.7 Erreur de transmission : .....	19
1.2.1.7.1 Erreur de transmission quasi-statique : .....	19
1.2.1.7.2 La méthode des écarts composés tangentielle : .....	21
1.2.1.7.3 Mesure comparative : .....	21
1.2.1.7.4 Mesure directe : .....	24
1.2.1.7.5 Relevés profilométriques et erreur de transmission : .....	25

1.2.1.8	Les traitements thermiques : .....	27
1.2.1.8.1	Les défauts du traitement thermique : .....	29
1.2.1.9	Défauts d'usure : .....	31
1.2.1.9.1	défauts de surfaces : .....	32
1.2.1.9.2	Fissure : .....	36
1.2.2	Techniques de détection des défauts d'engrenage : .....	36
2	Chapitre II : Généralités sur les réducteurs : .....	39
2.1	Introduction : .....	39
2.2	Les réducteurs à vis sans fin : .....	39
2.3	Caractéristiques : .....	40
2.4	Avantages : .....	40
2.5	Inconvénients : .....	41
2.6	Principales applications : .....	41
2.7	Evolution technologique : .....	41
2.8	Les Différents types de réducteurs vis sans fin : .....	41
2.8.1	Vis de type ZA : .....	41
2.8.2	Vis de type ZN : .....	42
2.8.3	Vis de type ZK : .....	42
2.8.4	Vis de type ZI : .....	42
2.8.5	Vis de type ZH : .....	42
3	Chapitre III : .....	44
3.1	Dimensionnement .....	44
3.1.1	Données : .....	44
3.1.2	Rapport de réduction .....	44
3.1.3	Le couple : .....	45
3.1.4	Hypothèses : .....	45
3.1.5	Efforts sur la vis motrice et la roue réceptrice : .....	46
3.1.6	Le module : .....	47
3.1.6.1	Module de la vis : .....	48
3.1.7	Calcul des éléments géométrique de la roue et la vis sans fin : .....	49
3.1.7.1	Éléments géométriques de la vis .....	49
3.1.7.2	Éléments géométriques de la roue : .....	50
3.1.8	Calcul des arbres : .....	51
3.1.8.1	Arbre d'entrée : .....	51
3.1.8.2	Arbre de sortie : .....	53
3.1.9	Choix des roulements : .....	55

3.2	Conception sur Solidworks : .....	56
3.3	Assemblage des pièces : .....	59
4	Chapitre IV : Simulation : .....	63
4.1	Observation (arbre de la vis) : .....	64
4.2	Observation (arbre de sortie) : .....	66
5	Conclusion générale : .....	67
6	Référence bibliographiques : .....	68

## Liste des figures :

Figure 1 Elements d'engrenage .....	3
Figure 2 Engrenages cylindriques.....	4
Figure 3 Engrenages à axes concourants .....	4
Figure 4 Engrenages gauches .....	5
Figure 5 Phénomènes Vibratoires et acoustiques des engrenages .....	5
Figure 6 Schéma des Engrenages gauches .....	6
Figure 7 Caractéristiques des engrenages gauches .....	7
Figure 8 fonctionnement sans interférence.....	9
Figure 9 Fonctionnement avec interférence.....	9
Figure 10 Interférence de fabrication .....	9
Figure 11 Les types d'interférences.....	10
Figure 12 faux rond .....	11
Figure 13 Erreur de pas .....	12
Figure 14 Erreurs de profil, définition tirée de la norme ISO 1328.....	13
Figure 15 écarts épaisseur de denture .....	14
Figure 16 Caractéristiques géométriques de l'hélice .....	15
Figure 17 Ecart de profil .....	16
Figure 18 Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison (Umezawa et Cole. 1989-b) .....	17
Figure 19 Définition des défauts d'inclinaison et de déviation selon la norme ISO 1328.....	18
Figure 20 Défaut de déviation .engrenage H2 (Umezawa et Cole. 1989-b).....	19
Figure 21 Erreurs de transmission pour différents types d'engrenages (Munro 1970).....	20
Figure 22 Effets caractéristiques des principales erreurs de fabrication sur l'erreur de transmission (Faure 1989) .....	21
Figure 23 Principe du dispositif mécanique universel pour la mesure de l'écart composée d'après Faure (1989) .....	23
Figure 24 Principe de mesure de l'erreur composée tangentielle par roulements de deux disques (Faure 1989) .....	24
Figure 25 Dispositif de mesure de l'erreur de transmission par codeurs optiques (Smith 1988).....	25
Figure 26 Construction de l'erreur de transmission sans charges à partir des erreurs de profils individuelles (Munro 1989) .....	26
Figure 27 Comparaison entre la mesure de l'erreur de transmission et un relevé profilométrique (Munro 1970) .....	27
Figure 28 Les différents modes de traitements thermiques des engrenages.....	28
Figure 29 Rupture par fatigue .....	30
Figure 30 Rupture par écaillage .....	31
Figure 31 Les défauts d'usures .....	32
Figure 32 Usure par abrasion .....	32
Figure 33 Piqures.....	33
Figure 34 Grippage .....	34
Figure 35 Ecaillage.....	35
Figure 36 Rupture de dent .....	36
Figure 37 Fissure de dent .....	36
Figure 38 Réducteur à vis sans fin ouvert .....	40
Figure 39 flanc de la vis : a gauche vis de type ZA , a droite vis de type ZN.....	42
Figure 40 flancs de la vis : de gauche vers la droite: type ZK, ZH, ZI .....	43
Figure 41 schémas du rapport de réduction .....	44

Figure 42 efforts appliqués à l'arbre .....	52
Figure 43 Schéma de réducteur à vis sans fin sur <a href="http://www.euronormdrives.com">www.euronormdrives.com</a> .....	54
Figure 44 Vue de face et de droite de l'Arbre .....	56
Figure 45 Vue de face et de droite de la roue.....	57
Figure 46 Vue de face et de droite de la vis .....	58
Figure 47 Réducteur non assemblé.....	59
Figure 48 Etape 1 de l'assemblage .....	60
Figure 49 Etape 2 de l'assemblage .....	60
Figure 50 Etape 3 assemblage terminé .....	61
Figure 51 Vue de Face et de droite Réducteur.....	62
Figure 52 Maillage et application de contraintes sur l'arbre de la vis .....	63
Figure 53 Contraintes maximal de von mises sur l'arbre de la vis .....	63
Figure 54 Déplacements sur l'arbre de la vis .....	64
Figure 55 Contraintes maximal de von mises sur l'arbre de sortie .....	65
Figure 56 Maillage et application de force sur l'arbre de sortie .....	65
Figure 57 Déplacements sur l'arbre de sortie .....	66

### **Liste des tableaux :**

Tableau 1 Caractéristiques du système roue- vis sans fin.....	8
Tableau 2 Facteur coefficient de frottement .....	46
Tableau 3 Efforts et couple.....	47
Tableau 4 Norme NF ISO54 .....	48
Tableau 5 Caractéristiques géométriques de la vis.....	49
Tableau 6 Caractéristiques géométriques de la roue .....	51
Tableau 7 Dimensionnement pour les réducteurs a vis sans fin (une seul entrée- une seul sortie) <a href="http://www.euronormdrives.com">www.euronormdrives.com</a> .....	54

## Introduction générale :

Les engrenages sont souvent utilisés dans le domaine de mécanique, Ils permettent de transmettre le couple et le mouvement d'un organe mécanique (ou d'un moteur) vers un autre.

Pour transmettre un mouvement de rotation a vitesse élevé avec une bonne précision, le meilleur choix technologique c'est d'utiliser des engrenages car ce type de mécanisme conduit à la plus faible perturbation et perte de puissance entre l'entrée et la sortie d'un système mécanique

C'est grâce à ces qualités que les engrenages sont couramment exploités dans de nombreux domaines et en particulier dans le domaine automobile, aéronautique, aérospatiale, transport maritime....et dans celui des machines.

Mais comme tout type de mécanisme ces systèmes ont des défauts ; ils se déforment, vibrent et génèrent du bruit. Et dans le domaine des machines ou des véhicules de transport, ces phénomènes peuvent être la source d'émissions vibratoire importantes que l'on doit minimiser.

C'est pour ces raisons que les engrenages sont reconnus comme l'une des sources principales d'amplification de vibrations dans les réducteurs et les mécanismes de transfert.

Les réducteurs sont des systèmes mécaniques possédant des organes d'entrées et de sorties, ils permettent d'augmenter le couple d'un moteur ou de réduire sa vitesse. Tous les types de réducteurs contiennent des engrenages.

Pour éviter les arrêts des réducteurs il est important de connaître les différents types de défauts d'engrènement pouvant se produire dans ces systèmes et de surveiller en permanence les signes précurseurs de ces défauts avant qu'il ne soit trop tard.

Et c'est pour cela qu'on a consacré notre étude sur l'analyse des défauts d'engrènements sur les engrenages à vis sans fin ; un type de réducteur exceptionnel qui permet de grands rapports de réduction tout en étant plus silencieux que les autres types de réducteurs

\*Le but de cette étude :

-Apprendre le fonctionnement des engrenages, les différents défauts d'engrènements et quelques techniques de détection de ces défauts

-Connaitre l'origine des défauts dans les engrenages

-Concevoir, simuler, et étudier les défauts d'engrènements en utilisant le logiciel SOLIDWORKS

Pour arriver à notre but, nous avons articulé cette étude autour de 4 chapitres :

**Le chapitre 1 :** Généralité sur les engrenages, défauts d'engrenages, sources d'excitations vibratoires

**Le chapitre 2 :** Une étude générale sur le réducteur a vis sans fin (introduction, constitutions, principe de fonctionnement,...).

**Le chapitre 3 :** Dimensionnement et Conception d'engrenage et de réducteur a vis sans fin par l'utilisation du logiciel SolidWorks (version 2016...).

**Le chapitre 4 :** Modélisation, étude statique et dynamique des différents composants du réducteur, et simulation avec le logiciel Solidworks 2016

**Le chapitre 5 :** Une conclusion générale de notre étude

# 1 Chapitre I

## 1.1 Définitions des engrenages :

### 1.1.1 Introduction :

Les engrenages sont l'un des éléments essentiels d'un système de transmission de puissance, leurs applications sont nombreuses et ils sont très fréquemment utilisés en mécanique surtout grâce à leurs résistances et durabilités.

La première utilisation des systèmes engrenant remonte à plus de 4500 ans, leurs domaines d'applications a beaucoup évolué au cours des siècles.

L'avantage des engrenages c'est qu'ils répondent parfaitement aux critères de précision, rendement, et puissance spécifiques qui sont hautement demandé dans les systèmes mécaniques modernes .Cependant comme tout élément de transmission les engrenages ont aussi quelques inconvénients qui sont principalement une mauvaise tenue vibratoire et une excitation sonore assez importante.

### 1.1.2 Définition et classification :

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact et on dit que les deux roues sont conjuguées.

La petite roue se nomme le pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue, la grande roue

Intérieure s'appelle la couronne. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors Une crémaillère.

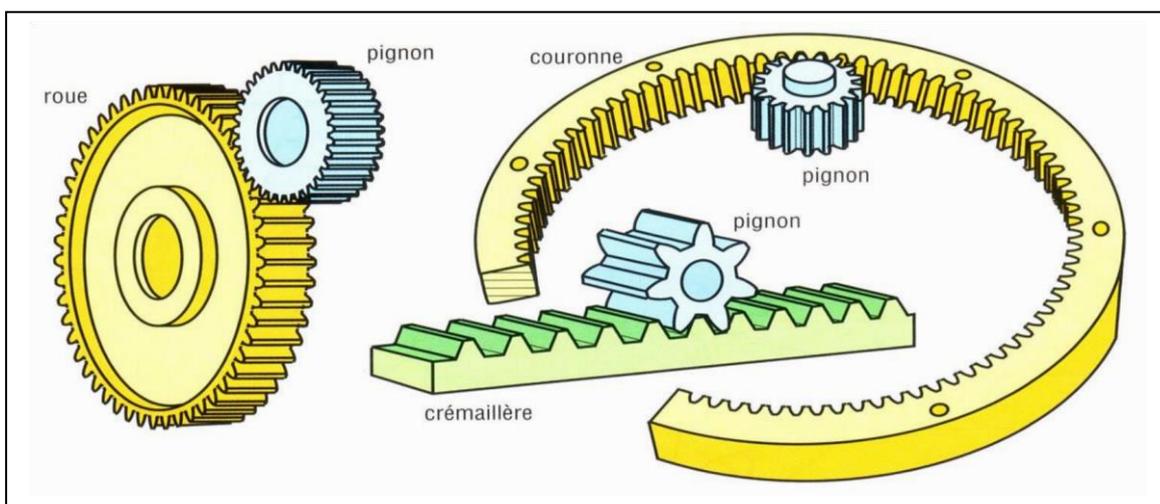
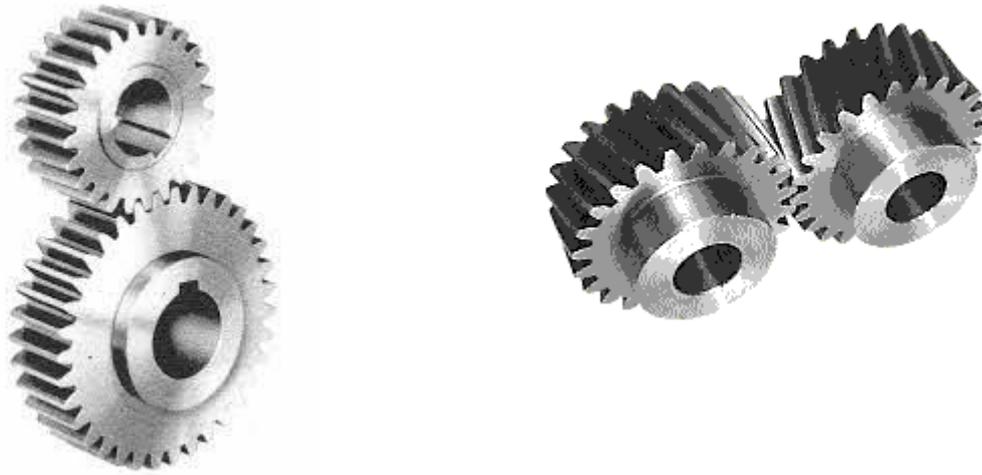


Figure 1 Elements d'engrenage

Les engrenages sont classés selon la position relative des axes des arbres en rotation, il existe donc trois grandes classes qui sont :

*Les engrenages à axes parallèles (aussi nommé engrenages cylindriques)* : il s'agit d'engrenages dont les cylindres primitifs de fonctionnement roulent sans glisser l'un sur l'autre. Leurs dents sont parallèles les uns sur les autres. Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents suivant la génératrice. On trouve les dentures droites, dentures hélicoïdales...



*Figure 2 Engrenages cylindriques*

*Les engrenages à axes concourants* (Ce type est nommé aussi conique) : dans un engrenage concourant, les cônes primitifs de fonctionnement roulent sans glisser l'un sur l'autre. Les axes des roues et les génératrices des cônes sont concourants en un même point. Selon la géométrie des dents, on distingue les sous catégories des : dentures droites, hélicoïdales, spirales.



*Figure 3 Engrenages à axes concourants*

*Les engrenages gauches ou à axes quelconque* : les axes des arbres n'ont pas un point commun et occupent une position relative quelconque. Dans cette catégorie se retrouvent par exemple les dentures hypoïdes, engrenage à vis conjuguée...



Figure 4 Engrenages gauches

Les caractéristiques vibratoires dépendent principalement de l'ensemble des constituants d'une transmission et plus en particulier des :

- Les engrenages qui sont généralement reconnus comme les composants les plus influents.
- Les arbres supports des engrenages.
- Les paliers (roulements, paliers hydrostatiques ou hydrodynamiques).
- Le carter.

Les critères de confort acoustique, de tenue mécanique et de gain de poids sont de plus en plus marquants dans la conception des architectures de trains d'engrenages modernes et induisent de nouvelles voies d'études.

Une approche globale est donc nécessaire afin de caractériser les phénomènes vibratoires et acoustiques associés aux excitations liées aux conditions de contacts entre les dentures et à la propagation des vibrations vers le milieu extérieur.

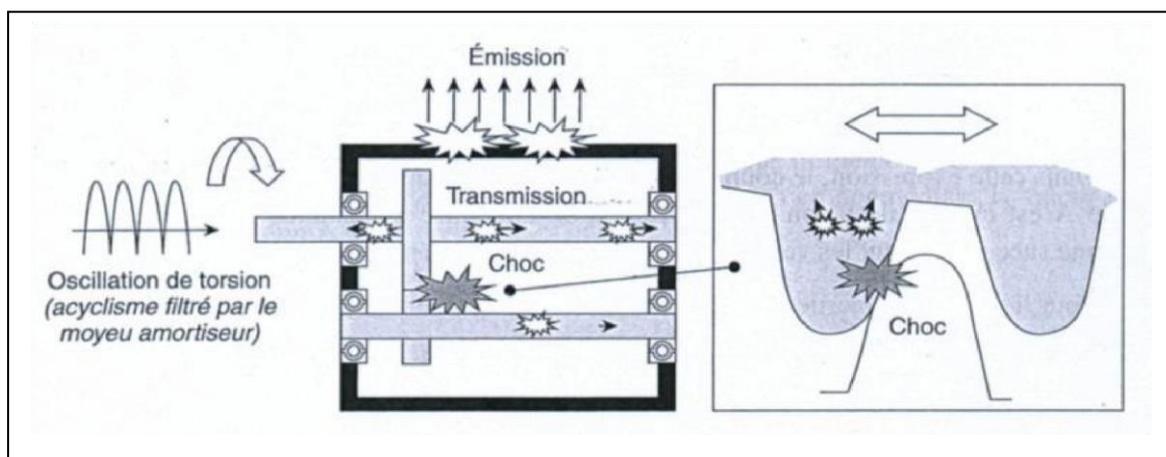


Figure 5 Phénomènes Vibratoires et acoustiques des engrenages

### 1.1.3 Caractérisation des engrenages :

#### 1.1.3.1 Les engrenages gauches :

C'est l'un des engrenages qui permettent les meilleurs et plus grands rapports de réduction pouvant aller jusqu'à 1/200, La transmission de mouvement dans ce cas se fait entre deux arbres orthogonaux. Ces engrenages peuvent également offrir la possibilité d'irréversibilité.

Ils sont considérés comme les plus silencieux et ne produisent aucun choc mais malheureusement leurs glissement et frottement trop important peut aussi provoquer un rendement médiocre

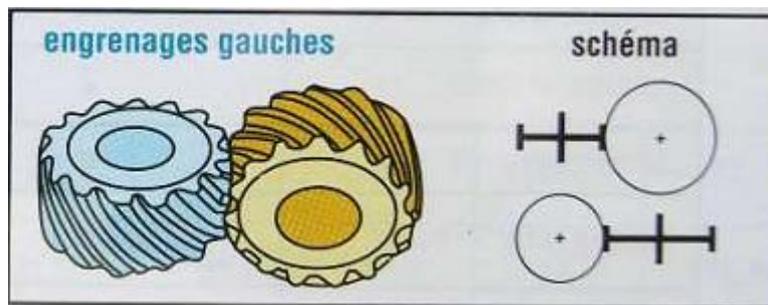


Figure 6 Schéma des Engrenages gauches

#### 1.1.3.2 Le système roue- vis sans fin :

Ce système est constitué de deux composants :

Le premier est la vis sans fin et c'est un cylindre long et étroit possédant une denture hélicoïdale continue ressemblant une vis filetée

Le deuxième composant est une roue à denture hélicoïdale et elle est mise en prise avec la vis sans fin

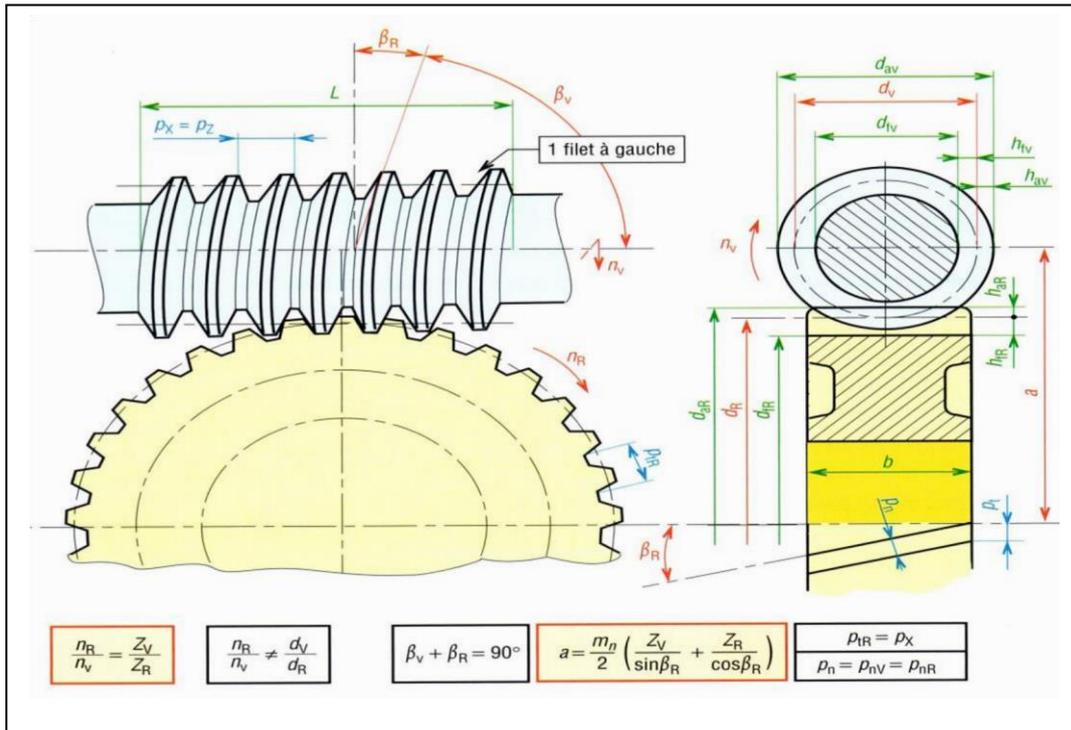


Figure 7 Caractéristiques des engrenages gauches

Contrairement aux engrenages à roues à denture hélicoïdale Les dents de la vis sans fin glisse sur celles de la roue menée sans appliquer directement un effort de rotation. Le rôle principal de la vis sans fin est plutôt de transmettre une rotation, avec une grande réduction de vitesse, entre deux arbres orthogonaux.

### 1.1.3.3 Caractéristique du système roue- vis sans fin :

Caractéristique	Symbole ISO	OBSERVATION
Nombre de dents	$Z_r$	$Z_r$
Angle d'hélice de la vis	$\beta_v$	$\beta_v$
Angle de pression	$\alpha_n$	$\alpha_n$
Angle d'hélice de la roue	$\beta_r$	$\beta_r = 90^\circ - \beta_v$
Module réel	$m_n$	$m_n$
Module axial	$m_x$	$m_x = m_n / \cos \beta_v$
Pas réel	$P_n$	$P_n = m_n \cdot \pi$
Pas axial	$P_x$	$P_x = P_n / \cos \beta_v$
Pas de l'hélice	$P_z$	$P_z = P_x * Z_v$
Saillie	$h_a$	$h_a = m_n$
Creux	$h_f$	$h_f = 1.25m_n$
Hauteur de dent	$h$	$h = h_a + h_f = 2.25m_n$
Diamètre primitif (dent)	$d_b$	$d_B = m_x Z_r$
Diamètre de tête (dent)	$d_a$	$d_a = d_B + 2m_n$
Diamètre de pied (dent)	$d_f$	$d_f = d_B - 2.5m_n$
Largeur de la dent	$b$	$b \geq 2 \frac{\pi * m_n}{\sin \theta}$
Entraxe entre roue et vis	$a$	$a = \frac{d_A + d_B}{2}$
Diamètre primitif (vis)	$d_A$	$d_A = P_z / \pi \tan \beta_v$
Diamètre de tête (vis)	$d_a$	$d_a = d_A + 2m_n$
Diamètre de pied (vis)	$d_f$	$d_f = d_A - 2.5m_n$
Longueur de la vis	L	$4p_x < L < 6p_x$

Tableau 1 Caractéristiques du système roue- vis sans fin

Pour un meilleur engrènement, les deux profils de denture en contact doivent rester constamment tangents.

Dans un premier cas si le point de contact se fait au-delà du cercle de base, on dit que le mouvement se fera sans interférence.

