

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي 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** : ZEGHDOUDI Mohammed Nadjib.

### Thème

## Etude Et Modélisation Du Comportement Mécanique Des Engrenages Fissurés

Soutenu le : 30 Juin 2021, devant le jury composé de :

Mr. HADJOUI FETHI

Univ. Tlemcen

Président

Mr. BENSALD ISMAIL

Encadreur

Mr. GUEZZEN SAMIR

Co-Encadreur

Mr. BELKAID MOHAMMED

Examineur

# *Dédicace*

*Aucunes lettres ne sauraient trouver les mots justes, aucuns mots ne sauraient exprimer la reconnaissance, le respect, l'amour et la gratitude. C'est ainsi que je dédie le fruit de mon travail :*

*A mes parents, pour m'avoir inculqué une éducation digne, pour leur amour, sans qui je ne serais pas la personne que je suis aujourd'hui. Mais aussi pour tous les sacrifices que vous avez consenti à mon instruction et mon bien être.*

*A feu mon grand-père (Allah yarhmo), qui m'a toujours poussé et motivé dans mes études. Pour tes précieux conseils je te voue une gratitude éternelle. Tu as fait de moi un guerrier et j'espère que tu es fier de l'homme que je deviens.*

*A ma famille, mes proches et à ceux qui me donnent de l'amour et de la vivacité.*

*A tous mes amis qui m'ont toujours soutenu et à qui je souhaite encore plus de réussite.*

*A mon Encadreur Mr BENSALD ISMAIL et mon Co-Encadreur Mr GUEZZEN SAMIR, pour leur patience, leur disponibilité et ses conseils judicieux qui ont permis d'améliorer mon travail.*

# *Remerciement*

*Je tenais tout d'abord à remercier dieu le tout puissant et miséricordieux, qui m'adonné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.*

*Au terme de ce travail j'aimerais bien rendre hommage à tous ceux qui de loin ou de près m'ont apporté leurs encouragements.*

*Je tiens à exprimer mes vifs remerciements envers mon encadreur Mr BENSAID ISMAIL, et mon Co-encadreur GUEZZEN SAMIR pour leur disponibilité, leur encadrement, leur confiance et les conseils qu'ils m'ont généreusement prodigués tout au long de notre recherche.*

*Je suis sensible à l'honneur que me fait Mr. HADJOUI FETHI, de présider le jury de ce travail. Qu'il veuille accepter mon profond respect et mon immense estime.*

*Je suis particulièrement heureux que Mr BELKAID MOHAMMED me fasse L'honneur de faire partie du jury de ce travail. Qu'il trouve ici l'expression de mes sentiments les plus distingués.*

# Résumé

Dans le domaine des transmissions par engrenages, lorsque les dysfonctionnements sont importants, les calculs incorrects se compromettent, les engrenages travaillent dans des conditions sévères et sont par conséquent soumis à une détérioration progressive de leur état (rupture, fissuration, usure, grippage, déformations plastiques des surfaces actives...), notamment au niveau des dentures. Donc il est nécessaire de les soumettre à une surveillance conditionnelle continue afin de détecter à un stade précoce des éventuels défauts.

À cette fin, nous utilisons le logiciel "SOLIDWORKS" pour dessiner notre modèle engrenage à dentures droites, ainsi que le logiciel "ABAQUS" afin de simuler tout d'abord une fissure, ensuite en variant des divers paramètres nous allons faire une analyse vibratoire du comportement et voir par la suite les erreurs qui font face aux engrenages, ce que nous pourrions manipuler d'une bonne manière dans les étapes de conception pour un meilleur rendement.

**Mots clés :** Engrenages, Modélisation, transmission, analyse, vibration, fissure, SOLIDWORKS, ABAQUS , propagation de fissure.

# Abstract

In the field of gear transmissions, when the disadvantages are significant, incorrect calculations are compromised, the gears work under severe conditions and are therefore subject to a progressive deterioration of their condition (breakage, cracking, wear, seizure, plastic deformation of the active surfaces...), especially in the teeth. It is therefore necessary to subject them to continuous condition monitoring in order to detect possible defects at an early stage.

To this end, we use the software "SOLIDWORKS" to draw our model of spur gear, as well as the software "ABAQUS" to create first a crack, then by varying various parameters we will make a vibratory analysis of the behavior and see subsequently the errors that face the gears, which we will be able to handle them in a good way in the future

**Key words:** Gears, Modeling, transmission, analysis, vibration, crack, SLIDWORKS, ABAQUS, crack propagation.

## الملخص

في مجال ناقل الحركة، عندما تكون العيوب كبيرة الحسابات تكون غير صحيحة، تعمل المسننات في ظل ظروف قاسية، وبالتالي فهي عرضة للتدهور التدريجي في حالتها (الكسر بسبب التصدع، التآكل، التشوه اللدن للأسطح النشطة، وما إلى ذلك)، ولا سيما على مستوى الأسنان. لذلك من الضروري إخضاعهم للمراقبة المشروطة المستمرة من أجل الكشف عن أي أخطاء في مرحلة مبكرة.

لتحقيق هذه الغاية، نستخدم برنامج "SOLIDWORKS" لرسم نموذج المسنن الخاص بنا، بالإضافة إلى برنامج "ABAQUS" لإنشاء كسر أولاً، ثم من خلال تغيير المعلمات المختلفة، سنقوم بتحليل اهتزازي للسلوك وبالتالي رؤية الأخطاء التي تواجه المسننات، حتى تتمكن من معالجتها بطريقة جيدة في المستقبل.

**الكلمات المفتاحية:** المسننات، ناقل الحركة، التحليل، الاهتزاز، الكراك. التروس، النمذجة، SLIDWORKS، ABAQUS، انتشار الشق.