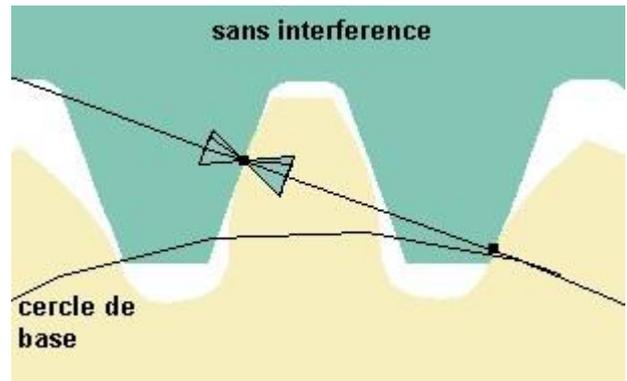


Figure 8 fonctionnement sans interférence

Dans un deuxième cas le point de contact se fait en dessous du cercle de base alors il y a une interférence

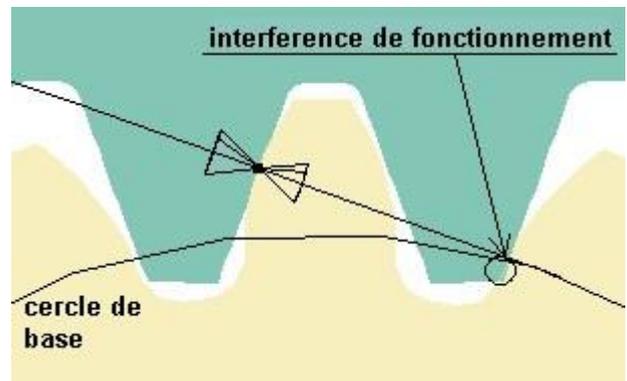


Figure 9 Fonctionnement avec interférence

Les causes dans ce cas sont généralement :

- Lorsque le nombre des dents du pignon menant est inférieur à celui de la roue menée, ce qui peut donner résultat a des coincements de dents ; ont appelle ceci une interférence de fonctionnement.
- La deuxième cause peut être le résultat d'une interférence de fabrication et c'est lors de l'étape de taillage, quand le nombre de dents de l'engrenage taillé est insuffisant. Cette interférence causera une diminution de la section au pied de la dent, qui sera alors encore plus fragilisée car le profil de raccord des dents interfère avec une partie du profil utile de la développante de cercle.

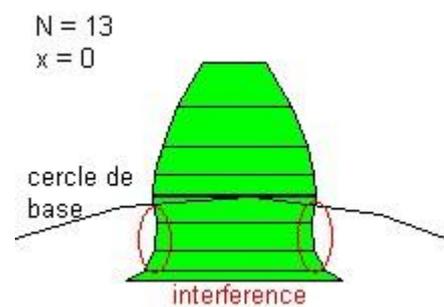


Figure 10 Interférence de fabrication

Pour résoudre ce problème :

Cette condition s'écrit :  $N^* = 2/\sin^2\phi_c$

Où  $N^*$  est le nombre de dents minimum pour éviter ce type d'interférence.  $\phi$  est l'angle de pression.

Dans le cas où le nombre de dents imposées est inférieur à  $N^*$ , on peut résoudre ce problème en effectuant un déport de denture  $X$ . C'est faisable en déplacement radialement la crémaillère lors du taillage

-Le facteur de déport minimum  $X = 1 - N/N^*$  doit être positif pour éviter l'interférence;

-S'il est négatif il y a interférence

-On est à la limite d'interférence si :  $N = N^*$

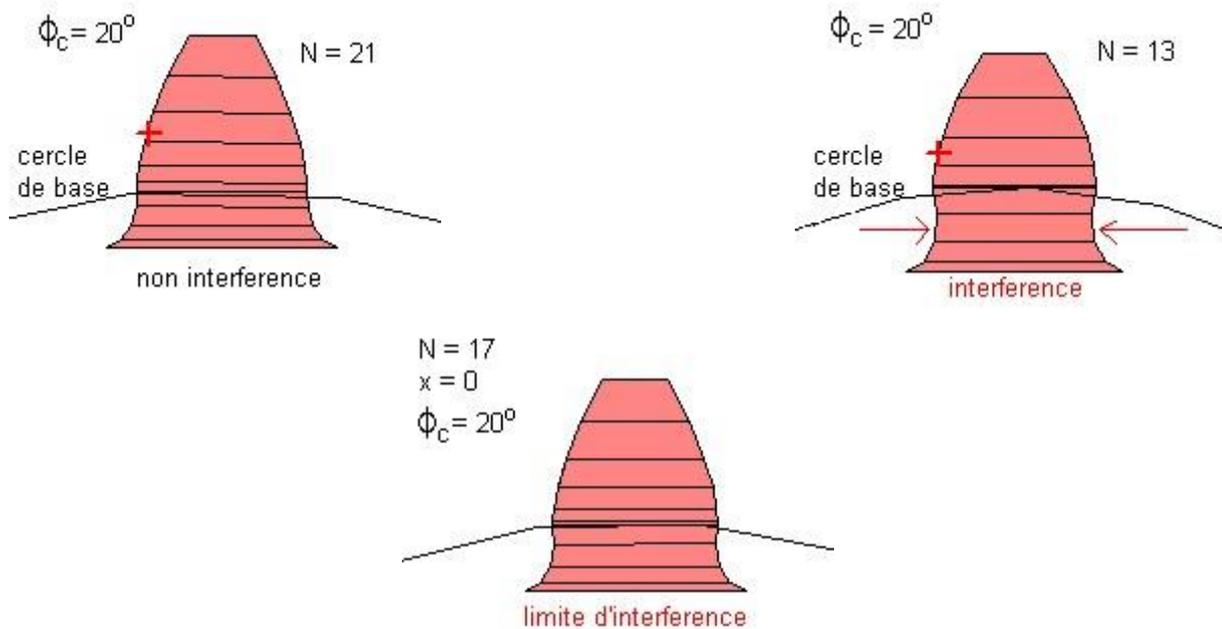


Figure 11 Les types d'interférences

## 1.2 Défauts d'engrenages :

On classe habituellement les défauts d'engrenages en trois catégories : les défauts de fabrication (erreurs de profil des dents, excentricité des roues, . . .), les défauts de montage (défauts de parallélisme, d'entraxe, . . .) et les défauts apparaissant lors du fonctionnement (usure ou fissuration des dents). Ces défauts expriment une erreur de transmission et entraînent une défaillance dans le fonctionnement du réducteur.

### 1.2.1 Les défauts de fabrication :

#### 1.2.1.1 Erreur de faux-rond (excentricité) :

Ce défaut reflète la non-concentricité entre l'axe du cylindre primitif de la denture d'origine et l'axe de rotation de l'arbre à laquelle elle est liée.

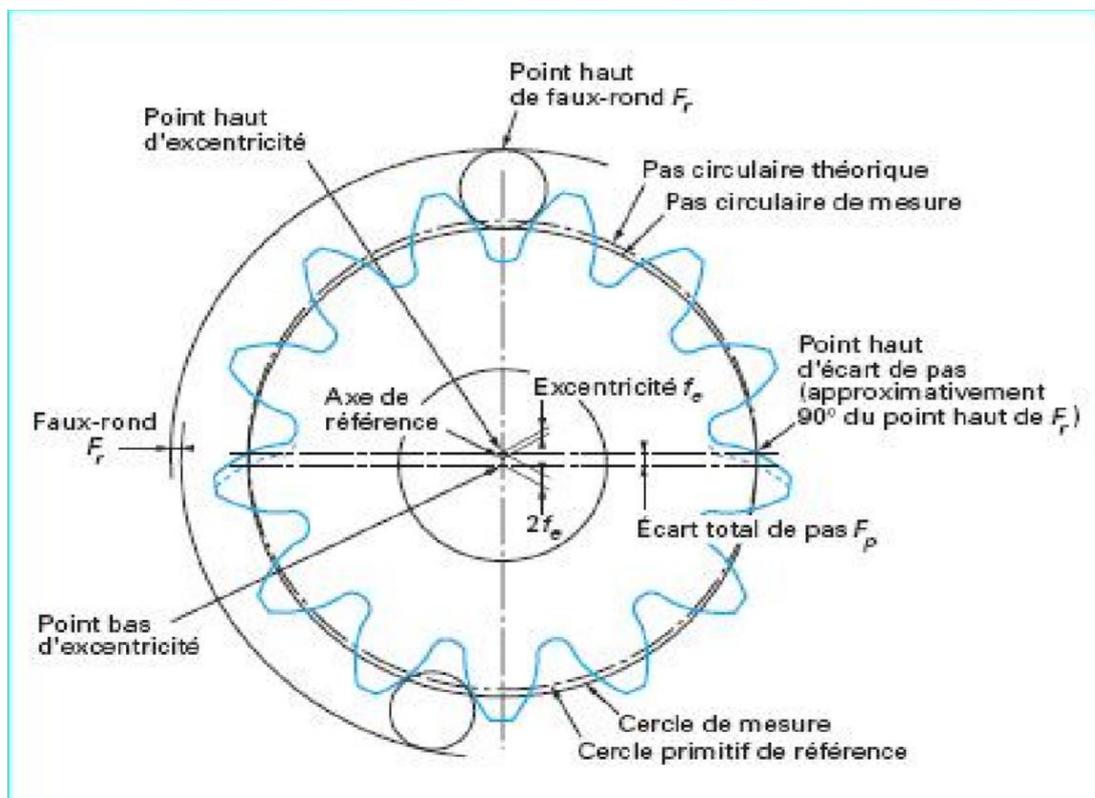


Figure 12 faux rond

Ce défaut existe dans la plupart des transmissions par engrenages et reste la principale source de modulation du bruit d'engrènement

Il est donc nécessaire de mentionner que les excentricités des roues dentées et des arbres-supports peuvent se cumuler et conduire à des configurations de montage particulièrement bruyantes

#### 1.2.1.2 Les erreurs de pas :

L'erreur de pas correspond au défaut de localisation d'une dent par rapport à sa position théorique. Lié à cette erreur, On retrouve deux grandeurs représentant la qualité de réalisation d'un engrenage. Il s'agit de l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulée

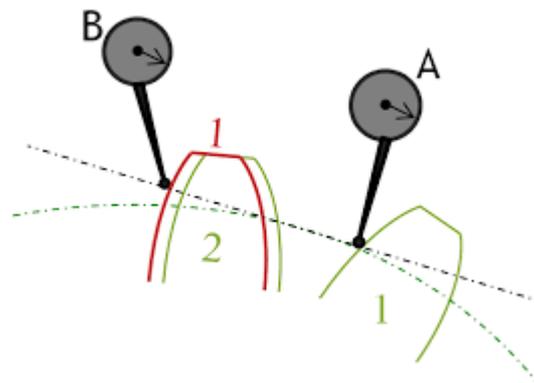


Figure 13 Erreur de pas

L'erreur de pas individuelle c'est l'écart entre la position réelle de la dent et sa position théorique.

L'erreur de pas cumulée représente un cumul des erreurs de pas individuelles et elle conduit à des vibrations lors de la rotation de l'arbre-support (les défauts résultants sont similaire à l'erreur d'excentricité)

#### 1.2.1.3 Erreur de profil :

Ces erreurs représentent les écarts existants entre le profil théorique de la denture et le profil réel. Le profil théorique est généralement en forme de développante de cercle parabolique ou bien une d'une dépouille s'il a subi une correction. Ces erreurs sont souvent générées lors de la fabrication mais ils peuvent aussi être le résultat de l'usure des profils et

de leurs détériorations.

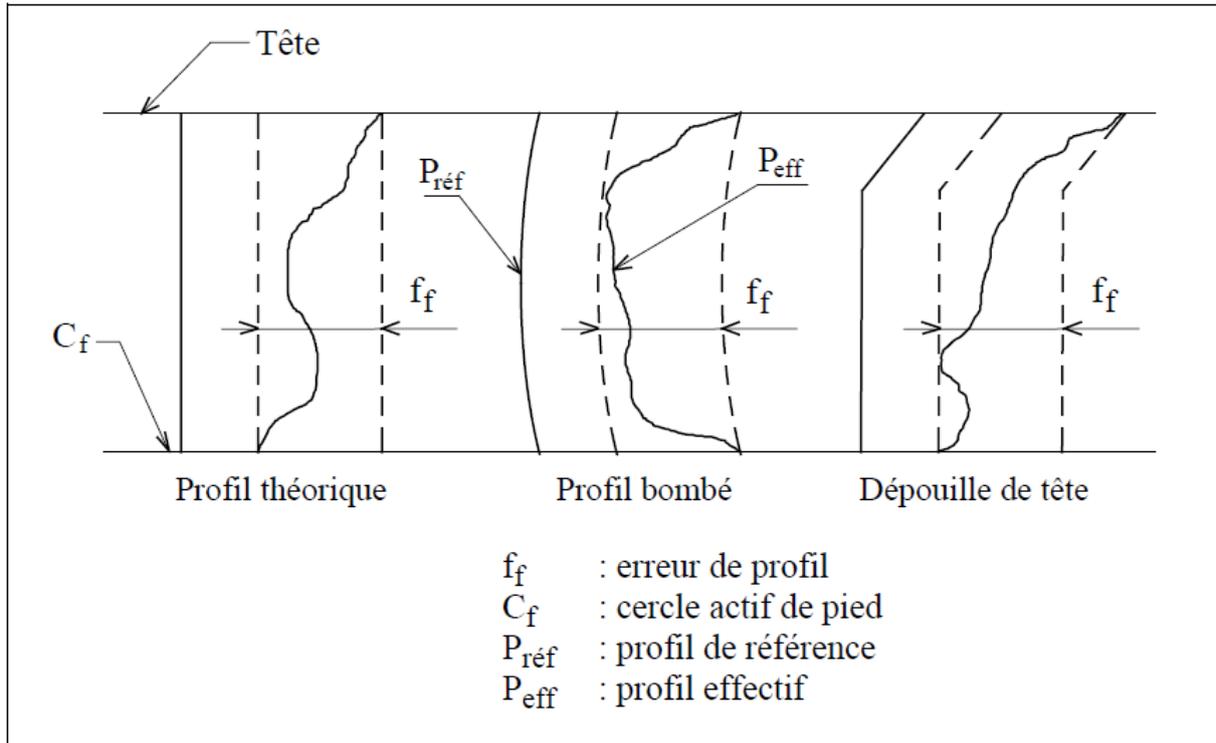


Figure 14 Erreurs de profil, définition tirée de la norme ISO 1328

Le décalage introduit par ce défaut donne lieu à des erreurs de transmissions et à des bruits.

#### 1.2.1.4 Erreurs d'épaisseurs des dents :

Il s'agit de la différence entre l'épaisseur mesurée et l'épaisseur théorique. Voici quelques brèves définitions des caractéristiques de l'épaisseur des dents :

##### 1.2.1.4.1 Epaisseur de dents de référence :

L'épaisseur de référence de la dent  $s_n$  sur le cylindre de référence est égale à la valeur théorique d'engrènement sans jeu entre les dents avec une roue conjuguée

##### 1.2.1.4.2 Limite minimale et maximale de l'épaisseur des dents :

Les limites minimale et maximale de l'épaisseur de dent  $s_{ni}$  et  $s_{ns}$  sont les deux dimensions extrêmes admissibles de l'épaisseur de dent. La dimension effective de l'épaisseur doit se retrouver entre ces deux valeurs.

##### 1.2.1.4.3 Tolérance d'épaisseur de dent :

La tolérance d'épaisseur de dent  $T_{sn}$  est la différence entre l'écart maximal et l'écart minimal d'épaisseur de dent :

$$T_{sn} = E_{sns} - E_{sni}$$

#### 1.2.1.4.4 Epaisseur de dent de conception :

L'épaisseur de dent de conception est la limite supérieure de l'épaisseur de dent. Elle est généralement établie en prenant en compte des considérations d'ingénierie de géométrie de l'engrenage, de résistance de la denture, du montage et du jeu de battement entre dents.

#### 1.2.1.4.5 Epaisseur de dent effective :

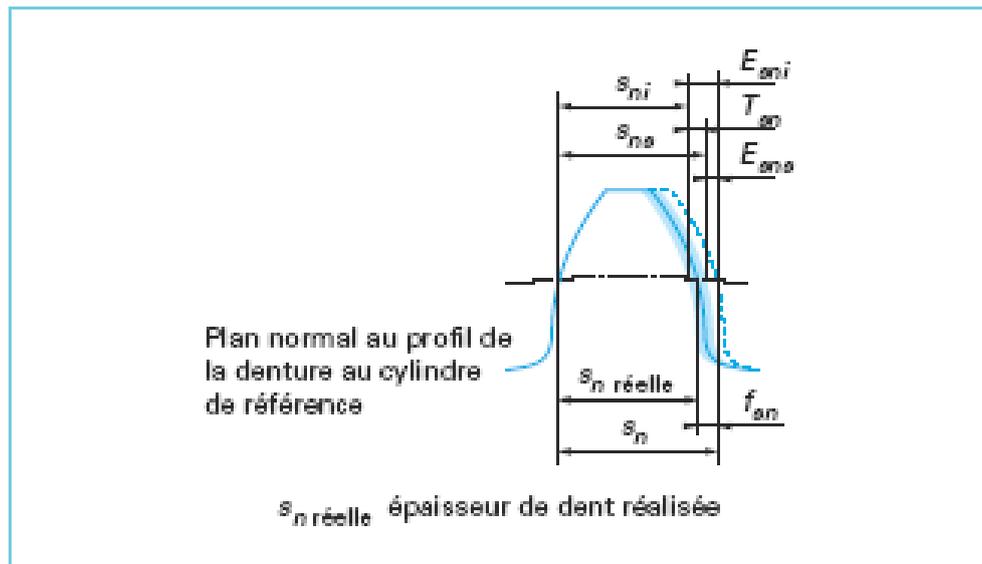


Figure 15 écarts épaisseur de denture

L'épaisseur de dent effective peut être utilisée pour évaluer la dimension d'une dent entière ou d'un ensemble de dents pour une roue denté. Elle se base sur les mesures entre deux points ou deux lignes de contacts très courts. La nature et l'emplacement de ces contacts sont déterminés par la méthode de mesure appliquée. On peut supposer que la roue dentée est caractérisée par les données mesurées à partir d'une ou deux mesures.

La présence d'erreur de l'épaisseur de la dent entraîne une variation de pas sur le diamètre primitif, et donc produit un choc au cours de fonctionnement :

- Si l'erreur de l'épaisseur est supérieure à la limite maximale, les deux dents entre prématurément en contact.
- Si l'erreur de l'épaisseur est inférieure à la limite minimale, le contact se fait en retard.

Ce qui provoque une modification du rapport de transmission donnant résultat a une perturbation de la transmission avec bruit et vibrations.

#### 1.2.1.5 Erreur d'hélice :

Il s'agit de l'écart entre les hélices effectives et les hélices de conception. C'est mesuré dans la direction des tangentes au cylindre de base, dans le plan apparent.

L'hélice de conception est celle qui est présente (avec paramètres) dans le dessin. Dans un diagramme, l'hélice non modifiée apparaît comme une ligne droite.

La longueur de tracé est proportionnelle à la largeur de denture de la roue à contrôler.

La longueur d'évaluation des erreurs d'hélice  $L_\beta$  est égale la longueur du tracé, diminuée à chaque extrémité par le plus faible des deux valeurs : 5 % de la largeur de denture ou une longueur égale à 1 module.

Dans ces deux zones d'extrémités, les règles suivantes d'évaluation s'appliquent pour l'erreur totale d'hélice et l'erreur de forme d'hélice :

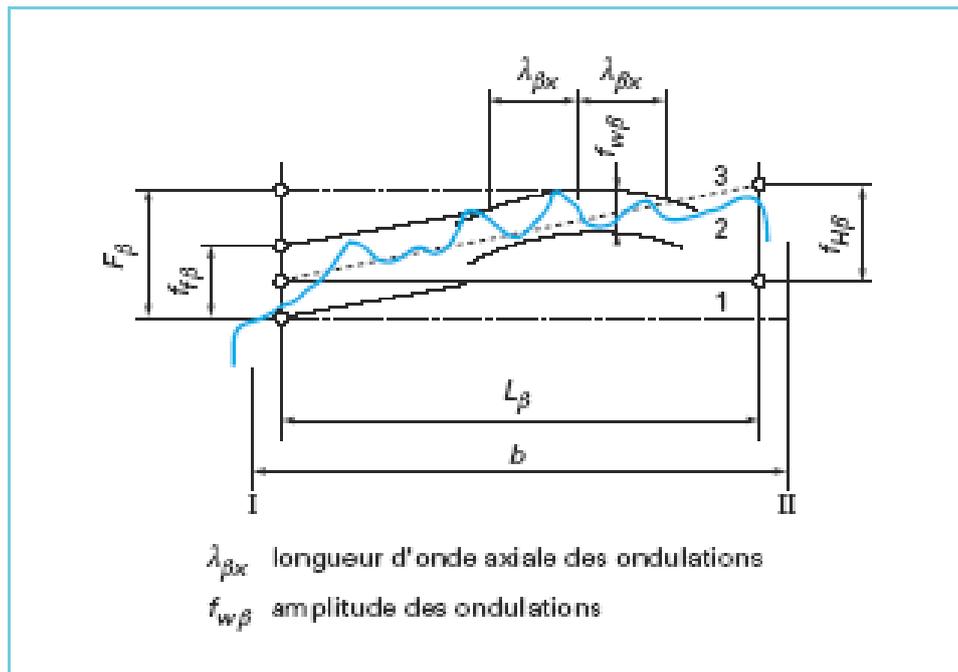


Figure 16 Caractéristiques géométriques de l'hélice

Un excès de matière (écart positif) qui augmente la valeur de l'écart doit être pris-en compte.

L'hélice moyenne d'un flanc mesuré sert à la détermination de l'écart de forme d'hélice  $f\beta$  et de l'écart d'inclinaison d'hélice  $fH\beta$

L'écart d'inclinaison d'hélice est le tracé obtenu en soustrayant de chaque ordonné de l'hélice de conception, l'ordonnée correspondante d'une ligne droite inclinée. Il est tel que dans la zone d'évaluation, la somme des carrés des écarts du tracé de l'hélice effective par rapport au tracé de l'hélice moyenne soit minimale.

Ainsi, la position et l'inclinaison de l'hélice moyenne sont déterminées par la méthode des moindres carrés.

-L'écart total d'hélice  $F\beta$  est la distance entre deux tracés de conception qui encadrent le tracé de l'hélice de l'hélice effective sur la longueur d'évaluation  $L_\beta$ .

-L'écart de forme d'hélice  $f\beta$  est la distance entre deux tracés parallèles de l'hélice moyenne, situés chacun à une distance constante de cette dernière et encadrant le tracé de l'hélice effective sur la longueur d'évaluation  $L_\beta$

- L'écart d'inclinaison d'hélice  $f_{H\beta}$  est la distance entre deux tracés de l'hélice de référence qui coupent le tracé de l'hélice moyenne aux extrémités de la longueur d'évaluation  $L_\beta$ .