# Sommaire

Dédicace

Remerciements

Résumé

Abstract

الملخص

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

**Introduction générale**.....1

## **Chapitre 01 : Généralités sur les engrenages**

1.1 Introduction .....4

1.2 Etat de l'art du calcul des contraintes dans les engrenages droits .....5

1.3 Définition d'un engrenage.....6

1.4 Géométrie et technologie .....8

1.5 Rôle des engrenages .....9

1.6 Fonctionnement des engrenages.....10

1.7 Avantages et inconvénients des engrenages.....10

1.8 Classification des engrenages.....11

1.8.1 Engrenages parallèles à denture droite.....11

1.8.2 Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales .....13

1.8.3 Les engrenages coniques .....15

1.8.4 Engrenages gauches (système roue et vis sans fin).....17

1.9 Profils conjugués .....18

1.9.1 Profil des dents .....18

1.9.2 Profil en développante de cercle .....19

1.9.3 Dentures d'engrenages .....19

1.9.4 Angle de pression  $\alpha$  .....20

1.9.5 Ligne d'engrènement ou ligne d'action .....20

1.9.5 Interférences .....21

1.9.6 Fonctionnement avec jeu.....21

1.10 Le rapport de réduction .....	22
1.11 Procédures de calcul des roues dentées à denture droite.....	22
1.12 Choix des matériaux.....	25
1.13 Qualité des engrenages.....	26
1.14 Schématisation des engrenages .....	26
1.15 Conclusion.....	27

## **Chapitre 02 : Comportement vibratoire des transmissions par engrenage**

2.1 Introduction .....	29
2.2 Comportement vibratoire des transmissions par engrenages .....	29
2.3 Principales sources d'excitations vibratoires .....	30
2.3.1 Sources d'excitation interne .....	30
A) Erreur statique sous charge .....	30
A.1 Défauts de géométrie.....	30
A.2 Déformations élastiques des dents .....	33
B) Autres sources internes.....	33
C) Sources externes.....	35
C.1 Fluctuations du couple moteur ou de charge.....	35
C.2 Défauts d'engrenages .....	36
a) Défauts répartis .....	36
b) Défauts localisés .....	37
D) Mécanismes et modes de rupture .....	39
2.4 Comportement dynamique des transmissions par engrenages.....	40
2.5 Techniques de détection des défauts d'engrenage .....	41
A) Analyse des signaux vibratoires.....	41
A.1 Analyse spectrale des signaux vibratoires.....	41
A.2 Analyse cepstrale synchrone .....	41
B) Analyse des lubrifiants .....	42
C) Analyse des signaux acoustiques .....	43
2.6 Conclusion.....	43

## **Chapitre 03 : Modélisation et résultats de simulation**

3.1 Introduction .....	45
3.2 Conception Assistée par Ordinateur (CAO).....	45

3.3 Les avantages de la CAO .....	45
3.4 Les inconvénients de la CAO.....	46
3.5 Définition du logiciel SolidWorks .....	46
3.5 Historique.....	46
3.6 Etapes principales de modélisation d'engrenage .....	47
3.7 Géométrie D'engrenage .....	48
3.8 Mise en Plan.....	50
3.9 Import d'un CAO vers Abaqus .....	51
3.10 Définition du logiciel ABAQUS .....	51
3.10.1 Généralité sur le code de calcul ABAQUS .....	52
3.10.2 Les systèmes d'unités dans le logiciel ABAQUS .....	52
3.10.3 Organisation de l'interface Abaqus CAE.....	53
3.10.4 Les modules.....	54
3.10.5 L'arbre du modèle .....	54
3.10.6 Les éléments dans ABAQUS .....	61
3.11 Problématique.....	62
3.12 Modélisation d'engrenage .....	62
3.13 Résultats de Simulation.....	62
A) Analyse modale.....	63
A.1 Fréquences propres d'engrenage (sans fissure).....	63
A.2 Fréquences propres d'engrenage (avec fissure) .....	63
A.3 Distribution des contraintes au niveau de la fissure .....	65
B) Etude paramétrique .....	67
C) Analyse harmonique.....	69
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>74</b>

## **BIBLIOGRAPHIE/WEBOGRAPHIE**

# Liste des figures

Figure 1.1 Types d'engrenages.....	5
Figure 1.2 Exemple d'un dispositif de transmission par engrenage .....	7
Figure 1.3 Emission de bruit dans les transmissions par engrenages.....	8
Figure 1.4 Contact externe /interne .....	8
Figure 1.5 Engrenage hélicoïdale .....	9
Figure 1.6 Transmission de vitesse entre moteur et la boite de vitesses .....	9
Figure 1.7 Couple de dents en contact .....	10
Figure 1.8 Engrenage extérieur/intérieur.....	11
Figure 1.9 Pignon crémaillère .....	13
Figure 1.10 Caractéristiques d'un engrenage à dentures droites.....	13
Figure 1.11 Engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales.....	14
Figure 1.12 Les éléments caractéristiques des dentures hélicoïdales.....	15
Figure 1.13 Les différents types des efforts sur la dent.....	16
Figure 1.14 Engrenages à axes concourants.....	17
Figure 1.15 Types des dentures .....	17
Figure 1.16 Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin) .....	19
Figure 1.17 Profil d'une dent .....	19
Figure 1.18 Développante de cercle .....	20
Figure 1.19 Angle de pression.....	20
Figure 1.20 Approche et retraite dans un couple d'engrenage.....	21
Figure 1.21 Fonctionnement sans interférence .....	21
Figure 1.22 Interférence de fonctionnement .....	21
Figure 1.23 Fonctionnement avec/sans jeu .....	22
Figure 1.24 Cercle primitif.....	23
Figure 1.25 Cercle de base .....	23
Figure 1.26 Cercle de pied .....	23
Figure 1.27 Cercle de tête.....	23
Figure 1.28 Pas circulaire.....	24
Figure 1.29 Pas de base .....	24
Figure 1.30 Caractéristiques des dents .....	25
Figure 1.31 Entraxe .....	26
Figure 1.32 Schématisation des engrenages.....	30

Figure 2.1 Erreurs de profils .....	30
Figure 2.2 Erreurs de distorsion .....	31
Figure 2.3 Erreurs de pas.....	32
Figure 2.4 Déformation d'une dent pendant l'engrènement .....	33
Figure 2.5 Caractéristiques principales de développante de cercle.....	35
Figure 2.6 Piqûres évolutifs sur une roue chevron.....	36
Figure 2.7 Grippage couvrant l'ensemble des dentures.....	36
Figure 2.8 Ecaillage par fatigue .....	37
Figure 2.9 Fissure en pied de dent.....	37
Figure 2.10 Dent cassée due à aux fissures en pied de dent.....	38
Figure 2.11 Grippage localisé sur les têtes de dent .....	38
Figure 2.12 Différents modes élémentaires de fissuration.....	39
Figure 2.13 Comportement dynamique des engrenages : mécanisme essentiel .....	41
Figure 2.14 Signal temporel et son MCI (moving cepstrum integral) .....	46
Figure 3.1 Création des cercles.....	47
Figure 3.2 Extrusion.....	47
Figure 3.3 Répétition circulaire.....	48
Figure 3.4 Flancs de deux dents successives.....	48
Figure 3.5 Répétition circulaire.....	49
Figure 3.6 Modélisation d'engrenage après enlèvement de matière .....	49
Figure 3.7 Géométrie D'engrenage .....	50
Figure 3.8 Mise en plan .....	52
Figure 3.9 Structure d'une analyse sous Abaqus .....	53
Figure 3.10 Organisation d'Abaqus .....	53
Figure 3.11 Réalisation de la mise en données d'un problème .....	54
Figure 3.12 Module Part.....	55
Figure 3.13 Propreté Matériaux et section .....	56
Figure 3.14. Instance et assemblage .....	56
Figure 3.15 Création de step.....	57
Figure 3.16 Interaction et création du Crack (fissure).....	58
Figure 3.17 Création des chargements .....	58
Figure 3.18 Création de maillage .....	59
Figure 3.19 Maillage structuré .....	59
Figure 3.20 Maillage structuré (avec fissure).....	60
Figure 3.21 Lancement du calcul .....	60
Figure 3.22 Visualisation d'engrenage.....	61

Figure 3.23 Quelque élément dans Abaqus.....	61
Figure 3.24 Représentation du 2 <sup>ème</sup> et 8 <sup>ème</sup> mode d'un engrenage .....	62
Figure 3.25 Cartographie du 2 <sup>ème</sup> et 8 <sup>ème</sup> mode d'un engrenage fissuré .....	62
Figure 3.26 Cartographie d'un engrenage fissuré avec pression .....	64
Figure 3.27 Distribution des contraintes au niveau de fissure selon les direction .....	66
Figure 3.28 Position de fissure .....	68
Figure 3.29 Graphe de la réponse fréquentielle cas N°1 (Acier) .....	69
Figure 3.30 Graphe de la réponse fréquentielle cas N°1 (Bronze).....	70
Figure 3.31 Graphe de la réponse fréquentielle cas N2 (24 dents) .....	70
Figure 3.32 Graphe de la réponse fréquentielle cas N°2 (26 dents).....	71

# Liste des tableaux

Tableau 1.1 Classification des engrenages.....	11
Tableau 1.2 Désignations des caractéristiques d'un engrenage .....	12
Tableau 1.3 Caractéristiques d'engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales.....	14
Tableau 1.4 Caractéristiques d'engrenage à axes concourants .....	16
Tableau 1.5 Caractéristiques d'engrenage à vis sans fin.....	18
Tableau 3.1 Comparaison entre la méthode Explicite et Implicite .....	51
Tableau 3.2 Correspondance des unités .....	52
Tableau 3.3 propriétés physiques d'engrenage .....	61
Tableau 3.4 Propriétés géométriques d'engrenage analysé .....	62
Tableau 3.5 Fréquences propres d'un engrenage à denture droite.....	62
Tableau 3.6 Fréquences propres d'un engrenage fissuré à dentures droites .....	64
Tableau 3.7 Valeurs des facteurs d'intensité.....	67
Tableau 3.8 Fréquences propres d'engrenage (cas N°1).....	67
Tableau 3.9 Fréquences propres d'engrenage (cas N°2).....	68
Tableau 3.10 Fréquences propres d'engrenage (cas N°3).....	69
Tableau 3.11 Fréquences propres d'un engrenage fissuré à dentures droites .....	69

# Nomenclature

<b>A</b>	Effort axial.
<b>a</b>	Entraxe.
<b>b</b>	Largeur de denture.
<b>C</b>	Couple de transmission.
<b>c</b>	Jeu à fond de dent.
<b>D</b>	Diamètre de la roue.
<b>d</b>	Diamètre du pignon.
<b>D</b>	Angle primitif.
<b>d</b>	Diamètre primitif.
<b>d<sub>a</sub></b>	Diamètre de tête.
<b>d<sub>f</sub></b>	Diamètre de pied.
<b>h<sub>a</sub></b>	Hauteur de la dent.
<b>H</b>	Epaisseur de la dent.
<b>h</b>	Hauteur de dent.
<b>h<sub>a</sub></b>	Saillie.
<b>h<sub>f</sub></b>	Creux.
<b>I</b>	Rapport de transmission.
<b>K</b>	Coefficient de largeur de denture.
<b>k<sub>t</sub></b>	Facteur de concentration de contrainte.
<b>L</b>	Longueur de la vis.
<b>M<sub>z</sub></b>	Module axial.
<b>m</b>	Module.
<b>m<sub>n</sub></b>	Module réel.
<b>m<sub>t</sub></b>	Module apparent.
<b>N<sub>p</sub></b>	Nombre de dents du pignon.
<b>N<sub>r</sub></b>	Nombre de dents de la roue.
<b>O</b>	Point primitif.
<b>P<sub>b</sub></b>	Pas de base.
<b>P</b>	Pas circulaire.
<b>P</b>	Puissance.
<b>P</b>	Pas.
<b>P<sub>t</sub></b>	Pas apparent.
<b>P<sub>n</sub></b>	Pas réel.

$P_x$	Pas axial.
$R$	Effort radial.
$R_b$	Rayon de base.
$S$	Intervalle de la dent.
$T$	Effort tangentiel.
$V$	Vitesse.
<b>XFEM</b>	Méthode des éléments finis étendus.
$Z$	Nombre de dents.
$Z_y$	Nombre de filets.
$\varnothing_c$	Angle de pression de l'outil de taillage.
$\Sigma$	Angle entre les arbres.
$\Delta$	Saillie de la dent.
$\eta_r$	Vitesse de rotation de la roue.
$\alpha$	Angle de pression.
$\mu_s$	Facteur dépendant de la forme de la dent.
$\omega$	Vitesse de rotation.
$\beta^*$	Angle d'hélice.
$\varnothing_r$	Angle de pression respectif.
$\varnothing_p$	Angle de pression respectif la roue.
$\varnothing_c$	Angle de pression.
$\eta_p$	Vitesse de rotation du pignon.