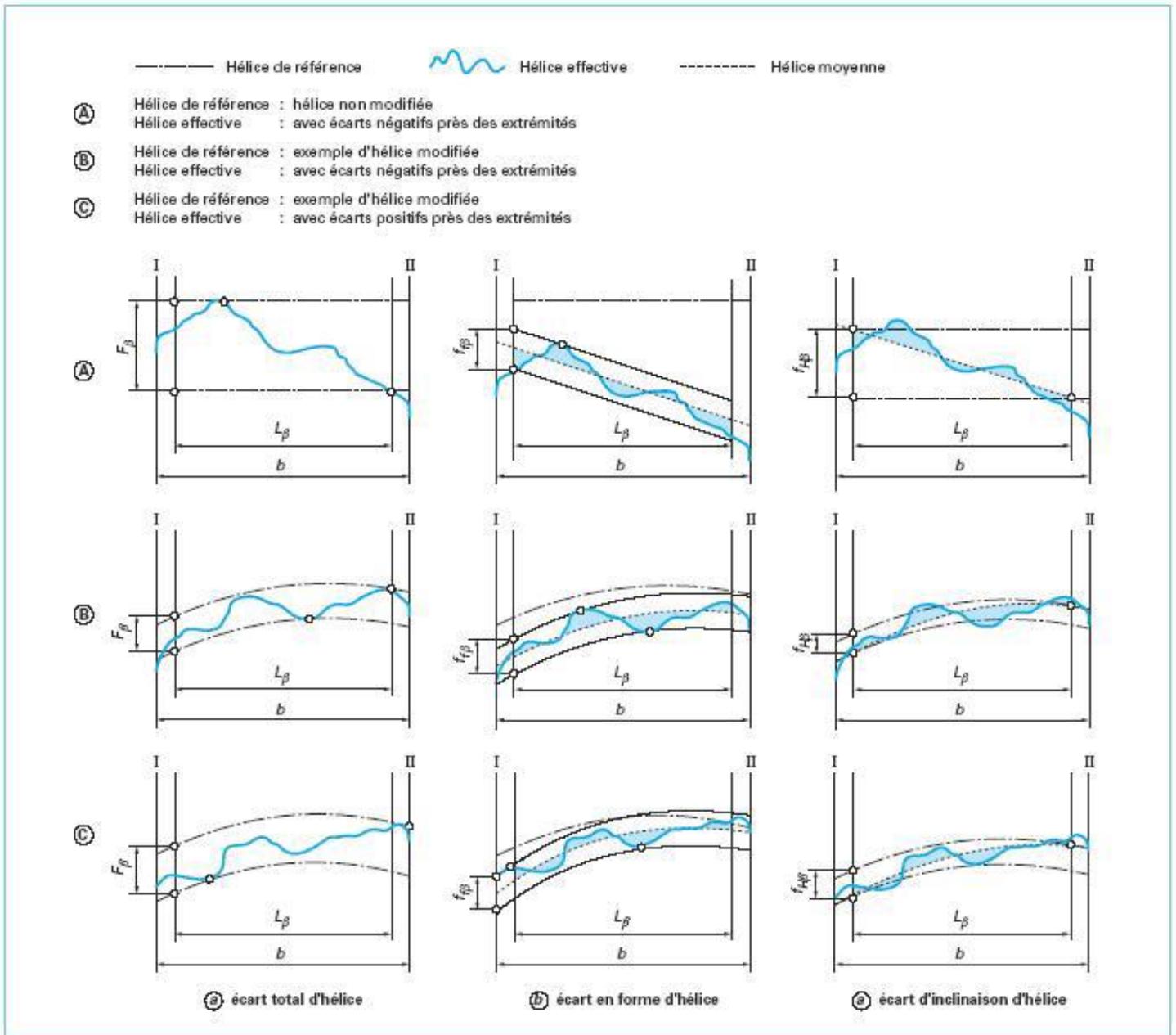


Figure 17 Ecarts de profil

### 1.2.1.6 Défaut de montage :

Ce sont souvent des défauts sous-estimés car ils peuvent être responsables des différences de bruits et de niveau sonore mesurés sur des transmissions de conception absolument identique (fabrication en série). Il s'agit des défauts d'entraxe et de parallélisme entre les axes des roues.

Ces défauts concernent le positionnement relatif entre deux roues dentées et ils sont le résultat du montage et de la déformation de la structure (arbre, carter, palier...) lors de l'application d'un chargement

#### 1.2.1.6.1 Défaut d'entraxe :

C'est la différence algébrique (positive ou négative) entre la distance des deux axes et celle de l'entraxe théorique de fonctionnement. Elle est mesurée dans le plan perpendiculaire à l'axe de la plus grande roue, qui passe par le milieu de la largeur de denture.

L'entraxe représente l'un des paramètres les plus importants de l'engrenage car il peut modifier la géométrie de contact (la localisation des points de contact) et il agit directement sur le jeu de fonctionnement. Malgré que ce paramètre est considéré comme important, aucune étude ne valide ces indications.

Cependant quelques résultats expérimentaux ont été mentionné lors d'un test effectué sur une boîte de transmission d'un camion qui était silencieuse avec un jeu minimum et bruyante avec un jeu modéré.

D'autres résultats ont été aussi observés sur des couples d'engrenages droits : après avoir diminué l'entraxe nominal de fonctionnement de 0.1 mm, on a enregistré une réduction sonore d'environ 10 dB.

#### 1.2.1.6.2 Défaut d'alignement (inclinaison et déviation) :

Selon la norme ISO 1328 les défauts d'alignement sont caractérisés par deux angles : l'angle d'inclinaison et l'angle de déviation.

L'angle de déviation conduit à une délocalisation latérale de l'un des côtés des portées de dentures. Quant à l'angle d'inclinaison, il est associé à une rotation dans le plan des axes.

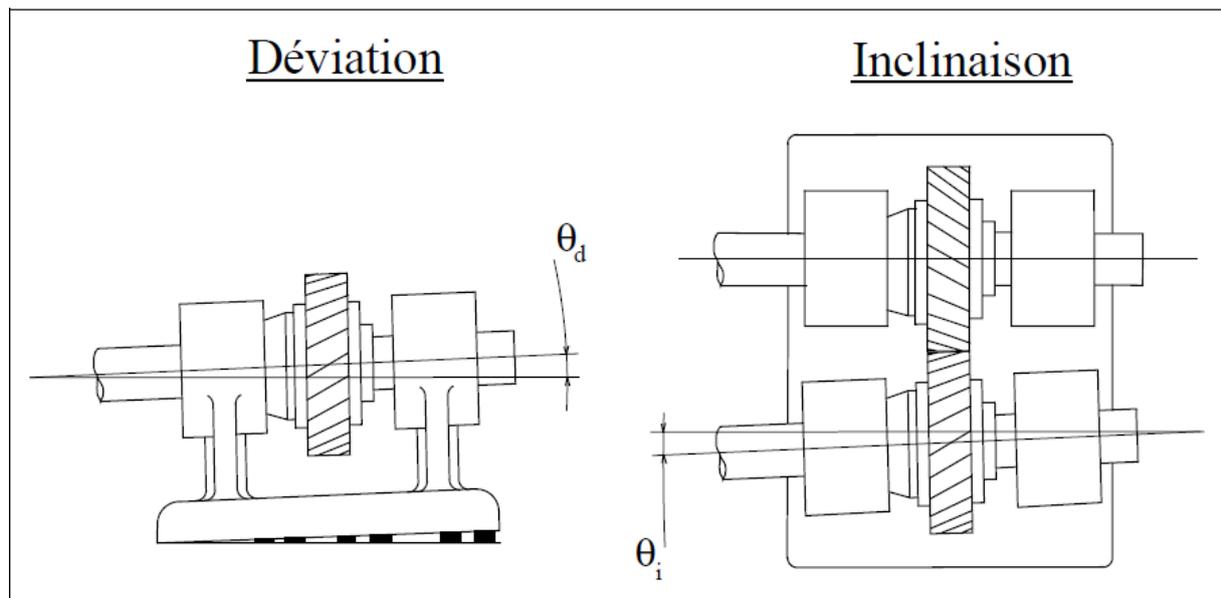
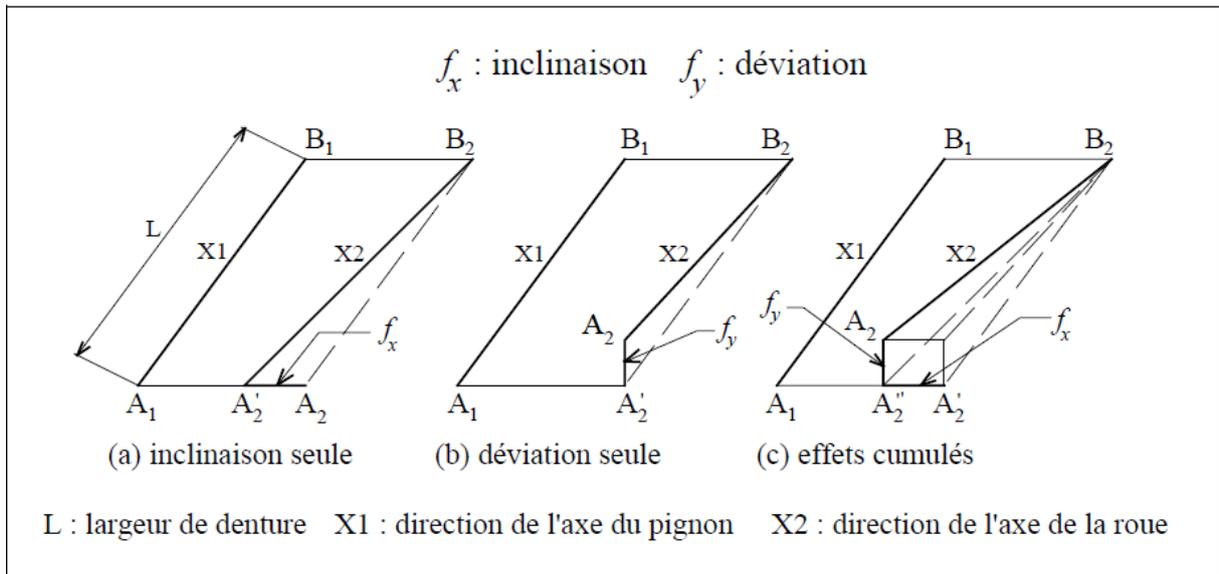


Figure 18 Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison (Umezawa et Cole. 1989-b)



*Figure 19 Définition des défauts d'inclinaison et de déviation selon la norme ISO 1328*

Les travaux expérimentaux réalisés par Umezawa et Cole en 1989 permettent de caractériser plus précisément l'influence des désalignements sur les comportements vibratoires des transmissions par engrenages

Le résultat de cette étude indique clairement une augmentation du niveau vibratoire associé à l'introduction de ces défauts d'alignement (figure 18), en particulier le défaut de déviation qui est le plus pénalisant des deux.

L'Engrenage présenté et étudié 'H2' (selon l'étude effectuée)

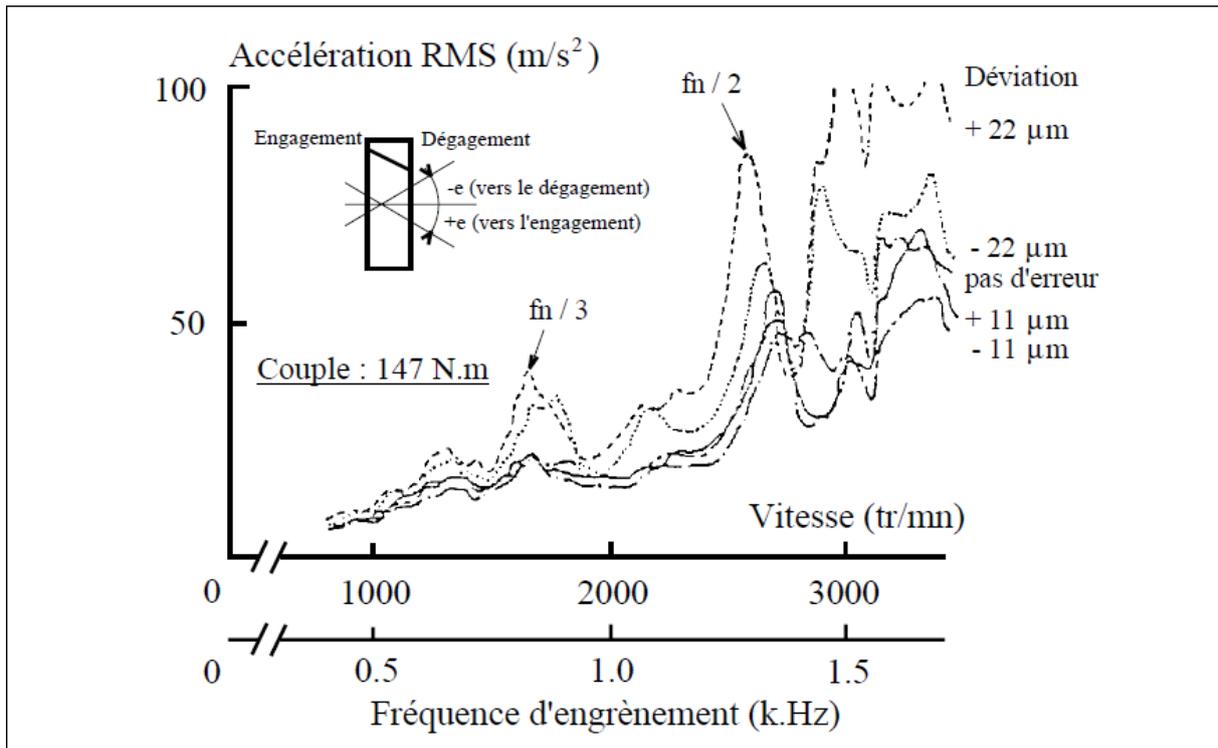


Figure 20 Défaut de déviation .engrenage H2 (Umezawa et Cole. 1989-b)

### 1.2.1.7 Erreur de transmission :

#### 1.2.1.7.1 Erreur de transmission quasi-statique :

La mesure de l'erreur de transmission quasi-statique permet de déterminer la qualité de réalisation des engrenages (Faure 1989). Il s'agit d'une technique de contrôle qui fournit une indication générale sur les imperfections géométriques issues de la fabrication sans avoir recours à des relevés de profils individuels sur les dents.

Depuis plusieurs années, l'erreur de transmission a été reconnue comme étant la meilleure image de l'excitation liée à l'engrènement, mais également comme une estimation de la performance des engrenages en termes de vibration, de bruit ou de positionnement. L'écart composé tangentiel d'un engrenage représente la différence entre la position de la roue menée et la position qu'elle devrait occuper si l'engrènement était géométriquement parfait

Le « contrôle de la composante tangentielle sous des conditions de fonctionnement » est considéré comme un des moyens convenables pour estimer le fonctionnement et les propriétés du bruit des ensembles d'engrenages.

Dans ce cas les phénomènes dynamiques ne sont pas pris en compte car les vitesses utilisées sont très faibles (cas générale).

Le contrôle peut être réalisé en analysant :

- L'engrènement de la roue étudié avec un « master »
- L'engrènement du pignon et de sa roue conjuguée

-L'engrènement d'un étage de réduction complet

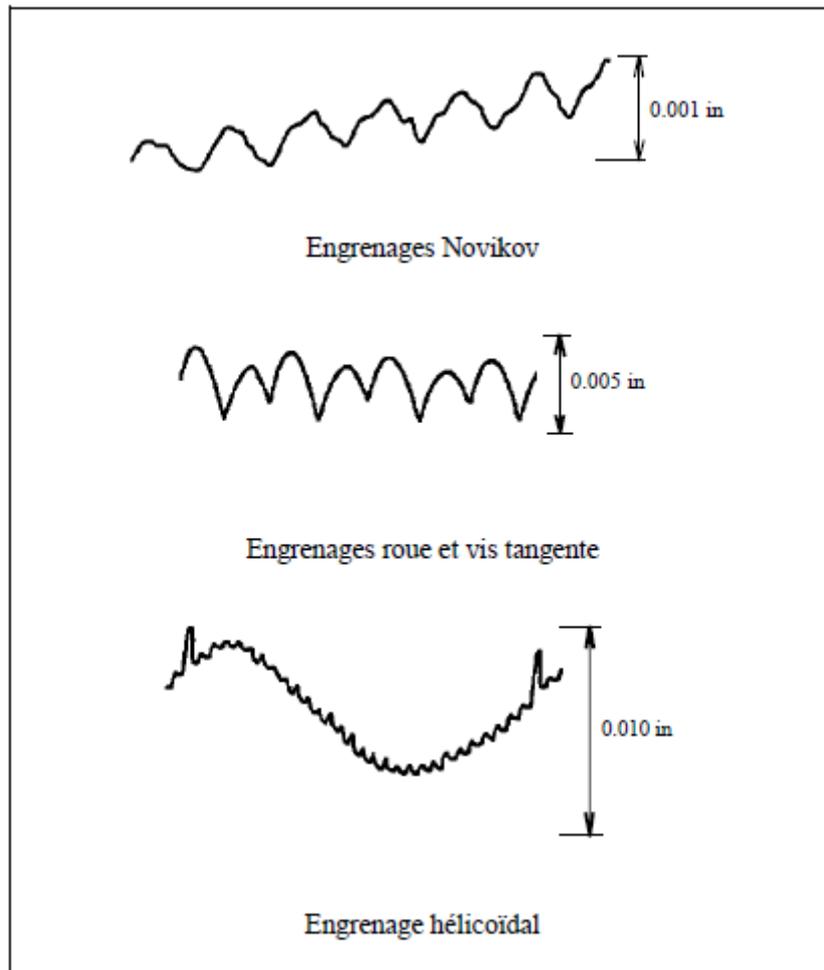


Figure 21 Erreurs de transmission pour différents types d'engrenages (Munro 1970)

Les figures (figure 18) et (figure 19) représentent des exemples de mesure de l'erreur de transmission pour plusieurs types d'engrenages.

On peut remarquer les principales erreurs suivantes :

- Une basse fréquence caractéristique des erreurs de pas cumulées et des excentricités
- Une composante principale associée aux erreurs de forme, de profil et de division.
- Des erreurs très localisées associés à des dents endommagées ou présentant des défauts importants

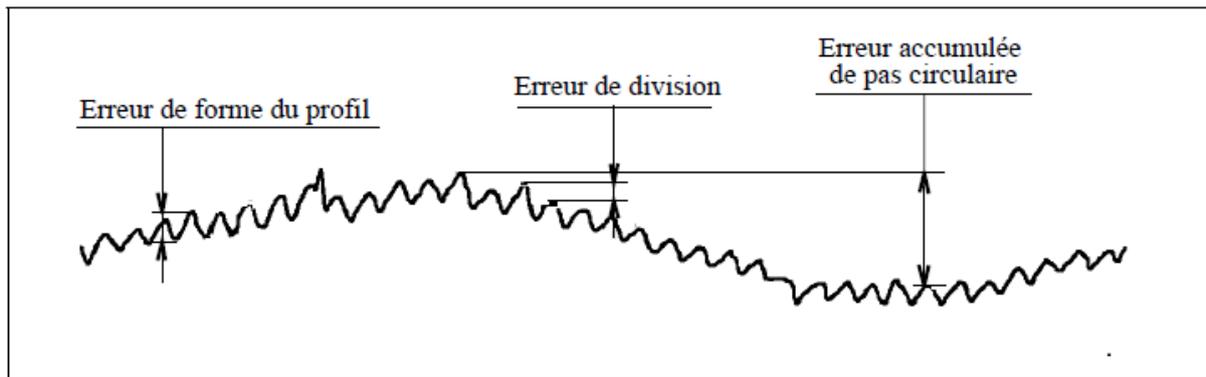


Figure 22 Effets caractéristiques des principales erreurs de fabrication sur l'erreur de transmission (Faure 1989)

Les deux méthodes de mesure de l'erreur de transmission quasi-statique sont :

- La méthode sur deux flancs, la plus ancienne et la plus facile à mettre en œuvre mais qui ne permet pas une mesure sous charge
- la méthode sur un seul flanc (mesure de l'écart composé tangentiel) est la plus couramment utilisée aujourd'hui, donc nous allons plutôt nous intéresser à cette dernière.

#### 1.2.1.7.2 La méthode des écarts composés tangentielles :

Cette méthode est caractérisée par une analyse directe des fluctuations de position angulaire. L'erreur obtenue est qualifiée d'erreur composée tangentielle (selon la norme ISO 1328) elle correspond à l'erreur de transmission quasi-statique définie au chapitre précédent il existe différents appareillages de mesure qui peuvent être regroupés en deux familles distinctes :

- Dans la première, le fonctionnement de l'engrenage étudié est comparé au fonctionnement d'un système équivalent ayant une cinématique parfaite. La mesure est alors qualifiée de comparative
- Dans la seconde, la position angulaire de chaque roue (menante et menée) est enregistrée et le fonctionnement réel ainsi mesuré est comparé au fonctionnement théorique. La mesure est alors qualifiée de directe.

#### 1.2.1.7.3 Mesure comparative :

Deux appareils utilisant un principe de mesure similaire ont présentés ici. Une description détaillée en est faite par Faure (1989) et par Rémond & col. (1993). Ils sont adaptés uniquement à l'analyse des engrenages cylindriques car le fonctionnement réel est comparé au roulement sans glissement de deux cylindres matérialisant les cylindres primitifs de l'engrenage.

Ce sont des dispositifs de laboratoire essentiellement adaptés au contrôle de qualité

Le premier appareil qualifié d'universel est présenté sur la figure (). Les rotations de roues dentées sont converties par un dispositif mécanique en déplacements linéaire. Un chariot 4 entraîne une barre motrice 9 par l'intermédiaire d'un plateau a rainure 5. L'inclinaison de cette rainure permet de modifier le rapport des déplacements entre les barres 9 et 13 en fonction du rapport de réduction des engrenages. Le déplacement de 9 est transmis au cylindre 11 et donc à l'axe de roue 1 (X1). Un système équivalent transforme le mouvement imprimé à la roue 2 en une translation de la barre détectrice 13. Le signal d'erreur est obtenu par comparaison des mouvements de 4 et 13. Deux entraîneurs auxiliaires H1 et H2 permettent de compenser les flottements dans tout le mécanisme et de maintenir les profils de denture en contact.

Ce dispositif compact de mesure permet de mesurer l'erreur de transmission sous sa forme linéaire. Les effets des différents défauts sont obtenus en vraie grandeur. La principale limitation de ce dispositif est la course du chariot qui correspond a un tour de la roue testée dans le cas de l'engrènement avec un « master ». L'analyse d'un couple d'engrenages est de ce fait difficilement réalisable. De plus le principe de transmission, des mouvements par friction rend toute mesure sous charge impossible.

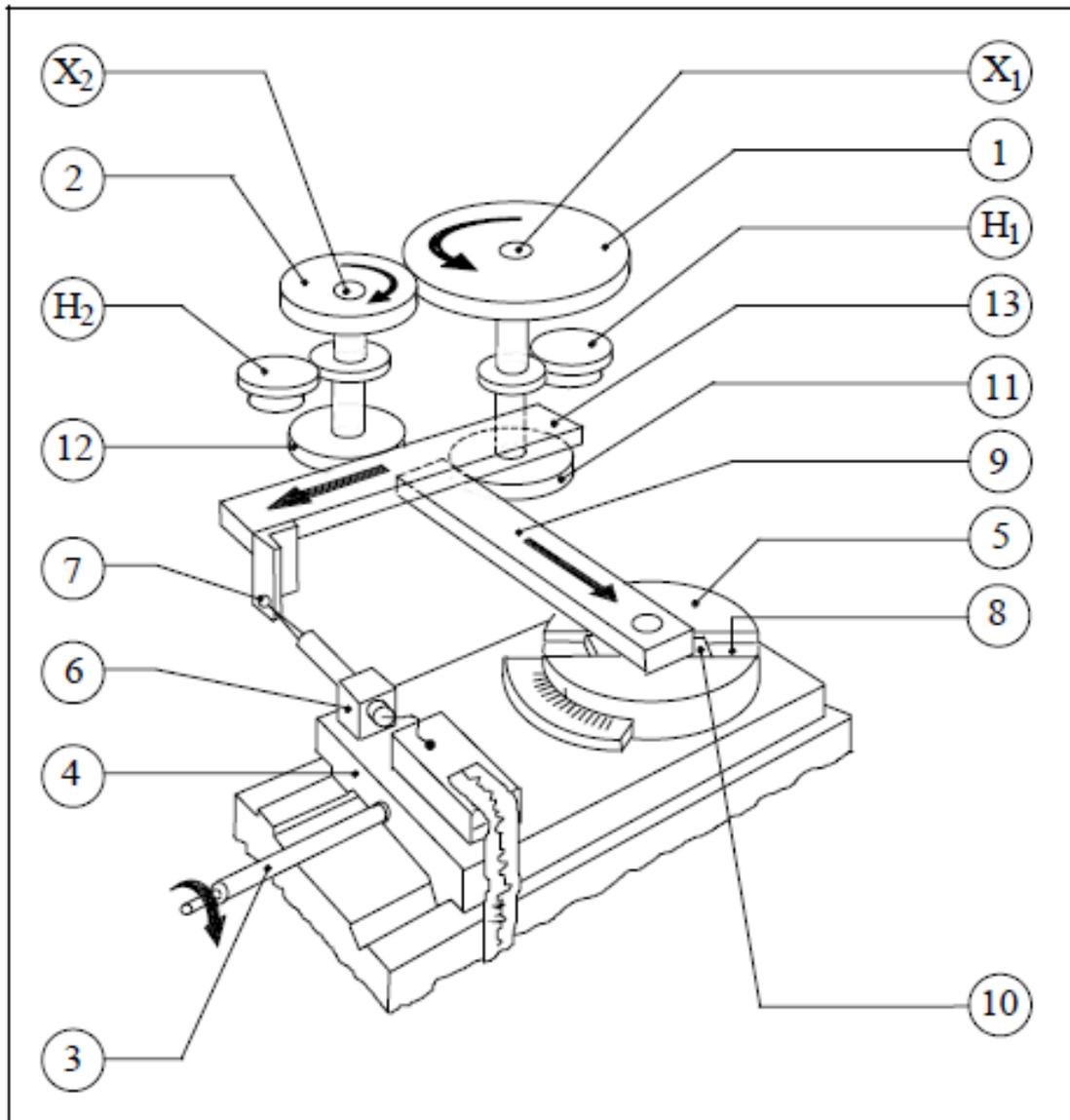


Figure 23 Principe du dispositif mécanique universel pour la mesure de l'écart composée d'après Faure (1989)

Le second appareil (figure 21) utilise un principe de mesure similaire au précédent. Par contre la mesure est effectuée sur l'engrenage complet (pignon et roue) et la durée de mesure n'est pas limitée. Le fonctionnement du couple étudié est comparé au roulement sans glissement de deux cylindres (1 et 2) dont les diamètres sont exactement les diamètres primitifs du pignon et de la roue. Un capteur de proximité monté sur un diamètre fixe permet de relever l'erreur de la transmission. La mesure est transmise à un enregistreur par l'intermédiaire d'un collecteur tournant.

Ce dispositif permet de mesurer sur un grand nombre de tours l'erreur de transmission d'une roue avec un « master » ou avec son pignon conjugué. Par contre, la mesure sous charge est impossible pour les mêmes raisons que précédemment.

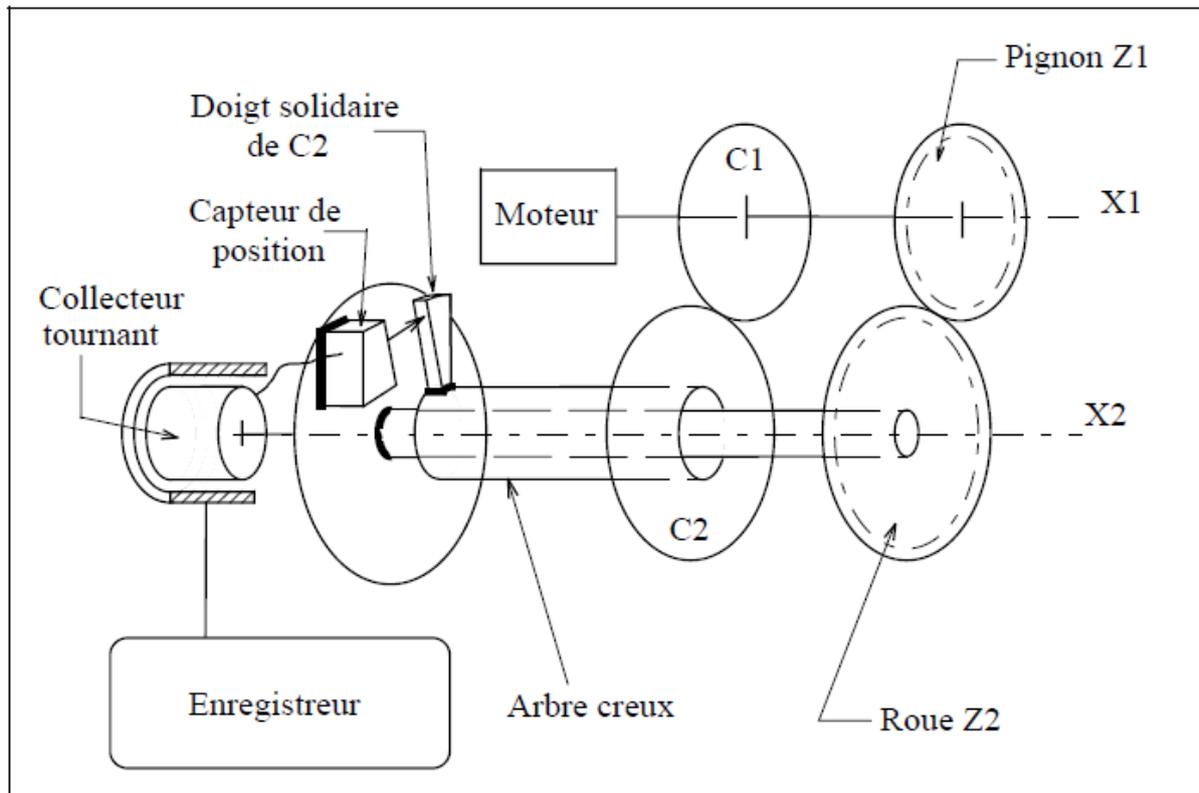


Figure 24 Principe de mesure de l'erreur composée tangentielle par roulements de deux disques (Faure 1989)

#### 1.2.1.7.4 Mesure directe :

Ce principe de mesure est associé à l'enregistrement de la position angulaire de chaque roue à l'aide de codeurs optiques. Un traitement spécifique des signaux. Tenant compte du rapport de réduction, permet de construire le signal d'erreur (figure 23). Cette technique est parfaitement adaptée à la mesure de l'erreur de transmission quasi-statique (à vide ou en charge) d'un couple d'engrenages (de type quelconque) ou d'une transmission complète. La mesure peut être effectuée sur site à l'aide d'un dispositif portatif (système KLINGELNBERG PEW02) ou sur machine de contrôle (GOULDER-MIRKON, CLEASON)

Les codeurs sont montés en bout d'arbre, ce qui impose de disposer d'une extrémité libre. Ce point n'est plus limitatif aujourd'hui avec l'apparition de codeurs à arbres creux de diamètre relativement élevé. Les signaux délivrés sont des signaux carrés (ou sinusoïdaux) dont la fréquence est égale à la fréquence de rotation des arbres multipliée par le nombre de raies de la roue codeuse. Le calcul de l'erreur de transmission nécessite également de multiplier la fréquence d'un des signaux par le rapport de réduction. Mais la recherche d'une précision angulaire importante impose l'utilisation de codeurs ayant un grand nombre de raies. La réalisation de la mesure est donc tributaire d'un compromis entre la vitesse de rotation des arbres et le nombre de raies de codeurs ; les cellules photoélectriques des codeurs ont, classiquement, une réponse en fréquence inférieure à 300k.Hz.

Cette technique de mesure est aujourd'hui largement utilisée pour l'analyse du comportement des transmissions par engrenages pour des vitesses pouvant aller jusqu'à 2500-3000 tr/mn (Houser & Blankenship 1989, Smith 1988)

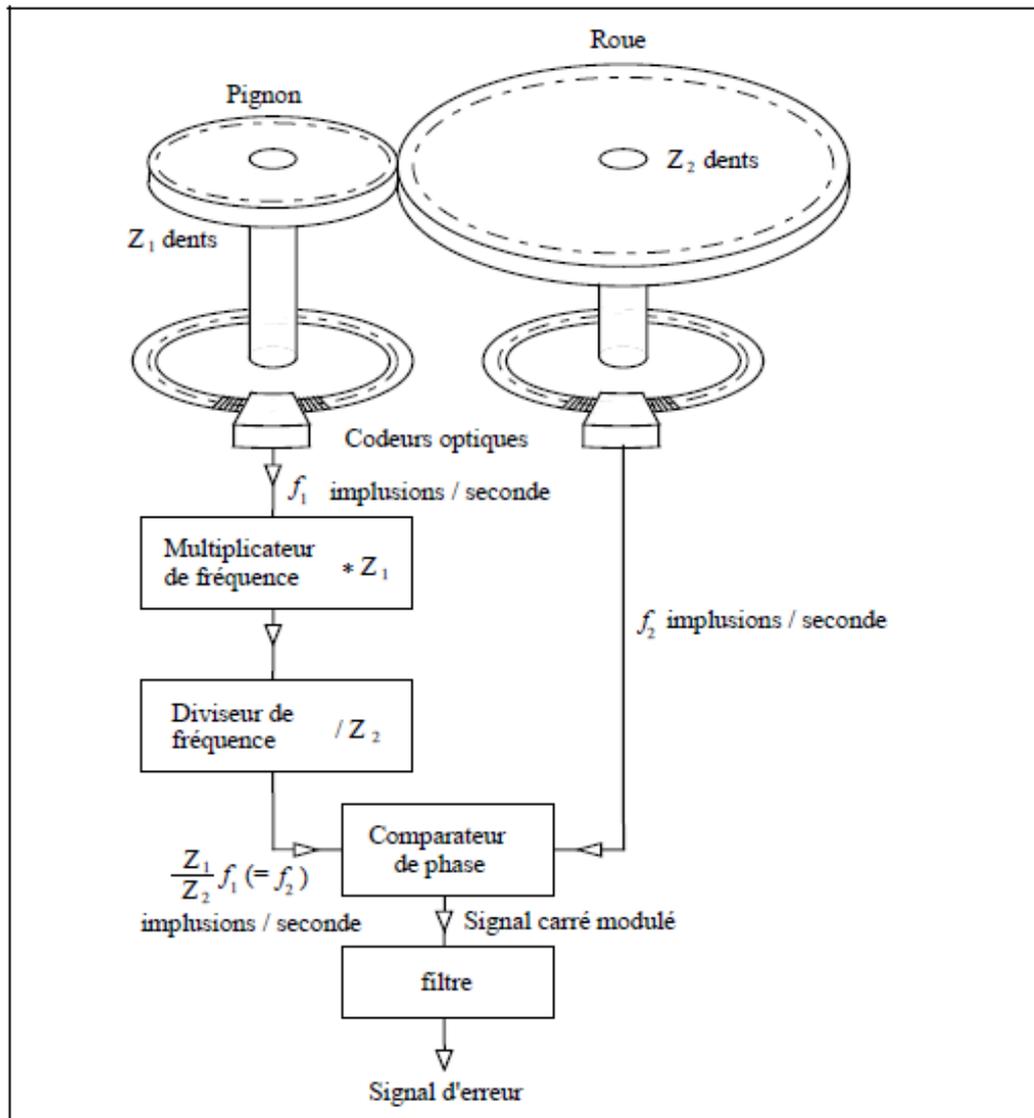


Figure 25 Dispositif de mesure de l'erreur de transmission par codeurs optiques (Smith 1988)

#### 1.2.1.7.5 Relevés profilométriques et erreur de transmission :

Les erreurs individuelles relevées sur les dentures peuvent être combinées pour reconstruire l'erreur de transmission. Munro (1989) présente la technique de construction de cette courbe dans le cas d'un couple d'engrenages corrigés présentant des erreurs de pas (figure 24). Dans le cas de données expérimentales réelles, la comparaison entre l'erreur de transmission mesurée (mesure sur un flanc) et les relevés profilométriques illustre le parfait accord existant entre les deux informations (figure 25). Ces courbes permettent de bien

mettre en évidence les effets des différentes erreurs, les erreurs de pas étant responsables des variations d'amplitude lors du passage d'une dent. Ces dernières sont d'ailleurs relativement répétitives.

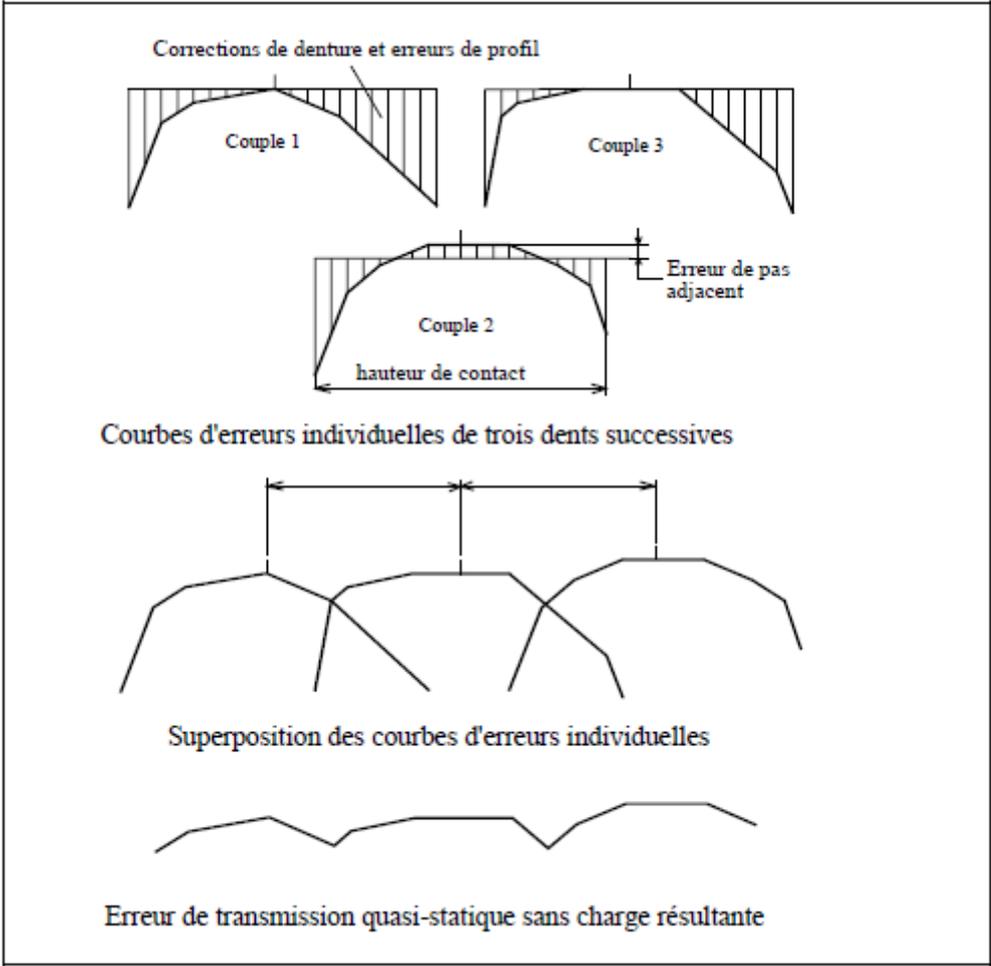
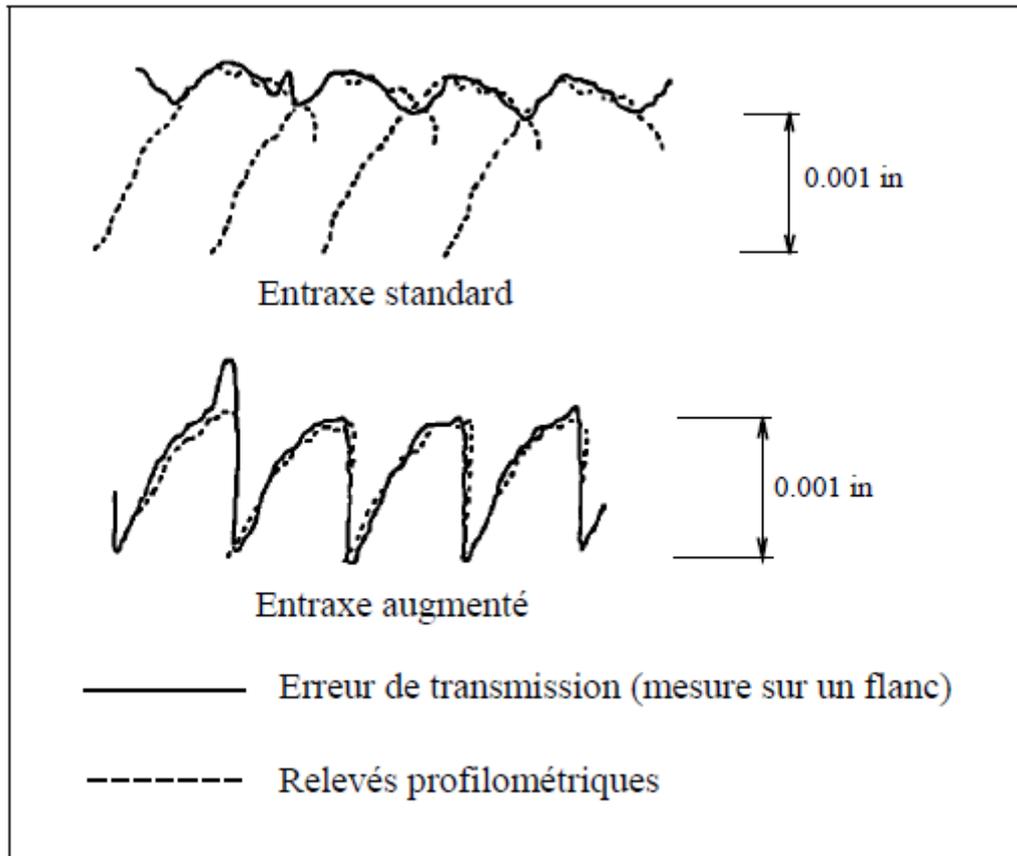


Figure 26 Construction de l'erreur de transmission sans charges à partir des erreurs de profils individuelles (Munro 1989)



*Figure 27 Comparaison entre la mesure de l'erreur de transmission et un relevé profilométrique (Munro 1970)*

L'intérêt principal de cette approche est de montrer la pertinence du choix de l'erreur de transmission comme indicateur global de la qualité de réalisation d'un engrenage. Elle ne permet évidemment pas une étude systématique et ne peut pas être généralisée comme procédé de mesure. De plus, Kohler (1895) montre que cette construction peut se révéler délicate dans le cas d'engrenages à rapport de conduite supérieur à 2 ou pour les engrenages hélicoïdaux. Les erreurs de pas se combinent alors avec d'autres erreurs (distorsion) et la présence de plusieurs dents dans le contact ne permet pas d'isoler la contribution de chaque erreur.

#### 1.2.1.8 Les traitements thermiques :

Dans tout engrenage, l'un des paramètres les plus importants pour un constructeur sont les qualités géométriques et les qualités mécaniques

Les qualités géométriques peuvent atteindre un très haut degré de perfection grâce aux procédés de taillage et de finition de denture moderne. Quant aux qualités mécaniques, ils dépendent des caractéristiques physiques du métal constituant l'engrenage.

Le traitement thermique a une influence majeure dans la fabrication des engrenages. Ces caractéristiques sont : la limite élastique, la résilience et la résistance à l'usure, et ils dépendent du traitement thermique. Ce processus constitue une importance majeure dans

la fabrication des engrenages et il influe également sur les qualités géométriques par les déformations plus ou moins grandes qu'il peut entraîner.  
 Les différents modes de traitement thermique des engrenages :

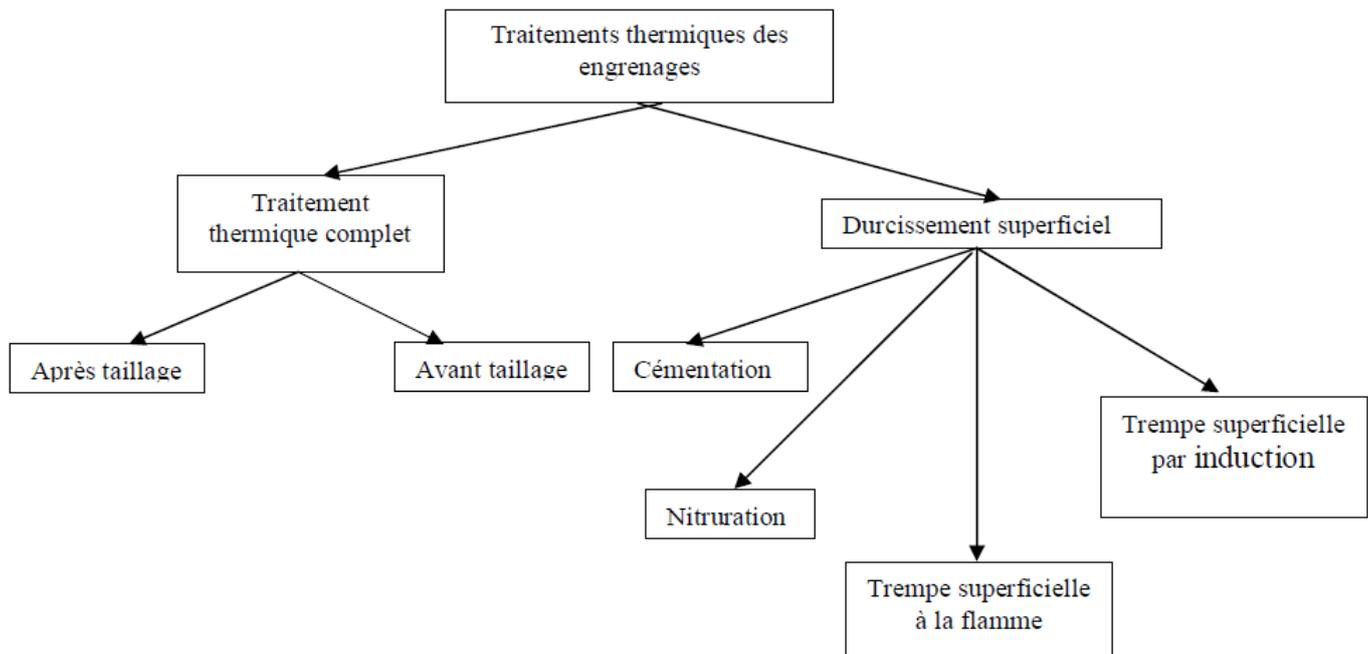


Figure 28 Les différents modes de traitements thermiques des engrenages norme ISO

Principales Difficultés d'application :

Parmi des difficultés rencontrées nous retrouvons les déformations, et elles peuvent prendre naissance pendant le chauffage ou pendant la trempe

Nous pouvons prendre les précautions suivantes pour éviter ces déformations :

- Chauffer les engrenages de manière uniforme et égale
- Pendant la trempe : choisir une température qui donne le moins de déformations
- Utiliser un procédé de refroidissement qui diminue le plus possible les déformations

L'oxydation est un autre problème à éviter durant le chauffage dans les fours ordinaires (avant la trempe). Parmi les inconvénients occasionnés par ce procédé :

- Il diminue la dureté après la trempe (à cause de la décarburation qui se produit et il peut causer un freinage lors du refroidissement qui est provoqué par la pellicule de calamine formée.

-Ce procédé nous force à utiliser un décapage délicat et le sablage risque de modifier les profils, quant au décapage à l'acide il fragilise et détériore les surfaces des dentures

Voici quelques recommandations Pour éviter l'oxydation et les causes de déformations :

\*Un chauffage uniforme : il est très conseillé de faire un chauffage continu, on peut réaliser cette condition à l'aide des fours continus mais dans ce cas il est impossible d'éviter l'oxydation. Dans ce cas on peut employer l'une des méthodes suivantes :

-Préchauffer les engrenages dans un four vers 250 degrés C, et les chauffer après dans un bain de sel fondu (sel neutre ou légèrement cémentant).

-Chauffer les engrenages dans un four continu jusqu'à atteindre la température de trempe, puis les plonger directement dans un bain de sel légèrement cémentant durant trois à cinq minutes

\*Un bon choix de température de trempe : après avoir étudié les caractéristiques du matériau, on choisit une température de trempe qui donne le minimum de déformation

\*Un choix convenable du procédé de refroidissement : l'un des meilleurs procédés à utiliser dans ce cas est « la trempe par étapes ». Le principe de ce procédé est de refroidir un acier chauffé jusqu'à sa température de trempe, mais avec une vitesse de refroidissement supérieure à la vitesse critique de trempe, ensuite on doit arrêter ce refroidissement rapide vers la température de 200 degrés C. Et on laisse le matériau refroidir à l'air libre

Voici quelques conseils généraux pour diminuer les causes de déformations et d'oxydation.

Le seul milieu de refroidissement utilisable à la température de 200°C est un bain de sel constitué d'un mélange de 55% de nitrate de potassium et de 45% de nitrite de soude.

La vitesse critique de trempe est variable en fonction de la composition de l'acier et malheureusement pas tous les aciers conviennent à la trempe par étape.

Généralement les aciers qui ne conviennent pas sont les aciers au carbone car ils ont une vitesse critique de la trempe trop élevée.

#### 1.2.1.8.1 Les défauts du traitement thermique :

Le problème du traitement thermique c'est qu'il peut occasionner des criques, qui peuvent à leurs tours amorcer des fissures. Durant la trempe par induction (ou trempe superficielle à la flamme) il faudra éviter la trempe des flancs seulement (sans traitement de fond des dents) car ça pourrait donner résultat à une discontinuité de structure dans la zone des pieds des dents qui sont soumises aux contraintes maximum de flexion

##### 1.2.1.8.1.1 Pelage :

Il est causé par une oxydation lors du traitement thermique. Après fonctionnement de l'engrenage une surface inégale apparaît, elle comporte des zones irrégulières en léger relief qui prennent vite un aspect brillant. Donc la portée des dentures devient mauvaise

#### 1.2.1.8.1.2 Dislocation de la couche traitée :

C'est une avarie fréquente et très grave, elle peut mettre immédiatement les engrenages traités hors service. Elle est typique des engrenages traités en surface. Un peu similaire à l'écaillage, les fissures naissent dans les sous-couches et ça peut conduire à des détachements de fragments de métal en forme de grosse écaille. Elle est causée par une résistance insuffisante aux contraintes et c'est généralement la couche traitée qui se décolle. On peut aussi déterminer la profondeur à laquelle règne le cisaillement maximal lors d'un contact localisé roulant. Si on décide de traiter au-deçà de cette profondeur (par nitruration ou trempe superficielle), le traitement n'aura servi à rien et sera sans effet. Par contre si l'on traite bien au-delà de cette profondeur l'opération sera bien efficace mais très couteuse. Donc la bonne profondeur se situe entre 1.5 et 2 fois la profondeur à laquelle se produit le cisaillement maximal. De plus il faudrait obtenir une dureté suffisante en sous-couche d'abord pour que la surface traitée soit solidement ancrée sur le substrat

#### 1.2.1.8.1.3 Défauts de rectification :

La figure suivante (figure 29) est une bonne représentation de ce qui se produirait inévitablement aux pieds des dents si on n'utilise pas un outil de taille à protubérance. Cet outil a comme avantage de permettre l'utilisation du fond des dents brut de cémentation :

C'est un traitement qui ajoute une pré-compression superficielle très avantageuse pour le tenu des dents à la fatigue de flexion. Par contre une rectification du fond des dents serait désavantageuse, car elle introduirait une contrainte de tension qui est très néfaste à la tenue des dents à la fatigue de flexion.