**INTRODUCTION  
GENERALE**

## Introduction générale

Les systèmes de transmission par engrenages sont largement utilisés pour transmettre de la puissance et adapter les vitesses de rotation entre organes moteurs et récepteurs. En fonctionnement, ces systèmes se déforment, vibrent et génèrent du bruit. Dans le domaine des transports ou des machines, ces phénomènes peuvent être à l'origine d'émissions acoustiques importantes que l'on cherche à minimiser. A ce titre, les engrenages sont reconnus comme des sources internes de vibrations significatives et comme des points clés dans les mécanismes de transfert et d'amplification de ces vibrations. Généralement les engrenages subissent des problèmes vibratoires, ce qui va augmenter leur endommagement et leur déformation qui engendre par suite leur fissuration.

Le comportement statique et dynamique des engrenages est étudié depuis plus de 60 ans mais la problématique demeure toujours d'actualité. Il existe à ce sujet, beaucoup de travaux tant expérimentaux que théoriques, les transmissions par engrenages ont vu leurs performances acoustiques fortement améliorées grâce aux travaux conduits par l'industrie sous l'exigence du marché et de l'environnement, mais beaucoup reste à faire en raison de la complexité des paramètres qui entrent en jeu. Ainsi que le comportement mécanique est influencé par les interactions entre le chargement et les propriétés des surfaces.

Les contacts roulants et/ou glissants sont particulièrement exposés à la fatigue de contact et aux dommages structurels qui en résultent. Plusieurs variables peuvent être utilisées pour décrire le dommage par fatigue : Le processus de fatigue de contact complet peut être divisé en plusieurs étapes :

- Nucléation de microfissure.
- Progression de fissures courtes.
- Progression de fissures longues
- Rupture finale.

Dans le cas d'éléments mécaniques (engrenages, paliers ...), les deux premières étapes sont fréquemment regroupées sous le terme « amorçage de fissuration » tandis que la progression de fissures longues est appelée « propagation de fissure ». Dans ce mémoire nous allons étudier l'influence des fissures sur le comportement vibratoire d'engrenage.

L'engrenage est donc considéré comme étant le principal générateur de vibrations et donc de bruit dans les systèmes de transmission de puissance. Ce bruit peut être dû au bruit d'engrènement ou au bruit émis par la structure complète c'est à dire les supports arbres,

roulements, carter, etc.... La nécessité de le réduire est devenue une préoccupation majeure pour l'utilisateur et le consommateur.

Les chercheurs sont unanimes pour dire que l'engrènement apparaît comme la source principale d'excitation, tant sonore que vibratoire et que les diverses sources d'excitations vibro-acoustique liées à l'engrènement peuvent se résumer :

- A l'erreur de transmission qui est un indicateur global du comportement traduisant aussi bien les effets des défauts de fabrication que les phénomènes cinématiques et dynamiques.
- Aux principales causes d'excitations répertoriées dans la bibliographie relative aux :
  - Déformations élastiques des dentures et de leurs supports ;
  - Erreurs de forme et de position résultant de la fabrication (erreur de : pas, de distorsion, de profils, d'excentricités) ou de détérioration en cours d'utilisation (usure, pitting, fissure...) ;
- Au type d'engrenages et type de matériau.

Ces sources sont à l'origine d'une fluctuation périodique de la raideur d'engrènement, raideur qui résulte du contact entre les dents en prise.

Les modèles proposés dans la littérature ne prennent en compte que les vibrations de torsion des arbres et rarement donc les vibrations de flexion des arbres et les déformations des roulements. La réponse de l'engrenage est supposée être la seule représentative de toute la transmission. Les méthodes utilisées pour la modélisation sont généralement les éléments finis pour les gros systèmes.

Pour contribuer à l'amélioration de l'analyse dynamique des transmissions, nous proposons le plan de travail suivant :

Dans le chapitre 1, nous présentons des Généralités sur les engrenages (les types d'engrenage, caractéristique, avantages et inconvénients...).

Le chapitre 2 est consacré aux sources d'excitations dans les transmissions par engrenages (Principales sources d'excitations vibratoires « internes et externes », Défauts d'engrenage, techniques de détection des défauts d'engrenage...).

Dans le dernier chapitre, nous avons fait une étude statique et numérique à l'aide du logiciel ABAQUS après importer notre engrenage modélisé par le logiciel SOLIDWORKS. Nous étudions l'influence de certains paramètres de fonctionnement qui entrent en jeu (Matériau, les effets de concentration de contrainte, influence de fissure...).

Nous concluons notre travail par une synthèse des résultats obtenus et des recommandations générales dans le domaine des transmissions et leur champ d'application et les perspectives pour la poursuite de ce travail.