*Figure 29 Rupture par fatigue*

On doit noter également qu'une opération de rectification conduite avec une profondeur de passe ou une avance excessive peut causer des criques à cause d'un échauffement localisé trop important. Ces criques peuvent amorcer une rupture, en particulier si elles sont localisées vers le pied des dents et dans le sens longitudinal. C'est pour cette raison qu'il est nécessaire d'être attentif lors des premières passes ; une prise de matière locale importante est à éviter durant cette période car les déformations de traitement thermique ne seraient peut-être pas complètement absorbés.

Un autre paramètre à craindre est une dureté superficielle trop importante, pour les applications de mécanique générale, il est préférable de limiter cette dureté vers 50-60 Rockwell C.

Un autre facteur crucial à considérer est le choix de meule de rectification, et pour certains cas même le choix de fluide d'arrosage est important.

L'écaillage se produit principalement dans le cas des aciers cémentés et il est souvent à l'origine des cassures.



*Figure 30 Rupture par écaillage*

#### *1.2.1.9 Défauts d'usure :*

1- Détérioration des dentures : En dehors de l'usure normale, il existe trois catégories principales de détérioration des surfaces de denture :

- 1) Altérations caractérisées par des petites particules de métal qui se détachent des dents. Principaux cas : écaillage et piqûres.
- 2) Soudure ponctuelle des aspérités des surfaces des dents en contact. Principaux cas : grippage, rides et stries.

3) L'usure abrasive provoquée par la présence de particules dures.

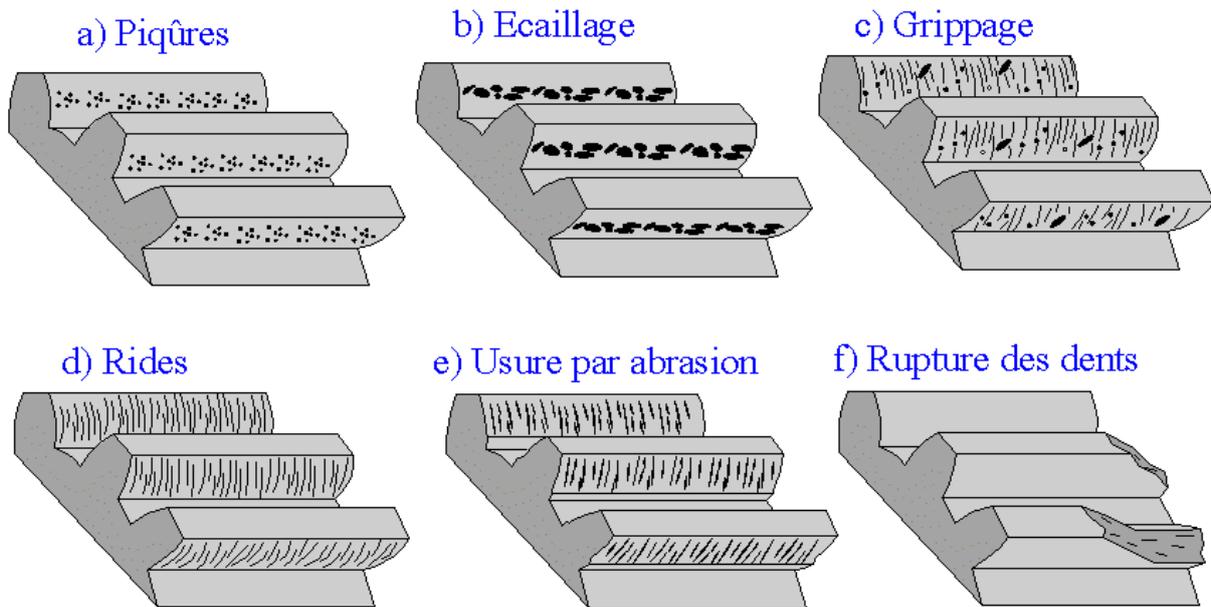


Figure 31 Les défauts d'usures

1.2.1.9.1 défauts de surfaces :

- **Usure par abrasion (abrasive wear)** : Cette usure est liée à la présence des particules abrasives dans le lubrifiant et elle est due à l'enlèvement de matière lors d'un glissement important entre les deux surfaces frottantes. Ce phénomène peut être accentué lorsque le lubrifiant contient des substances corrosives. Cependant, le durcissement superficiel de la denture d'engrenage ralentit l'apparition et la progression de cette usure.

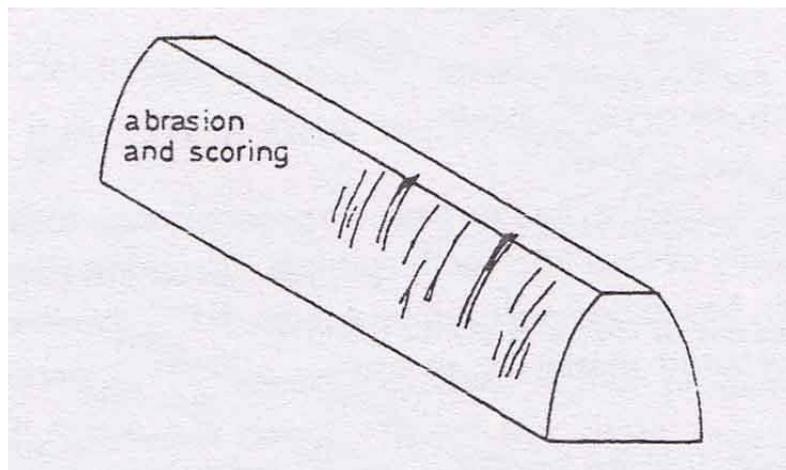


Figure 32 Usure par abrasion

- **Piquures (pitting)**: c'est une avarie répartie sur toute la surface de la denture (Figure 3.7), elle s'agit d'un ensemble de trous qui ne dépassent pas 0,3 à 0,5 mm de profondeur il existe quatre causes possibles pouvant expliquer leur apparition :

- phénomène de fatigue du métal en surface
- laminage du métal provoqué par le glissement des dents et provoquant des fissures désagréant la surface
- contrainte de cisaillement en surface provoquant des fissures s'agrandissant peu à peu et amenant une désagrégation de la surface
- les piqûres par étincelage, érosion électrique due à un passage de courant de faible intensité

Sur la figure 29a, les piqûres ne sont pas encore catastrophiques ; un choix d'huile approprié peut en retarder la progression (figure 29b). Les piqûres se manifestent en général sur le creux des dents (en dessous du primitif), comme le montre clairement la figure 29. Donnons une explication à ce phénomène.

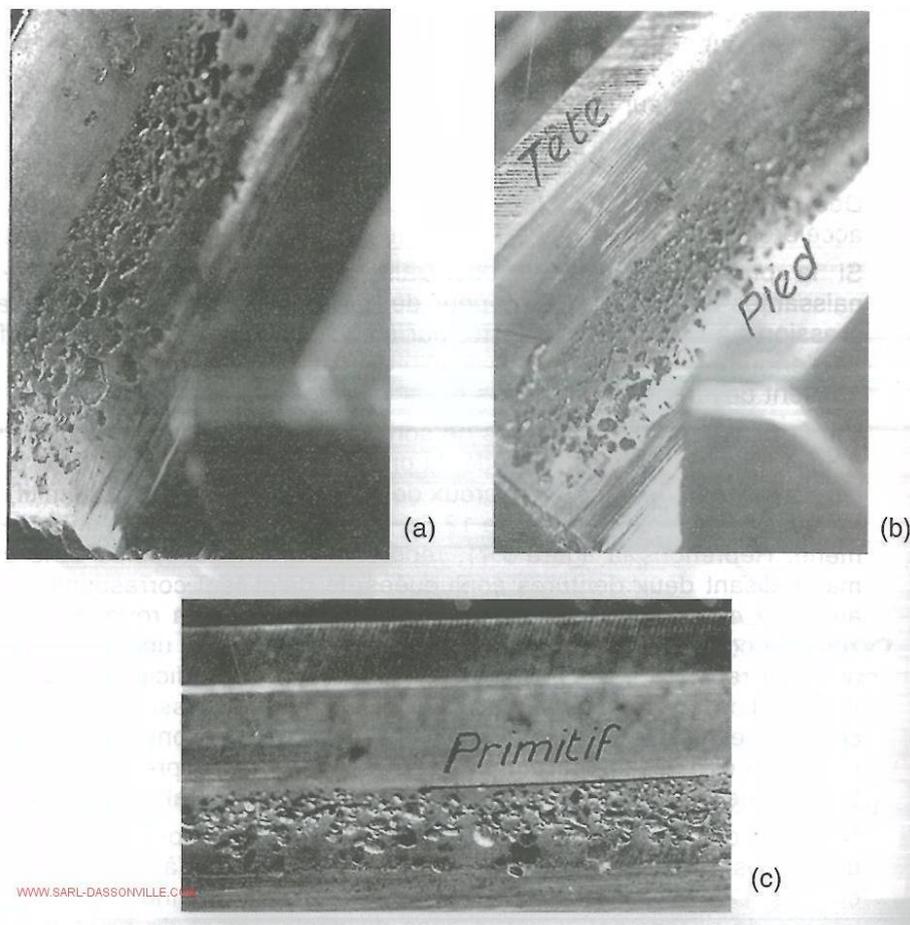


Figure 33 Piqûres

**Grippage (scuffing)** : Il résulte d'une rupture du film de lubrifiant dans la zone d'engrènement et se produit lorsque les charges et les vitesses de glissement sont élevées (par arrachement des microsoudures des aspérités en contact) ou lorsque le lubrifiant est mal choisi. Peut prendre la forme de rayures profondes plus ou moins importantes (en fonction du matériau de l'engrenage) dans le sens du glissement.

Après cette détérioration, le couple d'engrenage génère plus de vibrations et le facteur de frottement augmente et devient irrégulier.



Figure 34 Grippage

Rides ou traces de broutage ("rippling") Sillons ("ridging") :

Petites rides ou arêtes ondulées, qui apparaissent aux faibles vitesses de glissement (roue et vis, hypoïde), perpendiculairement au glissement, dans le cas d'une lubrification insuffisante ou inefficace. Par exemple, suite à des déformations plastiques du métal sous de fortes charges.

**Les Défauts localisés :**

1.2.1.9.1.1 • Ecaillage (spalling) :

Il s'agit d'une fissure initiée en sous-couche qui se propage vers la surface de la denture en libérant des fragments de métal en plaques, cette avarie est provoquée par une contrainte de cisaillement maximale appliquée en sous couche

Causes possibles :

- épaisseur insuffisante de la couche traitée
- transition trop brusque de la dureté entre la couche traitée et la couche non traitée

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



*Figure 35 Ecaillage*

- **Rupture des dents:** Dans un système de transmission par engrenage, le défaut de rupture des dents est lié à deux phénomènes classiques qui sont :  
Les chocs dus aux surcharges et la fatigue due aux charges cycliques de flexion (Figure 1-9). 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. La rupture peut aussi être causée par un fragment important de métal introduit accidentellement dans la zone d'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.  
La rupture peut aussi résulter d'une trempe défectueuse, d'une mauvaise répartition des charges, etc.

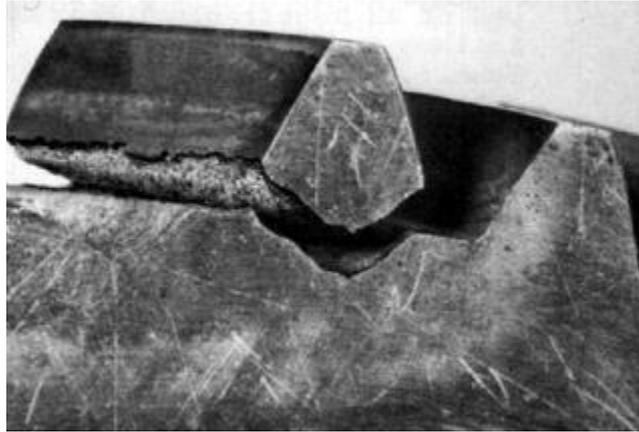


Figure 36 Rupture de dent

#### 1.2.1.9.2 Fissure :

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.

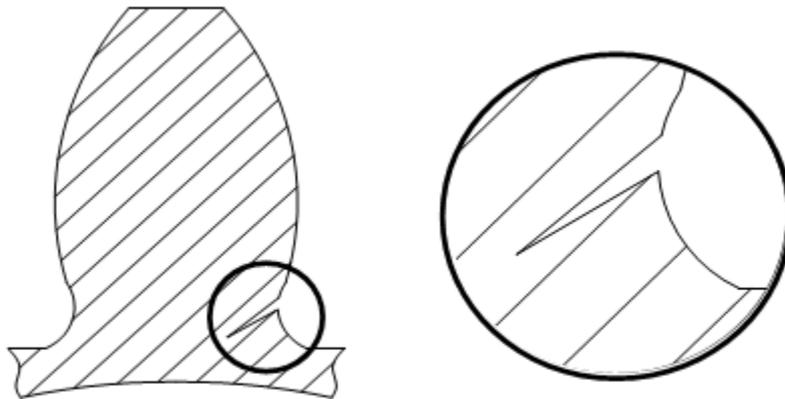


Figure 37 Fissure de dent

### 1.2.2 Techniques de détection des défauts d'engrenage :

Il est impossible d'empêcher l'apparition des défauts d'engrenages dans un système mécanique. Cependant, plusieurs études ont été faites afin de réduire la présence de ces défauts, et d'augmenter la durée de vie d'un engrenage, tout en améliorant les performances des trains d'engrenage. Ces études nécessitent la connaissance des

caractéristiques des défauts qui peuvent être collectées par plusieurs techniques de détection.

. Analyse des signaux vibratoires : c'est la technique la plus répandue de détection de défauts et d'avaries de contact des engrenages car elle est aussi la technique la plus facile à réaliser. Elle consiste à analyser des signaux recueillis sur le système en fonctionnement à l'aide des capteurs facilement positionnables (accéléromètres, codeurs optiques). Le traitement des signaux mesurés diffère d'un cas à l'autre en fonction des résultats d'analyses souhaités. Certains problèmes de détection de défauts nécessitent simplement l'analyse par la transformée de Fourier. Cependant, d'autres cas demandent une analyse plus précise à l'aide des outils de traitement de signal sophistiqués qui aident à identifier les éléments défectueux par recherche des fréquences caractéristiques des défauts (apparition des nouveaux pics ou augmentation de l'amplitude à des fréquences déjà existantes)

Analyse des lubrifiants : Le lubrifiant représente un élément primordial dans le fonctionnement des organes (moteurs, réducteurs, roulements...etc). Le choix et la mise en œuvre du lubrifiant définissent sa fiabilité, sa tenue mécanique et sa longévité. L'état du lubrifiant reflète l'état du système dans lequel il circule et offre une meilleure connaissance de la machine. Donc l'analyse du lubrifiant renseigne sur :

A) L'état du fluide (adaptation au système, adaptation de l'espacement de vidange, niveau de performance).

B) L'état de la pollution et de contamination du fluide par des liquides, des solides et/ou des produits de décomposition et l'état d'usure (normale, dangereuse ou accidentelle).

L'analyse de lubrifiant constitue donc un moyen efficace de surveillance des réducteurs à engrenages basé sur le suivi régulier des différentes caractéristiques du fluide telles que la viscosité, l'acidité, la présence de particules métalliques, la taille des particules, etc.... assuré par analyses physico-chimique et le contrôle du taux de contamination (chromatographie, photométrie, spectrométrie...). Cependant, la détection de défauts d'engrenages par analyse de lubrifiant ne peut prendre du temps et donc c'est une méthode qui n'est pas très efficace dans le cas des avaries à évolution rapide . Cette méthode vient généralement en complément des analyses vibratoires pour confirmer des hypothèses.

3.4.3. Analyse des signaux acoustiques L'analyse des signaux vibratoires a été largement utilisée dans le diagnostic des transmissions à engrenages. En outre, tout changement dans le signal de vibration peut être facilement attribué aux caractéristiques dynamiques de l'engrenage et de son défaut. Les transmissions mécaniques à engrenages génèrent des vibrations et du bruit lors du fonctionnement normal. La présence des défauts et des écarts de forme dans l'engrenage peut être une source d'excitation de ces phénomènes. Les défauts locaux d'engrenage ont un impact direct sur les signaux sonores. Les impulsions dues au défaut sont observées dans les signaux acoustiques à chaque tour du pignon. En présence de plus en plus de défauts locaux, les signaux acoustiques de l'engrenage ont des

caractéristiques non-stationnaires. Le processus d'usure qui provoque un lissage de la rugosité de surface des dents d'engrenage entraîne une diminution conséquente du niveau des émissions acoustiques. Après un certain temps de fonctionnement, l'apparition puis la progression et le développement des avaries de contact augmente la rugosité de surface et donc les niveaux des émissions acoustiques. Les émissions acoustiques sont également influencées par la température du film d'huile et les caractéristiques dynamiques du banc d'essai. L'augmentation de la température d'huile entraîne une réduction de l'épaisseur du film d'huile, ce qui favorise les contacts métal à métal en augmentant les niveaux sonores.

## 2 Chapitre II : Généralités sur les réducteurs :

### 2.1 Introduction :

Un réducteur permet d'adapter les caractéristiques (couple et vitesse) de l'axe d'entrée et de sortie d'un mécanisme. C'est pour cela qu'il faut bien connaître **le couple** et la vitesse de rotation.

Un réducteur permet d'augmenter le couple du moteur et permet ainsi à un organe récepteur d'entrer en rotation sous l'effet d'un nouveau couple. Les fabricants de réducteurs indiquent parfois, pour chacun de leur produit, le couple minimal et le couple maximal (exprimé en newtons-mètres, N.m) pouvant être supporté. La densité de couple varie selon les réducteurs. Par exemple, les réducteurs planétaires ont une grande densité de couple.

L'autre fonction d'un réducteur étant de réduire la vitesse d'un moteur, c'est pour cela qu'il est nécessaire de prendre en considération le **rapport de réduction** idéal pour l'application en question. Établi à partir de la vitesse de rotation du moteur, le rapport de réduction permet de déterminer la vitesse de rotation en sortie. Cette donnée est également indiquée par les fabricants sur les fiches produits. Elle est exprimée en tours par minute.

Enfin, il est aussi important de choisir le **type de montage** du réducteur selon le besoin. Les arbres d'entrée et de sortie du réducteur peuvent être coaxiaux, parallèles ou orthogonaux. Cela dépendra de l'application.

Il existe quatre principaux types de réducteurs : les réducteurs planétaires, les réducteurs à vis sans fin, les réducteurs à train d'engrenages et les réducteurs à couple conique. Chacun de ces différents réducteurs présente des avantages et des inconvénients.

### 2.2 Les réducteurs à vis sans fin :

Les réducteurs à vis sans fin ont un arbre d'entrée et un arbre de sortie perpendiculaires. Ils sont généralement utilisés pour des applications nécessitant une très grande démultiplication.

Le mécanisme des réducteurs à vis sans fin est non réversible. Cela signifie que la roue ne peut pas entraîner la vis. L'avantage de ce mécanisme non réversible, c'est qu'il assure une plus grande sécurité du système.

Moins onéreux que les réducteurs planétaires, les réducteurs à vis sans fin sont également plus silencieux. En effet, les réducteurs à vis sans fin ne vibrent pas, ils génèrent donc peu de bruit et leur utilisation est plus confortable.

Néanmoins, à l'instar des réducteurs planétaires, les réducteurs à vis sans fin chauffent rapidement en raison de leur grande compacité. De plus, leur niveau de rendement est variable. Il est néanmoins possible d'améliorer le rendement en associant ce réducteur à vis sans fin à d'autres réducteurs et à d'autres trains.

Il est généralement utilisé pour les convoyeurs, les treuils et la manutention.....

C'est un type de réducteur, où le système de roue/vis sans fin peut aussi être utilisé dans des systèmes asservis.



Figure 38 Réducteur à vis sans fin ouvert

### 2.3 Caractéristiques :

- Rapport de réduction possible entre 2.5 et 100
- Les arbres d'entrés et de sortie sont toujours perpendiculaires
- Possibilité de concevoir un arbre de sortie plein ou creux.
- Mécanisme irréversible

### 2.4 Avantages :

- Compacité notamment pour les rapports élevés.
- Niveau sonore faible, exempt de vibration, ce qui donne une bonne qualité d'entraînement.
- Charge radiale admissible de sortie élevée.
- Rapport performance/prix intéressant.

- Bonne capacité d'absorption des couples d'entrés.
- Peut être combiné avec d'autres réducteurs ou utilisé en double roue-vis pour des grands rapports de réduction (vitesse très faible).
- Peut être combiné avec des trains d'engrenages et d'autres réducteurs afin d'améliorer le rendement.

## 2.5 Inconvénients :

- Le Rendement peut être variable en fonction du rapport de réduction et de la vitesse.
- Échauffement supérieur aux autres réducteurs
- Les Roue en bronze qui sont souvent utilisées dans ce système peuvent engendrer une usure.

## 2.6 Principales applications :

- Les convoyeurs, en particulier les plus petits.
- Les machines et véhicules de Manutention
- Les Treuils
- Applications à vitesse lente (par exemple : ponts racleurs de station d'épuration...)

## 2.7 Evolution technologique :

Les réducteurs à vis sans fin sont de plus en plus utilisés dans le domaine de la mécatronique, les experts essayent de trouver une meilleure manière d'utiliser ce mécanisme en réduisant le jeu durant la transmission du mouvement et aussi en utilisant de meilleurs matériaux.

## 2.8 Les Différents types de réducteurs vis sans fin :

La forme de la denture d'un engrenage composé d'une vis cylindrique et d'une roue torique est imposée par le profil adopté sur la vis. Ce profil peut se définir soit dans la section axiale de la vis, soit dans la section normale. La forme de la dent sur la vis est normée selon DIN et la désignation de la vis commence par la lettre Z suivie d'une lettre fixant le mode de définition. Les formes normées sont:

### 2.8.1 Vis de type ZA :

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

moyen d'angle  $\gamma_m$ . La finition de la vis peut se faire par une meule profilée. Le bombé de la dent dépend du diamètre de l'outil générateur (Figure 39).

### 2.8.2 Vis de type ZN :

Flancs définis en profil normal La définition s'effectue dans la section normale, perpendiculaire à l'hélice moyenne de la vis. Le profil de la vis est trapézoïdal dans cette section, la droite génératrice étant dans un plan perpendiculaire au filet moyen d'angle  $\gamma_m$ . La fabrication de la vis se réalise par un burin placé dans le plan normal ou approximativement : par une fraise conique en bout ou une fraise disque de petite dimension à profil trapézoïdal (Figure 39).