**CHAPITRE 01 :**  
**Généralités sur les**  
**engrenages**

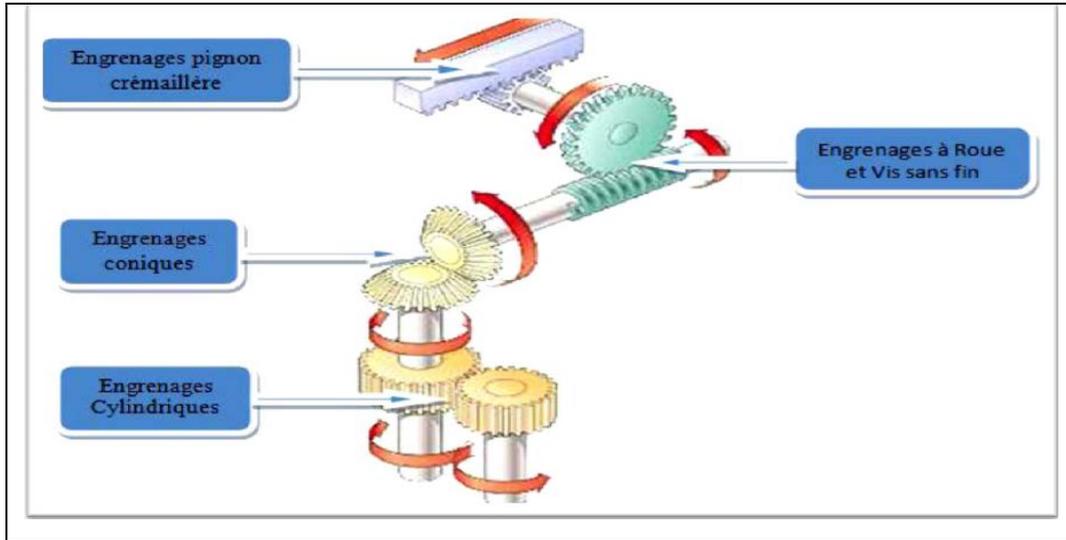
## 1.1 Introduction

Le principe de tout système mécanique est de transmettre et d'adapter une énergie mécanique depuis une source d'énergie vers une application donnée. Parmi les premières machines construites afin de modifier des vitesses angulaires étaient des roues de friction ; ces roues étaient lisses et construites dans une matière qui avait un fort coefficient de frottement. Elles étaient maintenues en pression l'une contre l'autre, et le frottement qui se créait entre ces deux roues assurait la rotation des roues. Mais ce système ne permettait pas de contrôler correctement le rapport qui existait entre les vitesses angulaires d'entrée et de sortie. En effet les frottements qui existaient entre les roues n'étaient pas constants et le rapport entre les deux vitesses variait lui aussi. D'où l'idée de mettre autour de la roue des " obstacles ", des dents pour augmenter la précision de la transmission de l'effort entre les roues. Ainsi naissent les engrenages dotés de dents et qui permettent d'obtenir des rapports de transmission très précis.

Les engrenages sont des éléments de machines qui permettent de transférer un mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les systèmes engrenant constituent des organes de transmission et de puissance qui se sont largement répandus dans les domaines les plus variés de la construction mécanique, dans les nombreuses machines, telles que les machines-outils, les véhicules, les appareils de levage, les installations de puissance.

Avec le temps, les applications que l'on a trouvées aux engrenages se multiplient, et ils deviennent vite un élément de machine très varié et indispensable pour la transmission de mouvement et de puissance.

Aujourd'hui encore, les engrenages sont couramment utilisés et demeurent un moyen très efficace pour transmettre un mouvement de rotation et une puissance d'un arbre menant à un arbre mené. On trouve plusieurs types d'engrenages, dont quelques-uns sont représentés sur la figure 1.1. On distingue trois grandes classes d'engrenages. Ces classes sont divisées selon la position relative des axes des arbres en rotation. La première classe concerne les engrenages aux axes parallèles. On inclut dans cette catégorie les engrenages cylindriques droits et les engrenages cylindriques hélicoïdaux. Ces derniers, pour des dimensions similaires, permettent d'obtenir un rapport de conduite plus élevé. Les engrenages coniques, quant à eux, permettent la transmission du mouvement de rotation entre deux arbres concourants. Ceux-ci peuvent comporter une denture droite, inclinée ou spirale. Ces engrenages coniques à denture spirale sont plus communément appelés spiro-coniques. [1]



**Figure 1.1** Types d'engrenages. [1]

## 1.2 Etat de Art du calcul des contraintes dans les engrenages droits

Dans sa thèse, Paré [2] présente un historique complet des méthodes théoriques et expérimentales développées pour le calcul des dents d'engrenages en flexion. Cette présentation est résumée ci-dessous.

C'est Lewis, en 1893, qui a analysé les dentures droites symétriques par la théorie des poutres, en inscrivant dans celles-ci une parabole d'iso-contraintes représentant une poutre d'égale résistance. L'extrémité de celle-ci se trouve à l'intersection de la ligne d'action avec l'axe de symétrie de la dent. Suite à cette hypothèse, la contrainte en tension se calcule comme pour une poutre en flexion, avec un encastrement à la section critique, sollicitée par la composante dans la direction normale à la ligne de symétrie de la dent de la force appliquée sur la dent.

Un autre moyen d'étude des contraintes dans les engrenages est la photoélasticité. En 1926, Timoshenko et Baud mesurent les contraintes et ils obtenaient des valeurs deux fois plus grandes que celles calculées par la formule de Lewis. En pensant que cette différence est due à la variation rapide de la section à la base de la dent, ils proposent un facteur de concentration de contrainte ( $k_t$ ), un facteur qui varie avec la largeur de la section et le rayon de courbure au pied de la dent. Comme la composante radiale de la force sur la dent crée une contrainte de compression.

Après une recherche photo élastique, en 1948, Heywood représente une dent comme un trapèze équivalent et à partir de celui-ci développe une formule pour le calcul de la contrainte maximale. Sa formule comprend en plus du facteur de concentration de contrainte, du terme de contrainte en flexion et un facteur de correction de l'effet de la charge.

En 1950, Niemann et Glaubitz font eux aussi des tests photo élastiques et ils proposent que la contrainte maximale soit égale aux contraintes de flexion, de compression et de cisaillement, multipliées par un facteur de concentration de contrainte. La contrainte de cisaillement est reliée par un facteur  $\mu_s$  dépendant de la forme de la dent. Pour cette formule la section critique est située sous le cercle de tête, à deux fois le module de la dent, se situe au point de tangence de la parabole avec le profil de la dent.

En 1973, Wilcox et Coleman développent, à l'aide des résultats obtenus par éléments finis, une nouvelle formule pour le calcul de la contrainte au pied de la dent. Elle peut s'appliquer aux dents symétriques ainsi qu'asymétriques, mais elle n'est pas fiable lorsque la sollicitation se situe dans la partie inférieure de la dent.

En 1974, Winter et Hirt mesurent expérimentalement les contraintes au pied de la dent avec les jauges de contraintes.

Comme le montre ce court historique, une des méthodes couramment suivies par les chercheurs a été d'obtenir des données par différentes techniques et de formuler des équations empiriques permettant une détermination facile des contraintes. On doit souligner que la plupart des formules ont été développées pour le côté en tension de la dent, car c'est de ce côté qu'apparaissent les fissures. Dans la plupart des travaux présentés, les résultats n'étaient pas satisfaisants pour les engrenages à grand nombre de dents.

En 1980, Allison et Hear suggèrent que cela est dû à l'augmentation de l'influence de la contrainte en cisaillement sur ces engrenages. Plus un engrenage a un nombre élevé de dents, plus celles-ci sont petites et ressentent le cisaillement relativement aux autres contraintes.

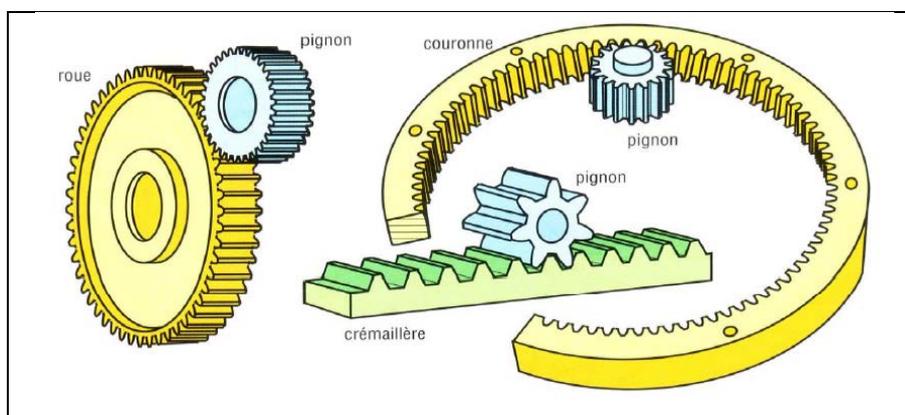
Depuis 1980, l'orientation des travaux de recherche a surtout été dirigée vers l'application des méthodes numériques : éléments Finis, Equations Intégrales, Méthode des Potentiels Complexes, Bandes Finies. La Méthode des Éléments Finis est une méthode facile à appliquer et elle permet d'étudier et de modéliser l'engrenage de façon plus globale. En effet avec cette méthode, il est possible de tenir compte de plusieurs paramètres comme le nombre de dents sur l'engrenage, l'épaisseur de la jante, etc.

En 1983 Rubenchick propose l'utilisation de la Méthode des Équations intégrales pour les engrenages droits. En 1984, Gakwaya, Cardou et Dhatt ont comparé cette méthode avec celle des Éléments Finis. Selon leurs résultats, pour la même précision et pour des engrenages droits, la Méthode des Équations Intégrales est moins dispendieuse à utiliser.

### **1.3 Définition d'un engrenage**

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 des dents successivement en contact et on

dit que les deux roues sont conjuguées. La plus petite roue est appelée pignon, la plus grande est la roue. Autrement dit un engrenage est un ensemble de deux roues munies de dents assurant un entraînement positif (sans glissement possible) entre deux axes peu éloignés l'un de l'autre. (Figure 1.2) [3]



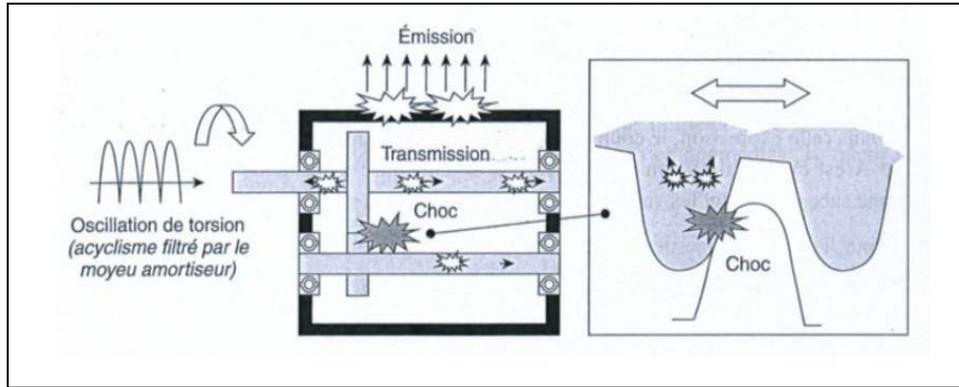
**Figure 1.2** Exemple d'un dispositif de transmission par engrenages. [3]

Les caractéristiques vibratoires sont connues pour dépendre de l'ensemble des constituants d'une transmission avec, en particulier, les contributions importantes associées :

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

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

Une approche globale s'avère fréquemment nécessaire afin de caractériser les phénomènes vibro-acoustiques associés aux excitations liées aux conditions de contacts entre les dentures et à la propagation des vibrations par voies salissienne et aérienne vers le milieu extérieur. (Figure 1.3) [3]



**Figure 1.3** Emission de bruit dans les transmissions par engrenages. [3]

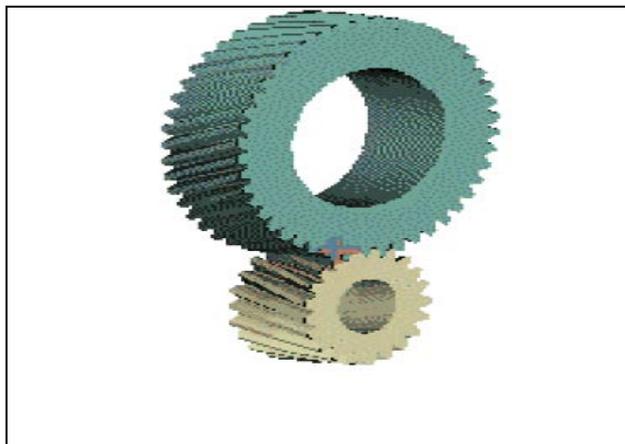
## 1.4 Géométrie et technologie

La géométrie et la technologie d'obtention diffèrent d'une roue dentée à une autre. Par exemple dans le cas des roues à denture droite, les surfaces primitives sont des cylindres droits d'axes parallèles. Aussi, les surfaces des dentures sont des cylindres dont les génératrices sont parallèles aux axes. Les roues dentées peuvent être à contact externe ou à contact interne. (Figure 1.4)



**Figure 1.4** Contact externe /interne. [4]

Le transfert de la charge d'une dent à l'autre dépend beaucoup de la distribution des erreurs et des déformations sur l'ensemble de la géométrie des dents. Souvent, un transfert brutal, ne peut être empêché. Ce dernier étant un générateur de surcharges dynamiques, de vibrations, de bruit et en conséquence d'usure et de fractures prématurées, principalement sur les roues à denture droites. Pour pallier à cet inconvénient, l'utilisation de la denture hélicoïdale rallonge l'action de la dent. (Figure 1.5) [4]