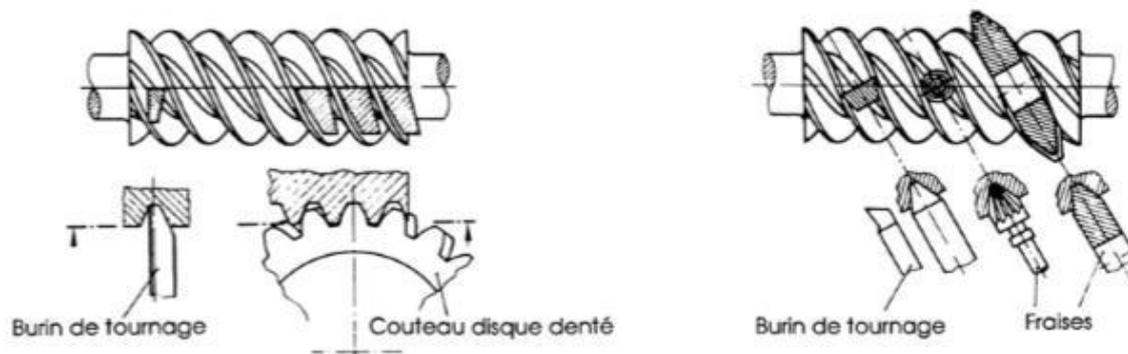


Figure 39 flanc de la vis : a gauche vis de type ZA , a droite vis de type ZN

### 2.8.3 Vis de type ZK :

Flancs engendrés par outil disque. La forme du profil de la vis est obtenue par une fraise disque de grande dimension, de profil trapézoïdal, dont l'axe de rotation est perpendiculaire au filet moyen d'angle  $\gamma_m$ . La finition de la vis peut se faire par une meule profilée. Le bombé de la dent dépend du diamètre de l'outil générateur. (Figure 40)

### 2.8.4 Vis de type ZI :

Flancs en hélicoïde développable La forme du profil de la vis correspond à celui d'une roue hélicoïdale à développante de cercle ( $I = \text{involuté}$ ). Les flancs sont en hélicoïde développable ce qui autorise, en principe, l'emploi de tous les outils usuels de fabrication des roues dentées hélicoïdales. Le profil peut aussi se créer par tournage au moyen d'un burin, la droite de génération devant être tangente au cercle de base de la vis. (Figure 40)

### 2.8.5 Vis de type ZH :

Flancs engendrés par outil disque convexe (non normé par DIN) La forme des flancs de la vis est concave dans la section axiale. La fabrication s'effectue par fraise disque à profil convexe et la rectification utilise des meules de même profil. La forme du profil de l'outil est habituellement en arc de cercle. (Figure 40)

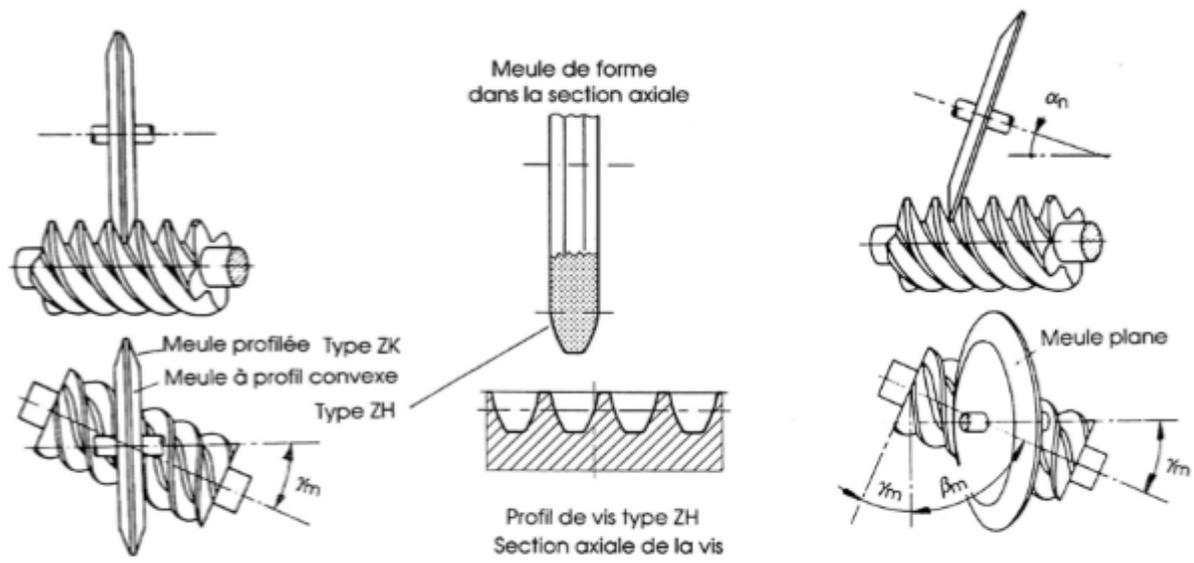


Figure 40 flancs de la vis : de gauche vers la droite: type ZK, ZH, ZI

### 3 Chapitre III :

#### 3.1 Dimensionnement

##### 3.1.1 Données :

**Les caractéristiques du moteur réducteur:**

La puissance d'entrée du moteur :  $p = 2.8 \text{ kw}$

La puissance sortie du réducteur :  $p = 1.2 \text{ kw}$

Le couple de moteur :  $C = Nm$

La vitesse d'entrée :  $V_e = 3000 \text{ t/min}$

La vitesse de sortie :  $V_s = 204 \text{ t/min}$

La vitesse angulaire de moteur  $\omega = 314 \text{ rad/s}$

**Les données initiales de la vis sans fin :**

Le module normal  $m$  en  $mm$  :  $mn = 2 \text{ mm}$

L'angle d'hélice de la vis :  $\beta_v = 13.4$

##### 3.1.2 Rapport de réduction

Le principal but des réductions est d'adapter le couple ( $C_e$ ) et la vitesse de rotation ( $V_e$ ) d'un moteur à l'entrée et un couple ( $C_s$ ) et une vitesse ( $V_s$ ) sur l'arbre à la sortie.

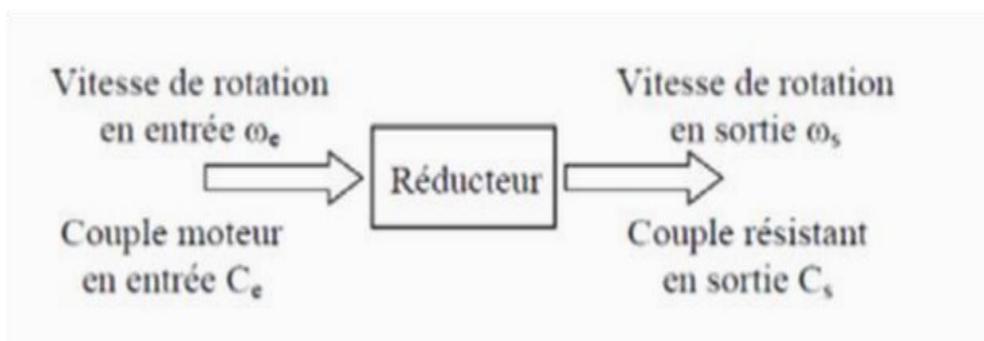


Figure 41 schémas du rapport de réduction

Donc le rapport de réduction (R) s'écrit :  $R = C_e/C_s = \omega_e/\omega_s$

$$\Rightarrow R = 3000/204 = 14.71$$

Vu que le nombre de filets de la vis sans fin est souvent faible par rapport au nombre de dents la roue, les engrenages roue et vis sans fin permettent d'obtenir des rapports de réduction importants

Rapport de réduction R s'écrit :

$$R = Z_r / Z_v = V_e / V_s$$

Avec :

$V_s$ : vitesse de la roue réceptrice.

$V_e$  : vitesse de la vis motrice.

$Z_{vis}$  : Nombre de filet de la vis.

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

On peut définir le nombre de dents de la roue selon la relation suivantes :

Si on prend  $Z_{vis} = 3$  filets

$Z_{roue} = Z_{vis} \times R = 3 \times 14.71 = 44,12 \rightarrow$  pour cette étude on prend  $Z_{roue} = 44$  dents

### 3.1.3 Le couple :

$P_1$  : puissance nominale sur l'arbre de la vis

$\omega_1$  : vitesse angulaire de l'arbre de la vis avec  $\omega_1 = \frac{2\pi N_e}{60} \text{ rad/s}$

Le couple  $C = \frac{P_1}{\omega_1}$  (N.m)

$C = (2.8 \times 60 \times 1000) / (2 \times 3.14 \times 3000) = 8.91 \text{ N.m}$

### 3.1.4 Hypothèses :

Le calcul des forces totales et des composantes trigonométries peut se faire à l'aide de quelques d'hypothèses simplificatrices :

-La force totale est supposée concentrée au point générateur de mouvement (centre de la vis)

-La force appliquée aux points de contacts entre les flancs actifs de la vis et de la roue est la résultante de la composante normale et de la force de frottement. Cette force peut être représentée comme étant des composantes cartésiennes suivant les axes de la vis et de la roue ainsi que suivant la ligne des centres.

La force totale  $F$ , oblique dans l'espace, s'exprime par les sommes :

$$F = F_n + F_R = F_{av} + F_{tv} + F_{rv} = F_{ar} + F_{tr} + F_{rr}$$

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

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

Matériaux en contact	Nature du frottement	$\mu$
Acier/ Fonte	Sec	0.19
Acier/ Bronze	Gras	0.16
	Bon graissage	0.10
Acier/ Antifriction	Bon graissage	0.05
Fonte/ Bronze	Sec	0.21
Fonte/ Fonte	Gras	0.15
	Bon graissage	0.05 à 0.10
Acier trempé/ Bronze	Graissage moyen	0.10
	Graissage sous pression	0.05
Acier trempé/ Acier trempé	Graissage moyen	0.10
	Bon graissage	0.07
	Graissage sous pression	0.05

Tableau 2 Facteur coefficient de frottement norme ISO

On prend  $\mu = 0.10$  puisqu'on a un bon graissage entre la vis et la roue (graissage par huile)

### 3.1.5 Efforts sur la vis motrice et la roue réceptrice :

Le couple moteur  $C$  et la vitesse angulaire  $\omega_1$  sont dans le même sens et la composante tangentielle ( $F_t$ ) sur la vis, est la seule qui s'oppose au couple sur l'arbre de la vis, elle se calcule par l'expression:

$$f_{tv} = \frac{2C}{d_A} \text{ (N)}$$

Composante tangentielle :

$$F_{tv} = (2 \times 8.91) / (24.05 \times 10^{-3}) = 740.95 \text{ N}$$

Composante Radiale :

$$F_{rv} = F_t * \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha \sin \gamma + \mu \cos \gamma} N$$

$$F_{rv} = 740.95 \times \sin(20) / (\cos(20) \cdot \sin(13.4) + 0.10 \cdot \cos(13.4)) = 804.41 N$$

Composante axiale :

$$F_{av} = F_t * \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \mu \sin \gamma}{\cos \alpha \sin \gamma + \mu \cos \gamma} N$$

$$F_{av} = 804.41 \times (\cos(20) \cdot \cos(13.4) - 0.10 \cdot \sin(13.4)) / (\cos(20) \cdot \sin(13.4) + 0.10 \cos(13.4)) = 2274.24 N$$

Composante normale :

$$F_N = \sqrt{F_a^2 + F_t^2 + F_r^2}$$

$$F_N = \sqrt{(2274.24^2 + 804.41^2 + 740.95^2)} = 2523.53 N$$

Pour  $\mu=0.10$  et  $\alpha=20$

Les efforts	la relation entre vis et la roue	Résultat
Composante tangentielle	$F_{tv} = F_{ar}$	740.95N
Composante axiale	$F_{av} = F_{tv}$	2274.24N
Composante radiale	$F_{rv} = F_{rr}$	804.41N
Composante normal	$F_{nv} = F_{nr}$	2274.24N
Couple	Mc	8.19 N.m

Tableau 3 Efforts et couple

### 3.1.6 Le module :

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

$$m^3 \geq \frac{10C}{\lambda * Z * RPe}$$

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

Rpe : résistance pratique élastique.

Re : Résistance élastique.

S : Coefficient de sécurité.

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

$\lambda$  : Coefficient de la largeur de denture, valeur choisie entre 6 et 10.

Pour déterminer le module on doit d'abord choisir les matériaux de la roue et de la vis.

**Matériau de la roue :** Bronze pour coussinet qui a les caractéristiques suivantes :

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

On prend un coefficient de sécurité  $S=2$

Sa résistance pratique élastique égale :  $Rpe = 110.237/2 = 55.1185$

**Matériau de la vis sans fin:** Acier faiblement allié (**42CrMo4**) qui a les caractéristiques suivantes :

$$Re = 750 \text{ Mpa.}$$

On prend un coefficient de sécurité  $S=2$

Alors sa résistance pratique élastique égal :  $Rpe = Re/s = 375 \text{ Mpa}$

### 3.1.6.1 Module de la vis :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot c}{\lambda \cdot Z_p \cdot RPe}}$$

$$m \geq \sqrt[3]{(10 \times 8.91) / (10 \times 3 \times 375 \times 10^6)} = 1.993^{-3} \text{ m}$$

$$m \geq 1.99 \text{ mm}$$

On fixe suivant le tableau un module normalisé de 2 mm selon de la série (**NF ISO 54**)

Valeur normalisées du nombre (NF ISO 54)	
Valeurs principales en mm	Valeurs secondaires en mm
0.06-0.08-0.10-0.12-0.15-0.20-0.25-0.30- 0.40-0.50-0.75-1.00-1.25-1.50- <b>2</b> -2.5-3-4-5-6-8- 10-12-16-20-25-32-40-50-60	0.07-0.09-0.11-0.14-0.18-0.22-0.28-0.35- 0.45-0.55-0.7-0.9-1.125-1.375-1.75-2.252.75- 2.75-3.5-4.5-5.5-7-9-11-14-18-22-2836-45-55-70

Tableau 4 Norme NF ISO54

### 3.1.7 Calcul des éléments géométrique de la roue et la vis sans fin :

#### 3.1.7.1 Eléments géométriques de la vis

Caractéristique	Symbole ISO	OBSERVATION	Résultats
Nombre de filets	$Z_v$	$Z_v$	$Z_v = 3$
Angle d'hélice de la vis	$\beta_v$	$\beta_v$	$\beta_v = 13.4$
Angle de pression	$\alpha_n$	$\alpha_n$	$\alpha_n = 20$
Module réel	$m_n$	$m_n$	$m_n = 2mm$
Module axial	$m_x$	$m_x = m_n / \cos \beta_v$	$m_x = 2.055mm$
Pas réel	$P_n$	$P_n = m_n \cdot \pi$	$P_n = 5.85mm$
Pas axial	$P_x$	$P_x = P_n / \cos \beta_v$	$P_x = 6mm$
Pas de l'hélice	$P_z$	$P_z = P_x * Z_v$	$P_z = 18mm$
Saillie	$h_a$	$h_a = m_n$	$h_a = 2mm$
Creux	$h_f$	$h_f = 1.25m_n$	$h_f = 2.5mm$
Hauteur de dent	$h$	$h = h_a + h_f = 2.25m_n$	$h = 4.5mm$
Diamètre primitif	$d_A$	$d_A = P_z / \pi \tan \beta_v$	$d_A = 24mm$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d_A + 2m_n$	$d_a = 28mm$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d_A - 2.5m_n$	$d_f = 19mm$
Longueur de la vis	$l$	$P_x * 4 < l < P_x * 6$	$l = 35mm$

Tableau 5 Caractéristiques géométriques de la vis

Caractéristique	Symbole ISO	OBSERVATION	Résultats
Nombre de dents	$Z_r$	$Z_r$	$Z_r = 44$
Angle d'hélice de la vis	$\beta_v$	$\beta_v$	$\beta_v = 13.4$
Angle de pression	$\alpha_n$	$\alpha_n$	$\alpha_n = 20$
Angle d'hélice de la roue	$\beta_r$	$\beta_r = 90^\circ - \beta_v$	$\beta_r = 76.6$
Module réel	$m_n$	$m_n$	$m_n = 2mm$
Module axial	$m_x$	$m_x = m_n / \cos \beta_v$	$m_x = 2.055mm$
Pas réel	$P_n$	$P_n = m_n \cdot \pi$	$P_n = 5.83mm$
Pas axial	$P_x$	$P_x = P_n / \cos \beta_v$	$P_x = 6mm$
Pas de l'hélice	$P_z$	$P_z = P_x * Z_v$	$P_z = 18mm$
Saillie	$h_a$	$h_a = m_n$	$h_a = 2mm$
Creux	$h_f$	$h_f = 1.25m_n$	$h_f = 2.5mm$
Hauteur de dent	$h$	$h = h_a + h_f = 2.25m_n$	$h = 4.5mm$
Diamètre primitif	$d_b$	$d_B = m_x Z_r$	$d_b = 88mm$
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d_B + 2m_n$	$d_a = 92mm$
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d_B - 2.5m_n$	$d_f = 83mm$
Largeur de la dent	$b$	$b \geq 2 \frac{\pi * m_n}{\sin \theta}$	$b = 12.91mm$
Entraxe entre roue et vis	$a$	$d_A + d_B$ $a = \frac{\quad}{2}$	$a = 90mm$

### 3.1.7.2 Eléments géométriques de la roue :

Tableau 6 Caractéristiques géométriques de la roue

### 3.1.8 Calcul des arbres :

#### 3.1.8.1 Arbre d'entrée :

**Choix du matériau:** pour les Le dimensionnement de l'arbre il est nécessaire de d'abord calculer le diamètre minimal et de choisir le matériau adéquat pour sécuriser cet élément de notre système contre les chocs de démarrage et les brusques variations des charges.

On prend la longueur de l'arbre d'entrée (vis)  $L_{ae} = 162 \text{ mm}$

Calcule des réactions :

**Plan horizontale :**

$$R_{ah} = R_{bh} = F_t / 2 = 370.475 \text{ N}$$

**Plan vertical:**

$$R_A + R_B = F_R$$

$$\sum M = 0$$

$$\rightarrow 0.162 R_{bv} - 0.162 \times F_R / 2 + 0.162 \times F_a / 2$$

$$R_{bv} = (0.162 \times F_R / 2 + 0.162 \times F_a / 2) / 0.162$$

$$R_{bv} = 1539.325 \text{ N}$$

$$R_{Av} = F_R - R_{Bv} = 804.41 - 1539.325 = -734.915 \text{ N}$$

$$R_{Ah} = 370.475 \text{ N}$$

$$R_{bh} = 370.475 \text{ N}$$

$$R_{bv} = 1539.325$$

$$R_{av} = -734.915$$

**La résultante de force sur les appuis A et B :**

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

$$R_A = 371.46 \text{ N}$$

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

$$R_B = 1583.28 \text{ N}$$

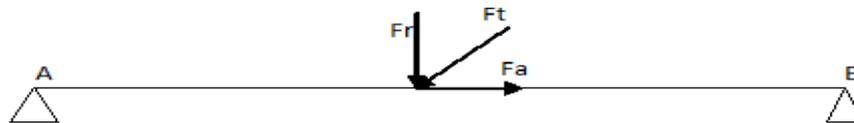
**Calculs de vérification :**

**Les efforts appliqués sur l'arbre de la vis**

$$F_{av} = 2274.24 \text{ N}$$

$$F_{rv} = 804.41 \text{ N}$$

$$F_{tv} = 740.95 \text{ N}$$



*Figure 42 efforts appliqués à l'arbre*

**Plan vertical:**

$$R_{Av} = -734.915$$

$$R_{Bv} = 1539.325$$

$$M_{fv} = 1539.325 * 0.162/2 = 124.68 \text{ N.m}$$

**Plan horizontal:**

$$R_{Ah} = 370.475 \text{ N}$$

$$R_{Bh} = 370.475 \text{ N}$$

$$M_{fh} = 370.425 * 0.162/2 = 30 \text{ N.m}$$

$$M_f = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2}$$

$$M_f = 128.24 \text{ N.m}$$

$$M_t = C = 8.19 \text{ N.m}$$

**Détermination du diamètre minimal :**

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

$$[\tau] = b * [0.18 * \sigma_R \text{ ou } 0.30\sigma_e]$$

$$\sigma_e = 750 \text{ MPa}$$

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

$$[\tau] = 0.75 * 0.30 * 750 = 168.75 \text{ MPa}$$

$D \geq 1.52 \text{ mm} \rightarrow$  La condition est vérifiée puisque  $D = 24 \text{ mm}$

### 3.1.8.2 Arbre de sortie :

Pour calculer le diamètre de l'arbre de sortie (de la roue), on utilise le catalogue Euronorm pour la référence des réducteurs à vis sans fin :

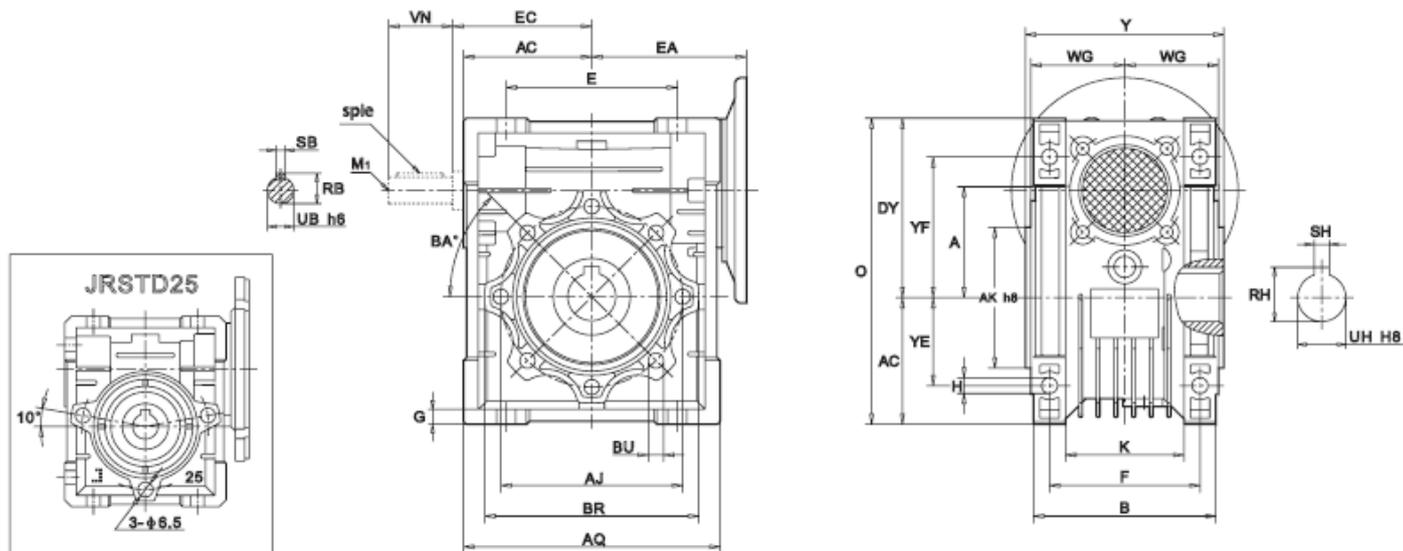


Figure 43 Schéma de réducteur à vis sans fin sur [www.euronormdrives.com](http://www.euronormdrives.com)

TEC motor range										
type	025	030	040	050	063	075	090	110	130	150
A	25	30	40	50	63	75	90	110	130	150
AC	35	40	50	60	72	86	103	127.5	147.5	170
AJ	55	65	75	85	95	115	130	165	215	215
AK	45	55	60	70	80	95	110	130	180	180
AQ	70	80	100	120	144	172	206	252	292	340
B	42	56	71	85	103	112	130	144	155	185
BA		0°	45°	45°	45°	45°	45°	45°	45°	45°
BR	65	75	87	100	110	140	160	200	250	250
BU		M6x11	M6x11	M8x10	M8x14	M8x14	M10x18	M10x18	M12x21	M12x21
Quantity		4	4	4	8	8	8	8	8	8
DY	48	57	71	84	102	119	135	167.5	187.5	230
E	45	54	70	80	100	120	140	170	200	240
EA	45	63	71	80	95	112.5	130	160	180	210
EC	-	45	53	64	75	90	108	135	155	175
F	34	44	60	70	85	90	100	115	120	145
G	5	5.5	6.5	7	8	10	11	15	15	18
H	6	6.5	7	8.5	8.5	11	13	14	16	18
K	22	32	43	49	67	72	74	-	-	-
MI	-	-	-	M6	M6	M8	M8	M10	M10	M12
O	83	97	121	144	174	205	238	295	335	400
RB	-	10.2	12.5	16	21.5	27	27	31	33	38
RH	12.8	16.3	20.8	28.3	28.3	31.3	38.3	45.3	48.8	53.8
SB	-	3	4	5	6	8	8	8	8	10
SH	4	5	6	8	8	8	10	12	14	14
UB	-	9	11	14	19	24	24	28	30	35
UH	11	14	18	25	25	28	35	42	45	50
VN	-	20	23	30	40	50	50	60	80	80
WG	22.5	29	36.5	43.5	53	57	67	74	81	96
Y	50	63	78	92	112	120	140	155	170	200
YE	22	27	35	40	50	60	70	85	100	120
YF	35.5	44	55	64	80	93	102	125	140	180
Weight (kg)	0.7	1.3	2.3	3.5	6.2	9	13	35	48	84

Tableau 7 Dimensionnement pour les réducteurs à vis sans fin (une seule entrée- une seule sortie)  
[www.euronormdrives.com](http://www.euronormdrives.com)

On choisit la référence type 063 qui est la plus proche des dimensions du boîtier et de l'arbre de la vis qu'on a choisi pour cette étude

On trouve le diamètre de l'arbre de sortie = 25 mm

### 3.1.9 Choix des roulements :

Pour la vis : on choisit un roulement à billes à contact angulaire possédant une seule rangée, tiré de la norme ISO 15 ABB 3917 :

Nombre de billes : 14

Diamètre extérieur : 30 mm

Diamètre intérieur 17 mm

Épaisseur 10 mm

Pour l'arbre de la roue : on est obligé de changer le diamètre du roulement en gardant la même référence, norme ISO 15 ABB 1925 :

Nombre de billes : 16

Diamètre extérieur : 49

Diamètre intérieur : 25

Épaisseur : 9

### 3.2 Conception sur Solidworks :

Arbre :

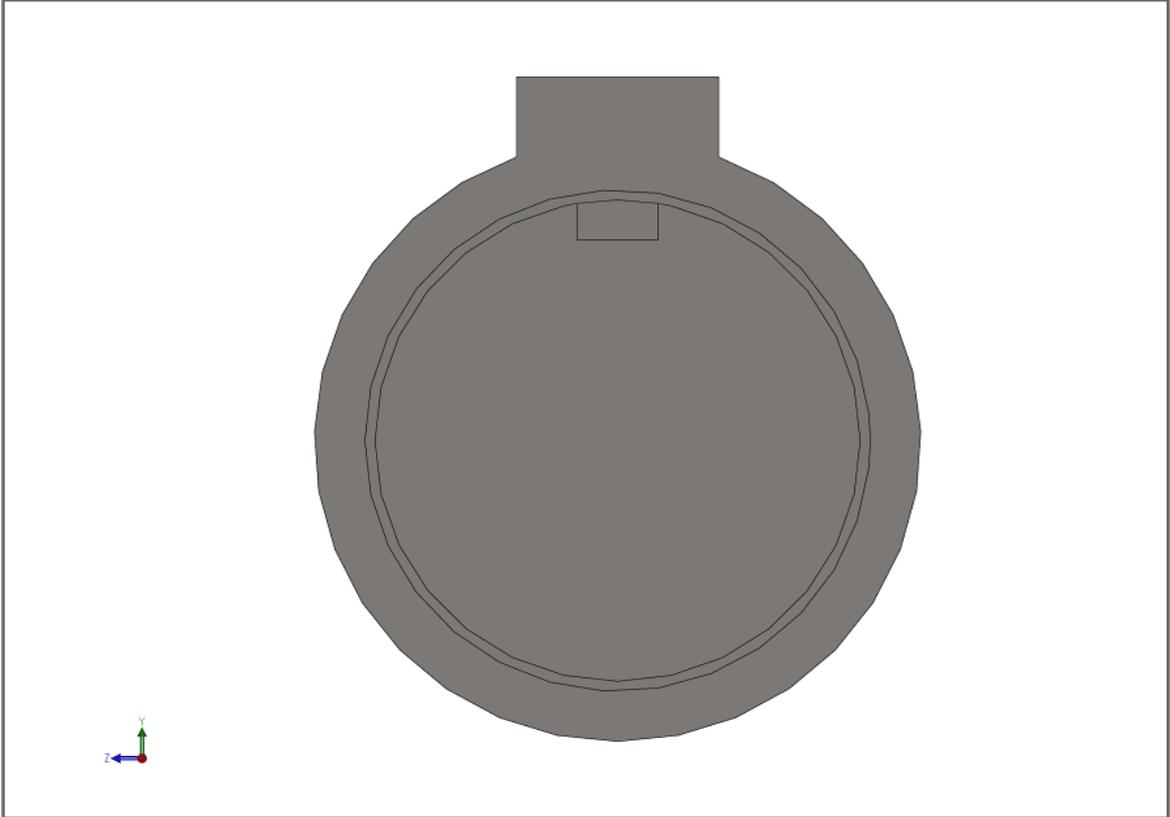
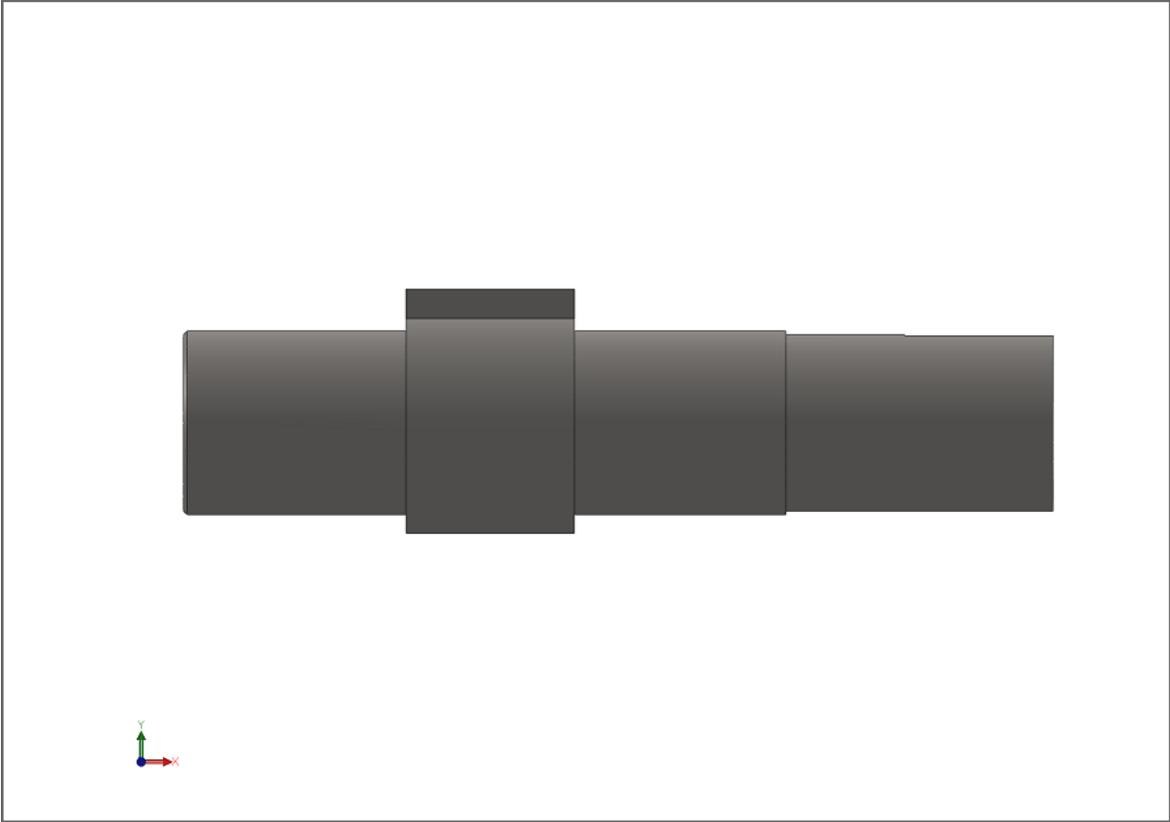


Figure 44 Vue de face et de droite de l'Arbre

Roue :

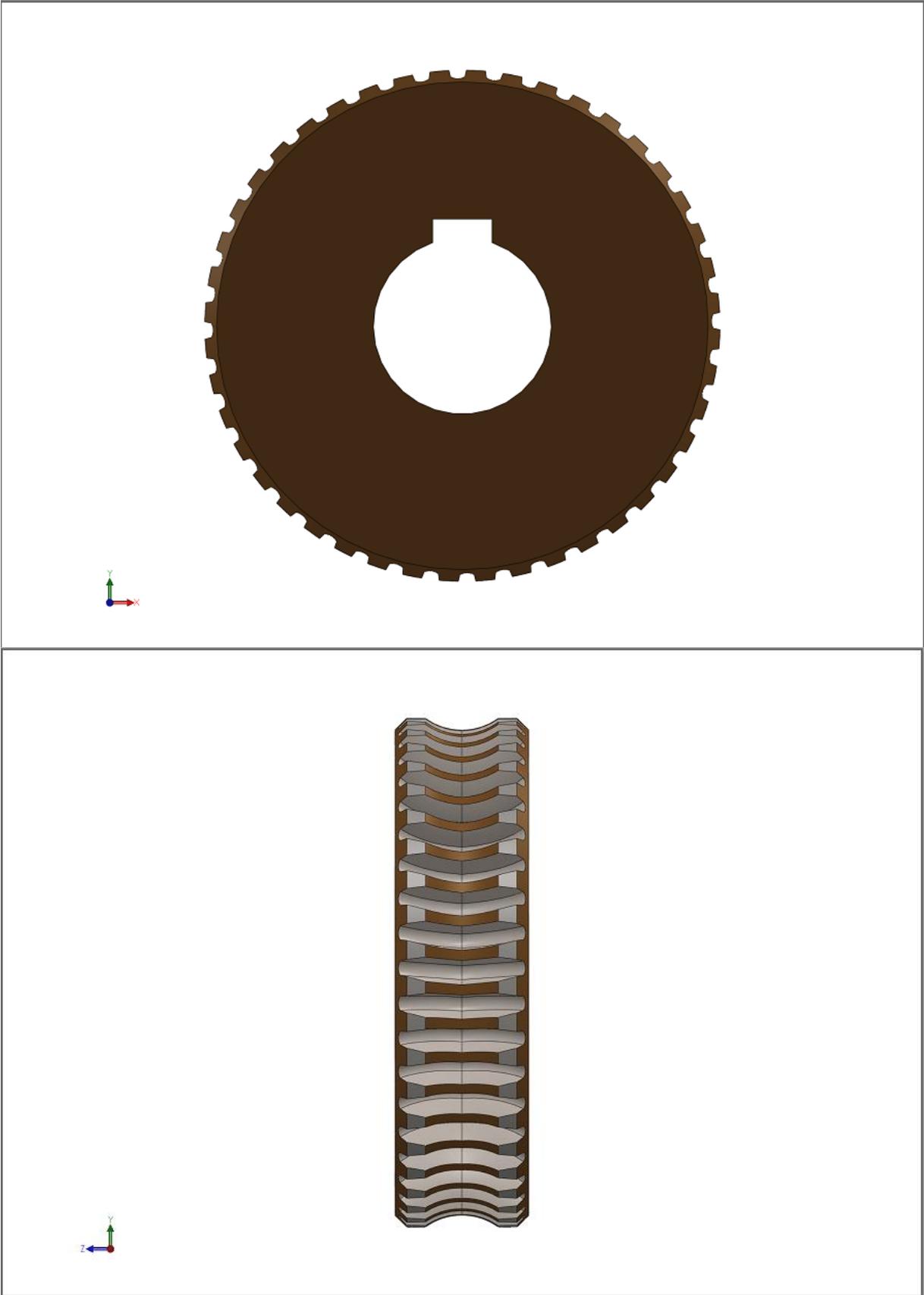


Figure 45 Vue de face et de droite de la roue

Vis :

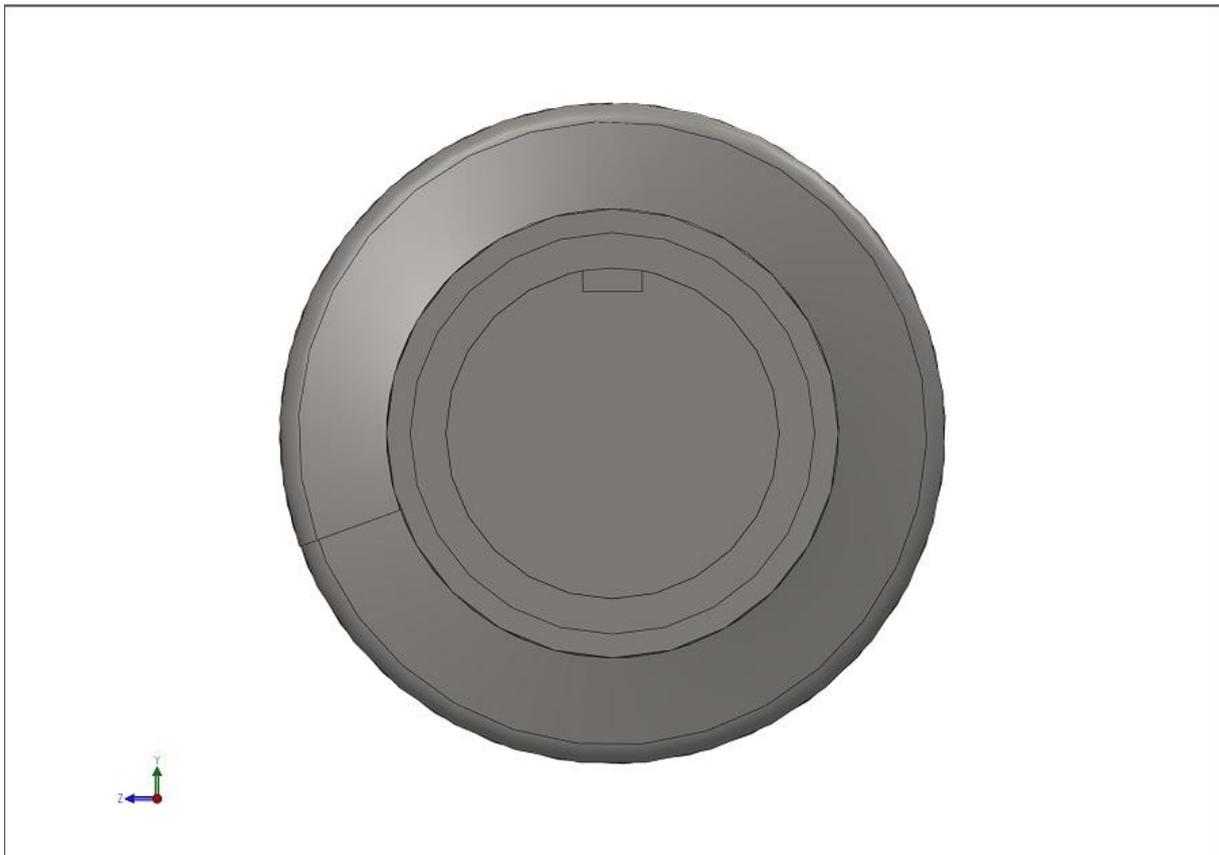
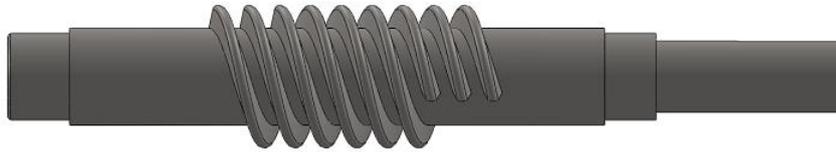


Figure 46 Vue de face et de droite de la vis

### 3.3 Assemblage des pièces :

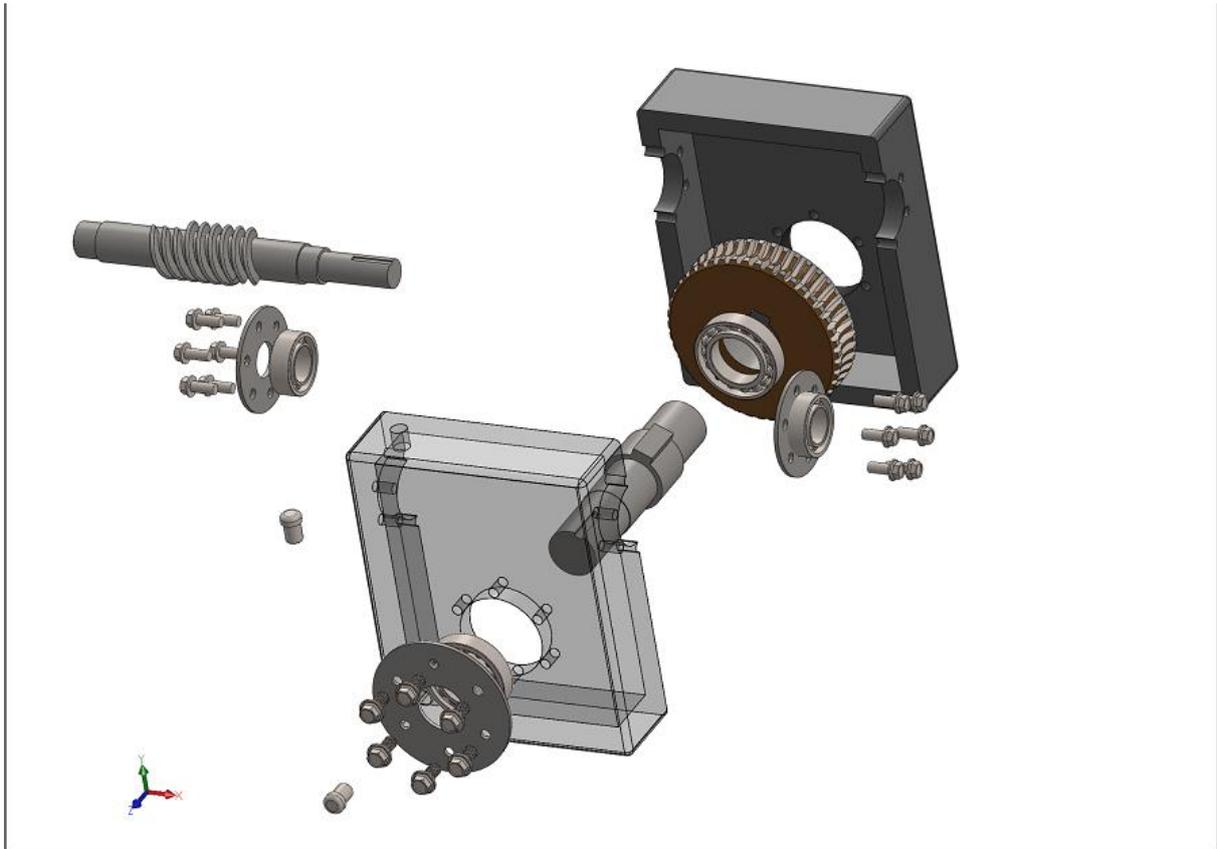


Figure 47 Réducteur non assemblé

Les étapes suivies lors de l'assemblage :

- 1- Assemblage de l'arbre avec la roue et le roulement de la roue
- 2- Assemblage de la vis avec la roue et le boitier
- 3- Assemblage du boitier avec les roulements, les brides, les vis d'huile et de serrage

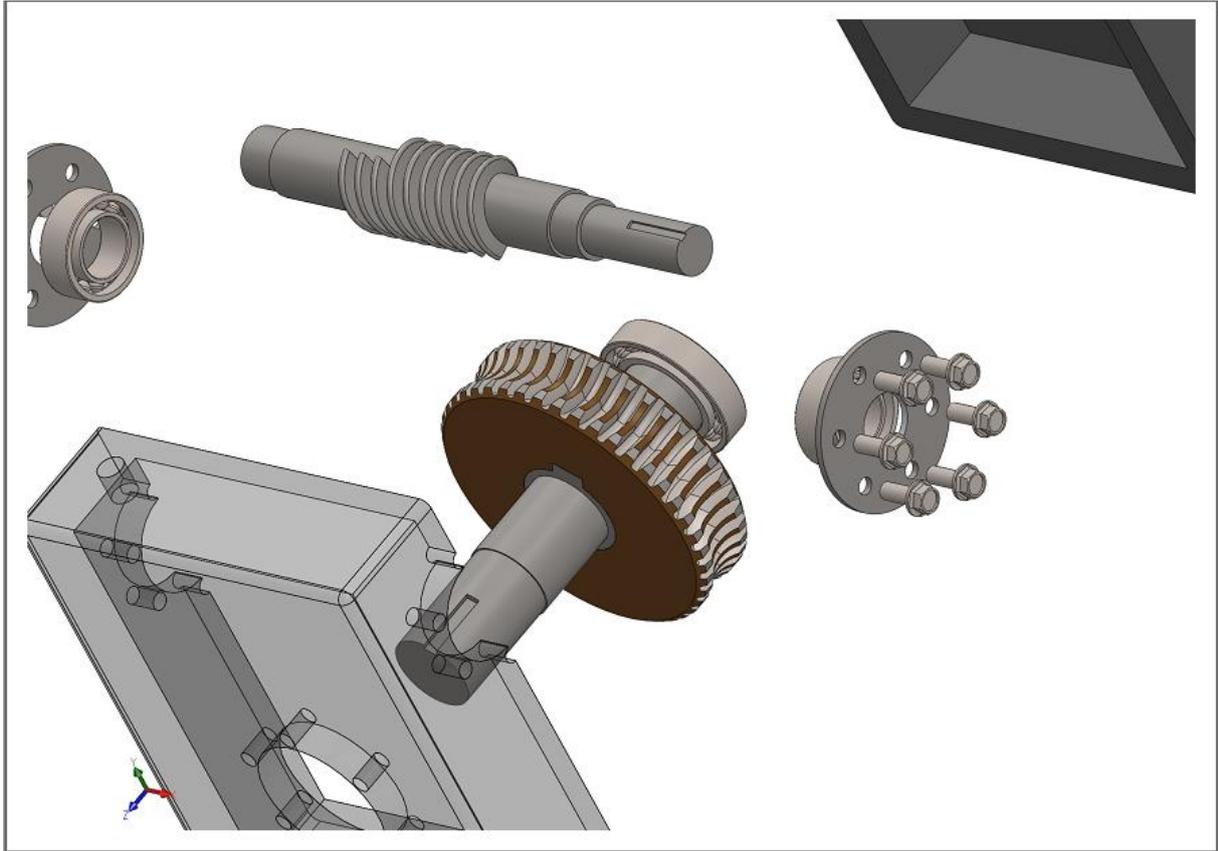


Figure 48 Etape 1 de l'assemblage

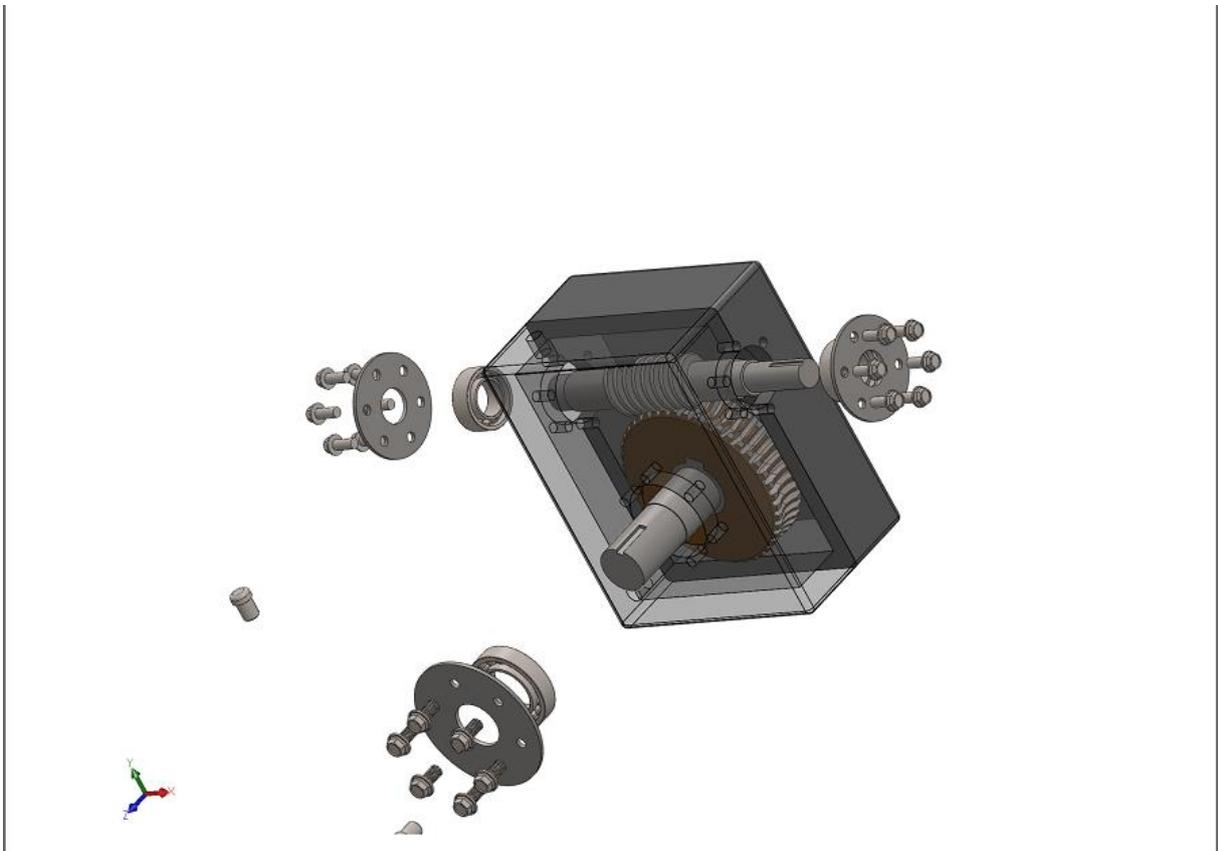
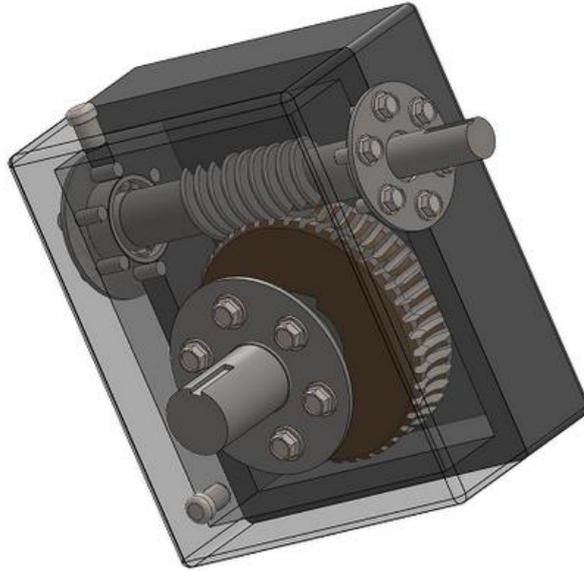