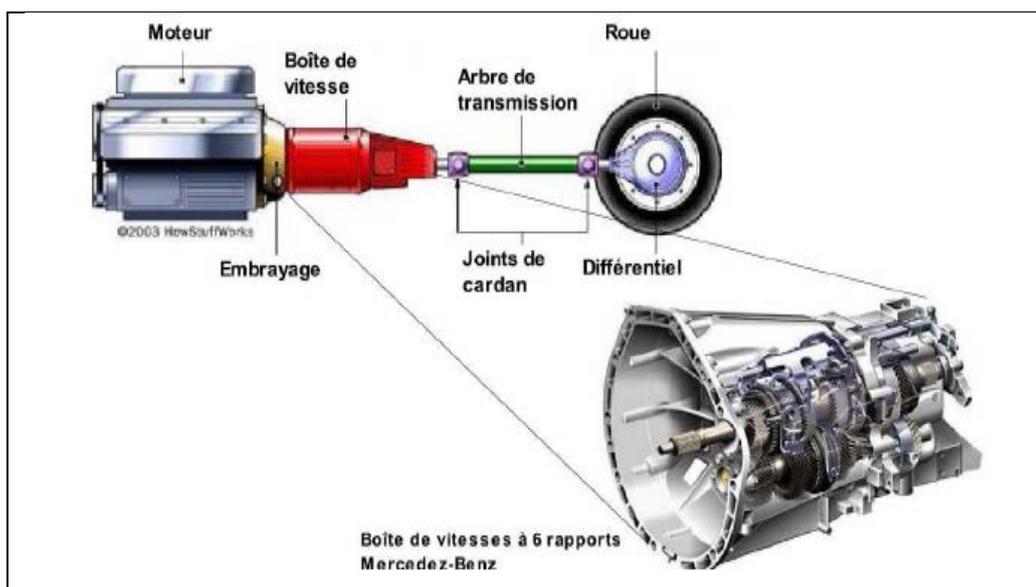
**Figure 1.5** Engrenage hélicoïdale. [4]

## 1.5 Rôle des engrenages

Dans un contexte industriel, il est fréquent que les moteurs disponibles sur le commerce, qu'ils soient électriques, thermiques, pneumatiques ou hydrauliques, ne fournissent pas les Couples/vitesses nécessaires au bon fonctionnement des systèmes développés (à moins de développer son propre moteur, ce qui a de fortes répercussions sur le coût du produit).

Il est nécessaire dans ce cas d'adapter la vitesse de rotation et le couple, ces deux paramètres étant liés l'un à l'autre car à une puissance constante, si l'un augmente, l'autre diminue :  $P=C\omega$  [5]

A titre d'exemple, dans un véhicule motorisé, l'adaptation se fait au moyen des engrenages constituant la boîte de vitesses (voir schéma ci-dessous).



**Figure 1.6** Transmission de vitesse entre moteur et la boîte de vitesses. [5]

## 1.6 Fonctionnement des engrenages

Pendant le fonctionnement d'une transmission, le contact d'une dent de la roue menante avec une dent de la roue menée s'amorce au pied de la dent menante et au sommet de la dent menée. L'engrènement s'effectue sur toute la largeur des dents à la fois (engrenage à dentures droites). Pour que la transmission de la rotation à l'arbre mené soit continue, l'attaque du couple de dents suivant doit se produire avant la fin de prise du couple précédent. (Figure 1.7) Dans les sections perpendiculaires aux axes des roues hélicoïdales, le contact s'établit de la même façon que dans le cas des roues à dentures droites, mais du fait que les dents des roues hélicoïdales sont disposées suivant les hélices, la phase de leur engrènement varie dans les sections parallèles, contrairement aux engrenages à dentures droites où cette phase est la même sur toute la largeur des roues. A la différence d'un engrenage droit, dans un engrenage hélicoïdal le contact des dents s'établit non pas simultanément sur toute leur largeur, mais progressivement. L'engrènement d'un couple de dents s'amorce à la racine de la dent menante et sur l'arête de la dent menée. [6]

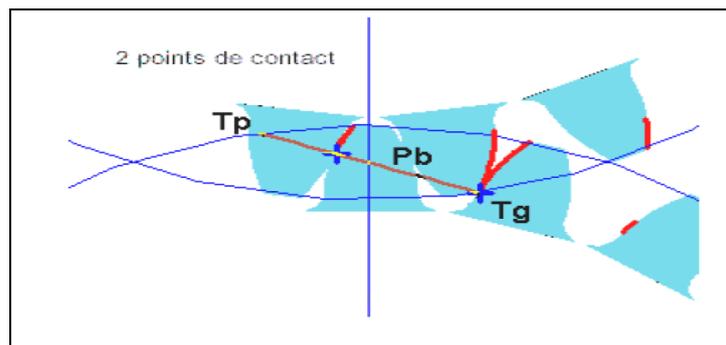


Figure 1.7 Couple de dents en contact. [6]

## 1.7 Avantages et inconvénients des engrenages

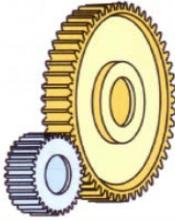
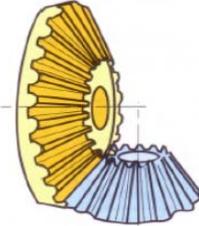
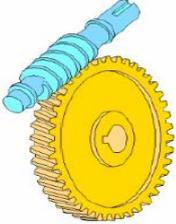
Certainement la transmission la moins économique car elle nécessite un usinage soigneux des roues et un entraxe précis et constant des deux arbres. Elle nécessite une lubrification, ce qui permet notamment d'obtenir une durée de vie élevée avec un niveau sonore variable suivant type d'engrenage. Les avantages majeurs de la transmission par engrenage par rapport au trois précédentes sont : La possibilité de transmettre la puissance quelle que soit la position relative des deux arbres, la précision de la transmission,  $\eta > 98\%$ , les couples et les puissances transmissibles sont élevés avec une durée de vie élevée. [7]

## 1.8 Classification des engrenages

Les engrenages sont classés en différentes catégories caractérisées par : la position relative des axes des arbres d'entrée et de sortie, la forme extérieure des roues dentées et le type de denture.

On distingue trois catégories d'engrenage comme montre le tableau 1.1.