Figure 49 Etape 2 de l'assemblage



*Figure 50 Etape 3 assemblage terminé*

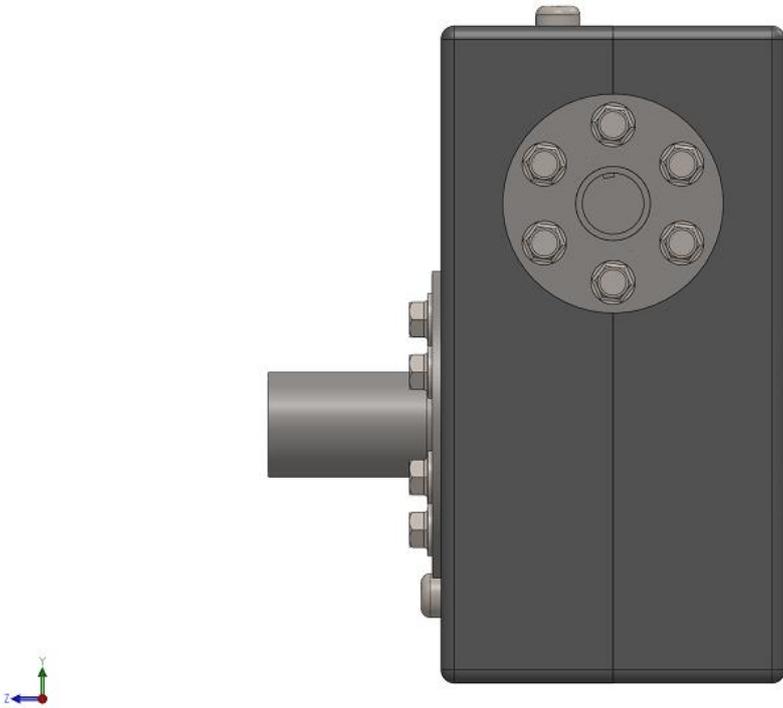
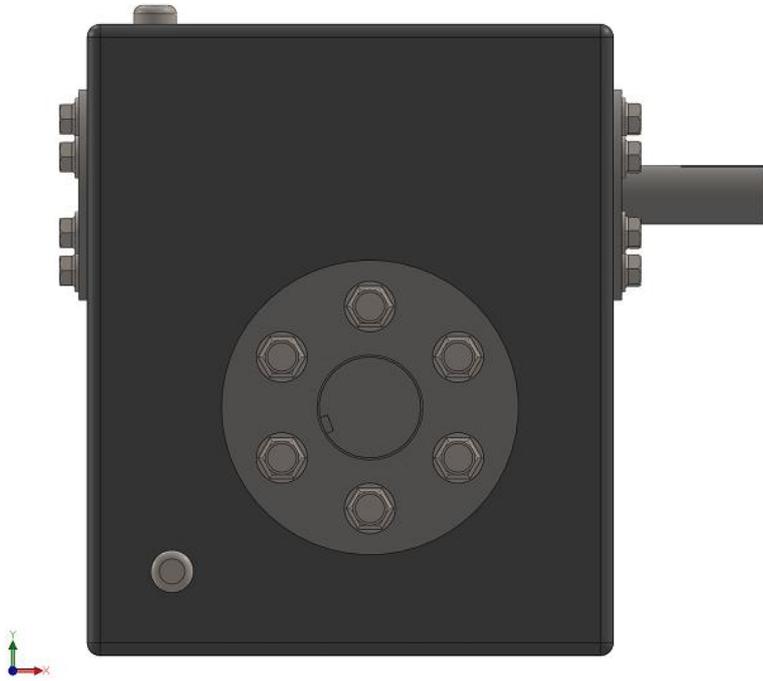


Figure 51 Vue de Face et de droite Réducteur

4 Chapitre IV : Simulation :

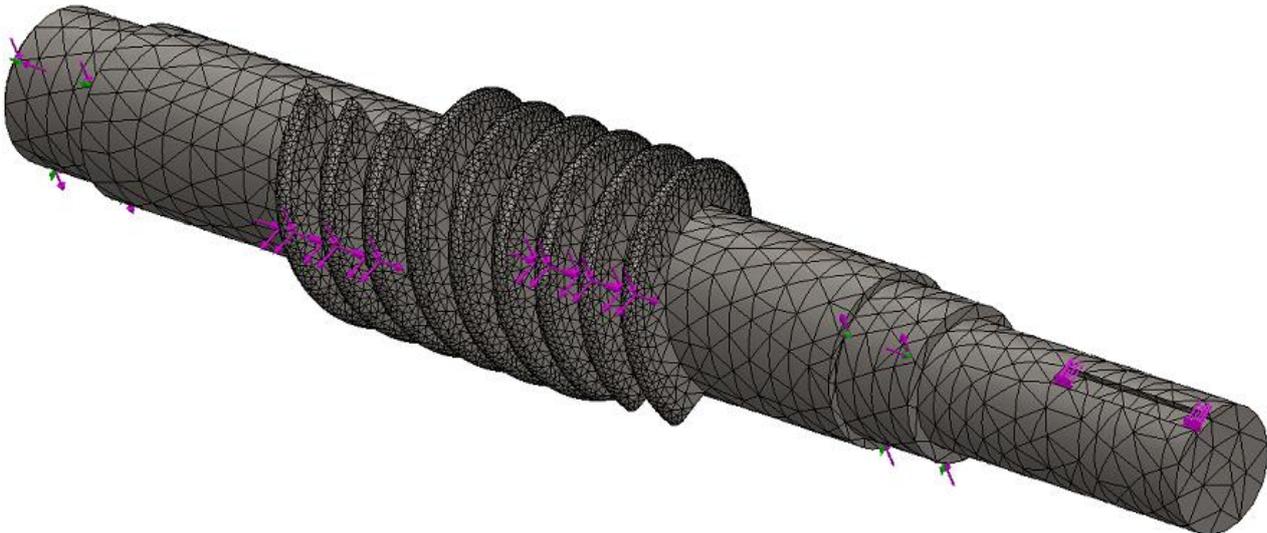


Figure 52 Maillage et application de contraintes sur l'arbre de la vis

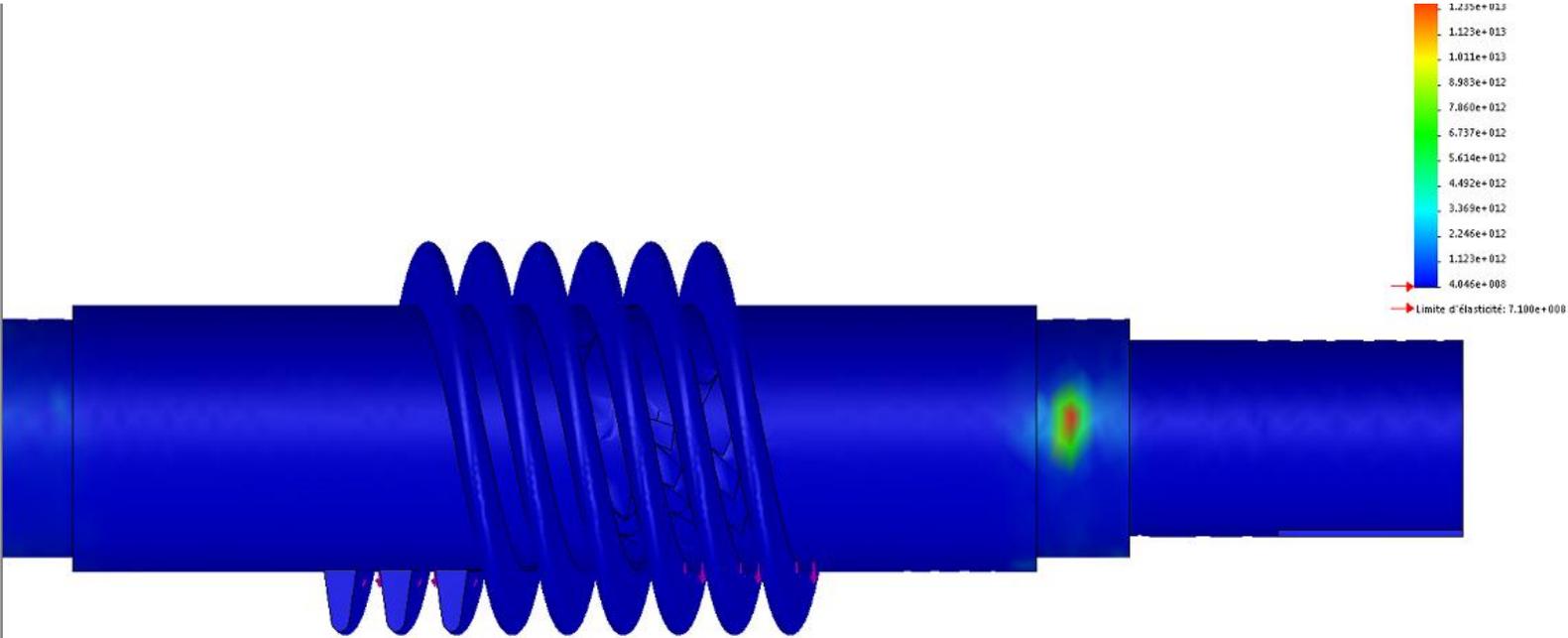


Figure 53 Contraintes maximal de von mises sur l'arbre de la vis

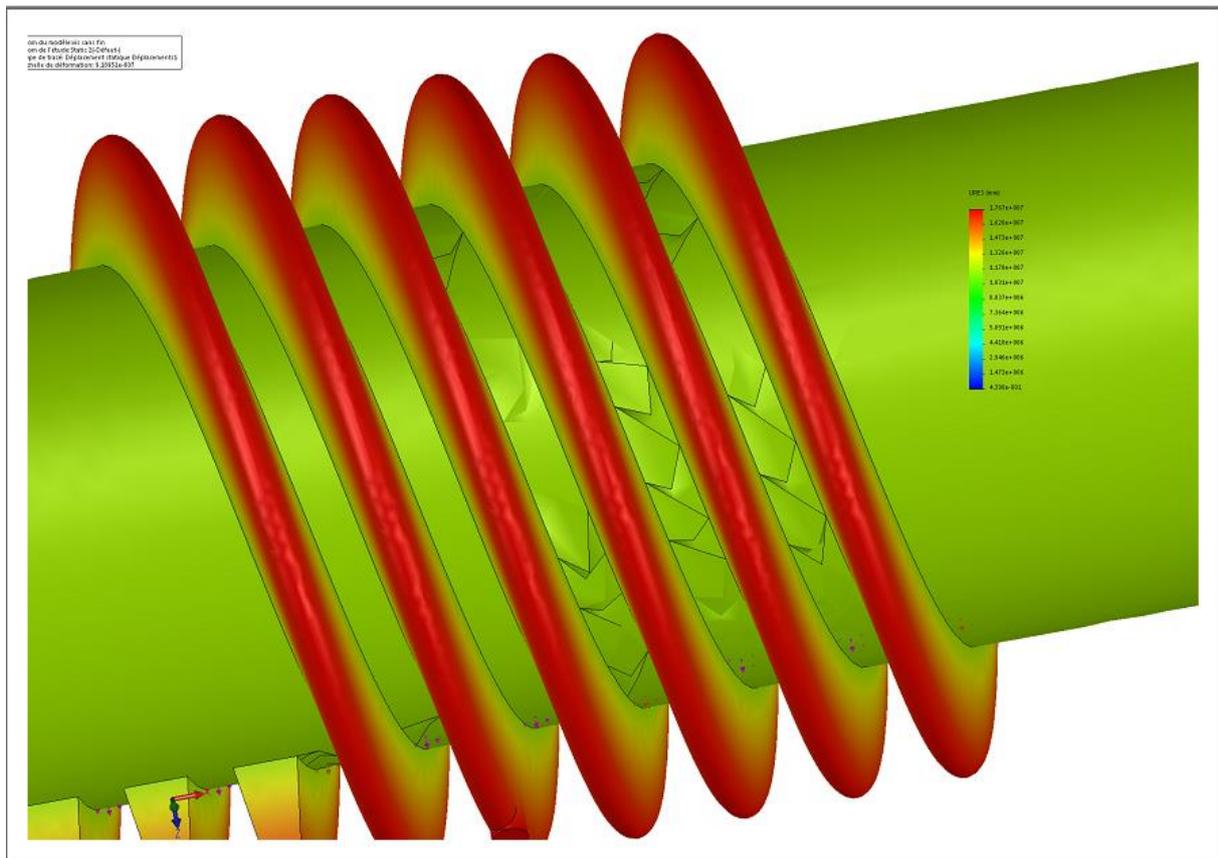


Figure 54 Déplacements sur l'arbre de la vis

Lors de cette simulation on a supposé que les surfaces en contact avec les roulements a l'intérieur du réducteur sont des appuis doubles (des force de réactions ont étaient appliquées sur ces deux surfaces), on a ensuite appliqué un couple du moteur sur l'extrémité droite de la pièce.

Et enfin on a appliqué une force sur les points de contact entre le filetage de la vis et les dents de la roue.

#### 4.1 Observation (arbre de la vis) :

- On remarque que la surface ou la contrainte de Von mises maximal se situe sur l'une des surfaces des appuis, mais cette dernière n'est pas trop importante pour causer des déformations

- On remarque également des fissures sur l'arbre après avoir appliqué des contraintes sur le filetage de la pièce mais heureusement dans une application réelle ce problème ne peut pas se produire car la contrainte n'est jamais appliquée sur toute la surface du filetage au même temps.

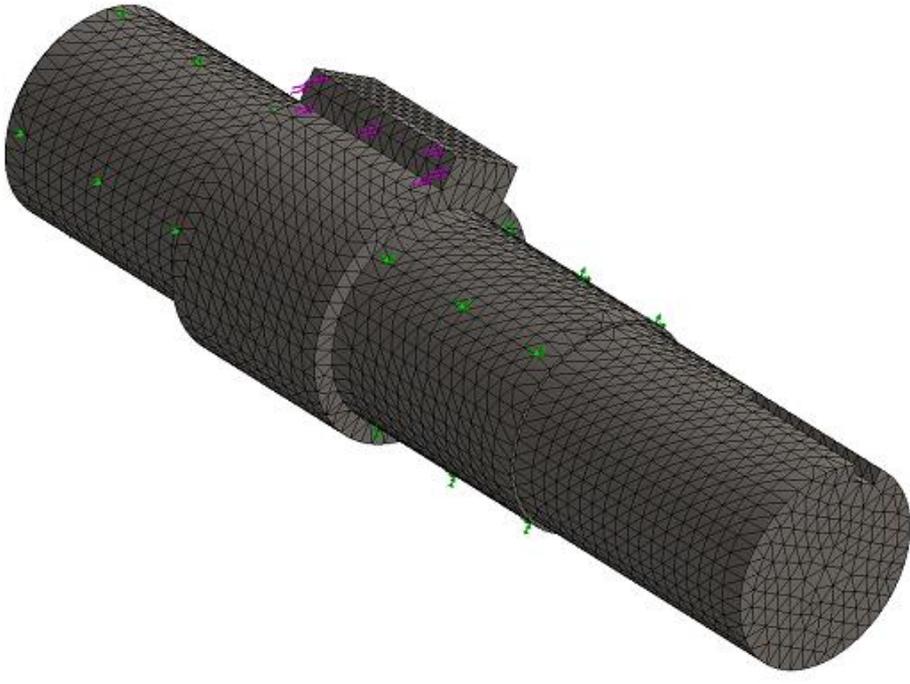


Figure 56 Maillage et application de force sur l'arbre de sortie

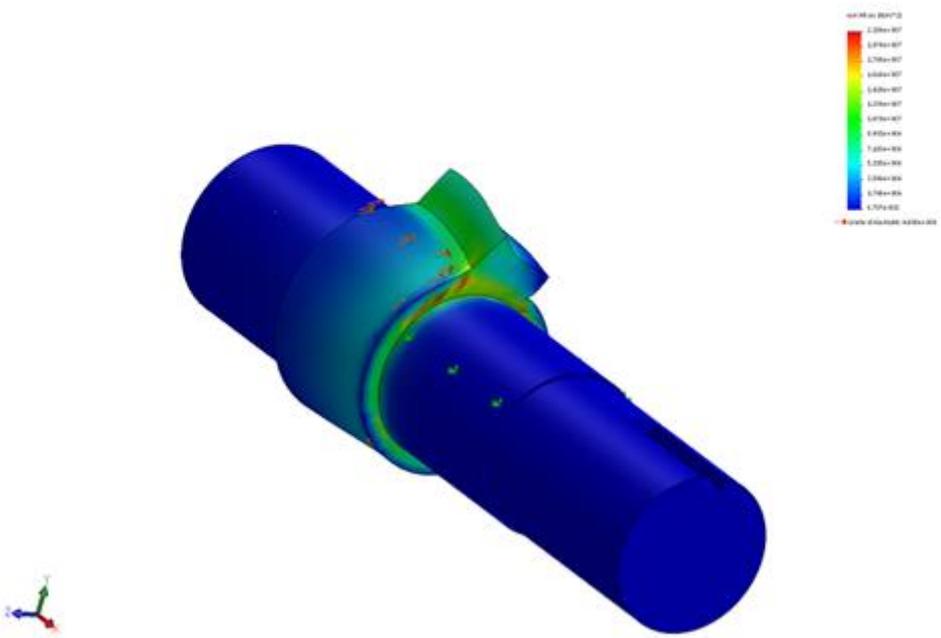


Figure 55 Contraintes maximal de von mises sur l'arbre de sortie

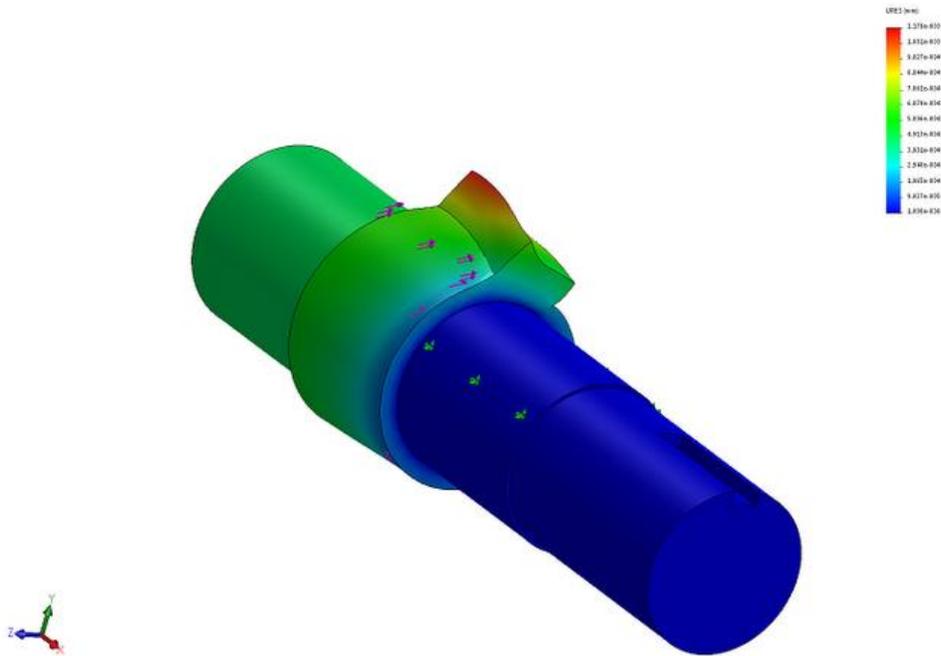


Figure 57 Déplacements sur l'arbre de sortie

Lors de cette seconde simulation on a supposé que les surfaces en contacts avec les roulements de l'arbre de sortie étaient des appuis doubles. On applique ensuite un couple sur la surface de l'arbre qui est en contact avec la roue

#### 4.2 Observation (arbre de sortie) :

-Après déformation cet arbre pourrait retourner à sa forme initiale car il s'agit d'une déformation élastique et la contrainte maximale atteinte ne dépasse pas la contrainte admissible sur le matériau de l'arbre

-On remarque un déplacement important sur la surface en contact avec la roue, heureusement une fois que l'arbre est fixé à la roue ces déplacements seront beaucoup moins importants car l'arbre pourrait maintenir l'arbre dans sa position idéale.

## 5 Conclusion générale :

Lors de notre étude, on a analysé les différents types de défauts des dentures dans la transmission par engrenages. On a compris que ces défauts sont à l'origine des détériorations des dentures et des perturbations de transmission vu qu'ils peuvent modifier le rapport de transmission.

En résumé les défauts géométriques de denture sont l'une des principales causes de fonctionnement anormal d'une transmission via engrenage car ils sont introduits lors de la fabrication ou de l'assemblage et au final on n'obtient pas le fonctionnement théorique désiré.

Cependant les détériorations des dentures sont rarement provoquées que par une seule cause, c'est plutôt le résultat de l'influence de plusieurs facteurs au cours du fonctionnement. Il est également nécessaire de noter qu'un défaut peut également mener à un autre indirectement.

Après analyse des différents types de défauts on a pu comprendre leurs causes et établir des solutions technologiques pour les éliminer. Donc en conclusion la qualité d'un engrenage dépendra du rapport de transmission qui doit être similaire au rapport théorique et pour faire cela on doit éliminer les défauts d'engrainements.

## 6 Référence bibliographiques :

Librairie Aristide Quillet, Encyclopédie des sciences industrielles Quillet, Mécanique Généralités – Applications , Paris, imprimerie des dernières nouvelles de Strasbourg 1974.

VDI/DE 2607, Computer-aided evaluation of profile and helix measurements on cylindrical gears with involute profile, 2000-02.

Joseph Schrök, Assemblage Ajustement Vérification d'éléments de machines, Editions Eyrolles, 1979.

ISO/TR 10064, Cylindrical gears – Code of inspection practice, Part 1 to 5, 1992-03 until 1998-05.

VDI/VDE 2608, Draft. Tangential composite and radial composite inspection of cylindrical gears, bevel gears, worms and worm wheels, 1999-06.

**[Faure 1989]** - FAURE L., "Contrôle des engrenages, mesure de l'écart de transmission", CETIM Information, Fev. 1989, N° 109, pp. 47-55

**[Umezawa & col. 1984-a]** - UMEZAWA K., SATO T. & ISHIKAWA J., "Simulation on rotational vibration of spur gears", Bull. of the J.S.M.E., 1984, Vol. 27, pp.102-109.

**[Umezawa & col. 1984-b]** - UMEZAWA K., SATO T. & ISHIKAWA J., "Influence of gear errors on rotational vibration of power transmission spur gears, 1. Pressure angle error and normal pitch error", Bull. of the J.S.M.E., 1984, Vol. 27, pp.569-575.

**[Umezawa & col. 1985-a]** - UMEZAWA K., SATO T. & ISHIKAWA J., "Influence of gear errors on rotational vibration of power transmission spur gears, 2nd report - Waved form error." Bull. of the J.S.M.E.,1985, Vol. 29, pp.2143-2148.

**[Welbourn 1972]** - WELBOURN D. B., "Forcing frequencies due to gears", Proc. Vibrations in rotating systems conference, I.M.E., Londres, Feb. 1972, p. 25-36

**[Munro 1970]** - MUNRO R. G., "Effect of geometrical errors on the transmission of motion between gears", Proc. I.M.E., 1969-70, Vol. 184, Part 30, Paper 10, pp. 79-84.

**[Faure 1989]** - FAURE L., "Contrôle des engrenages, mesure de l'écart de transmission", CETIM Information, Fev. 1989, N° 109, pp. 47-55

Euronorm\_wormgear\_reducers\_catalogue\_[ENG] disponible sur [www.euronormdrives.com](http://www.euronormdrives.com)

Deterioration de denture et train d'engrenages disponible sur <http://joho.monsite.orange.fr/>