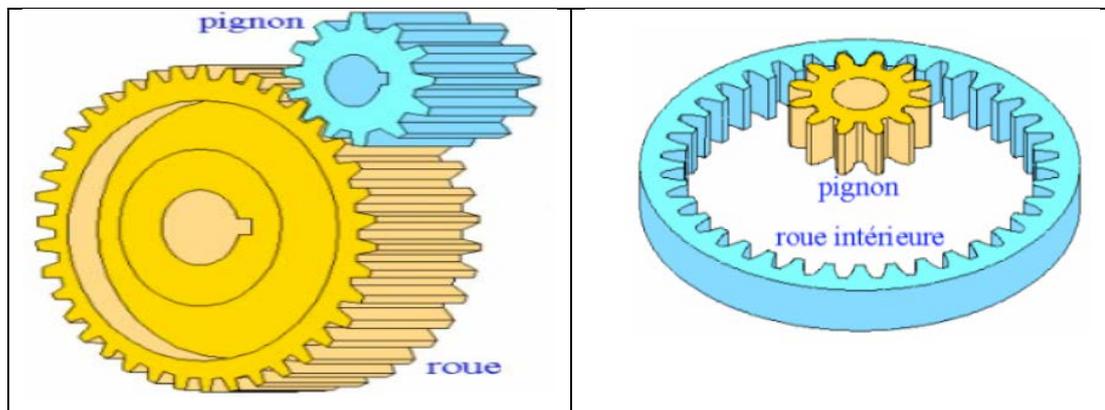
**Tableau 1.1** Classification des engrenages.

Engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)	Engrenages à axes concourants (engrenages coniques)	Engrenages à axes orthogonaux (Engrenages gauches)
		

Dans chacune de ces familles on retrouve différents types d'engrenages.

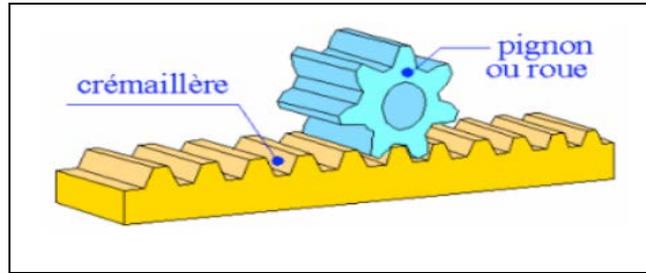
### 1.8.1 Engrenages parallèles à denture droite <sup>[3]</sup>

Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre deux arbres parallèles. Ces engrenages sont bruyants et génèrent des vibrations. Il existe deux types d'engrenages parallèles comme illustre la figure 1.8.



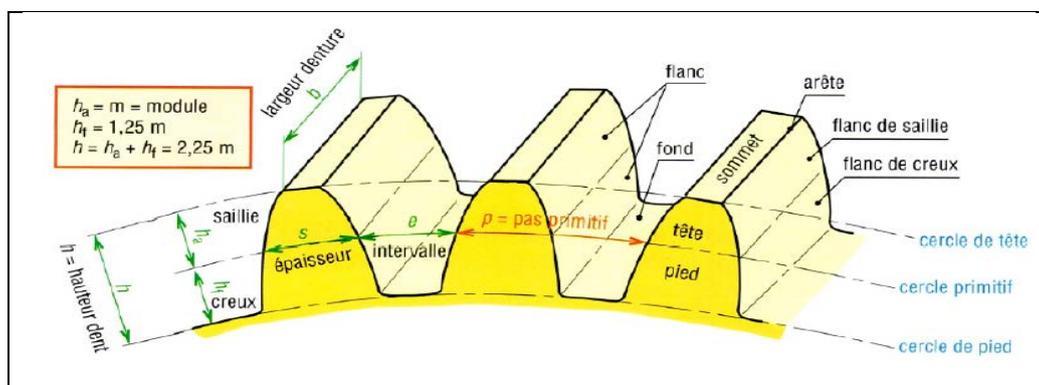
**Figure 1.8** Engrenage extérieur/intérieur.

Dans le cas du pignon crémaillère (à rayon infini), il s'agit de transformer le mouvement de rotation du pignon en mouvement de translation de la crémaillère. (Figure 1.9)



**Figure 1.9** Pignon crémailière.

Caractéristiques des dentures : Les dents des roues de l'engrenage à dentures droites sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Il y a engrenement couple de dents par couple de dents ce qui entraîne des chocs d'engrènement. La figure 1.10 représente les caractéristiques des dentures. [3]



**Figure 1.10** Caractéristiques d'un engrenage à dentures droites. [3]

Les caractéristiques d'un engrenage à dentures droites sont représentées dans le tableau suivant :

**Tableau 1.2** Désignations des caractéristiques d'un engrenage. [3]

Désignation	Symbole	Formule
Module	<b>m</b>	Par un calcul de RDM
Nombre de dents	<b>Z</b>	Par un rapport de vitesse
Diamètre primitif	<b>d</b>	$d = m \cdot Z$
Diamètre de tête	<b>d<sub>a</sub></b>	$d_a = d + 2 \cdot m$
Diamètre de pied	<b>d<sub>f</sub></b>	$d_f = d - 2,5 \cdot m$
Saillie	<b>h<sub>a</sub></b>	$h_a = m$
Creux	<b>h<sub>f</sub></b>	$h_f = 1,25 \cdot m$
Hauteur de dent	<b>h</b>	$h = 2,25 \cdot m$
Pas	<b>p</b>	$p = \pi \cdot m$
Largeur de denture	<b>b</b>	$b = k_m$ ( $5 \leq k \leq 16$ )
Entraxe	<b>a</b>	$a = (d_1 + d_2) / 2$

Avec : **K** : Coefficient de largeur de denture.

\* Le module (m) : Le module d'une denture est la valeur qui permet de définir les caractéristiques d'une roue dentée. C'est le rapport entre le diamètre primitif de la roue et le nombre de ses dents. Le module **m** est une grandeur normalisée en **mm**.

\* Cylindre primitif de fonctionnement ; diamètre primitif d : cylindre décrit par l'axe instantané de rotation du mouvement relatif de la roue conjuguée par rapport à la roue considérée. La section droite du cylindre primitif donne le cercle primitif de diamètre **d**.

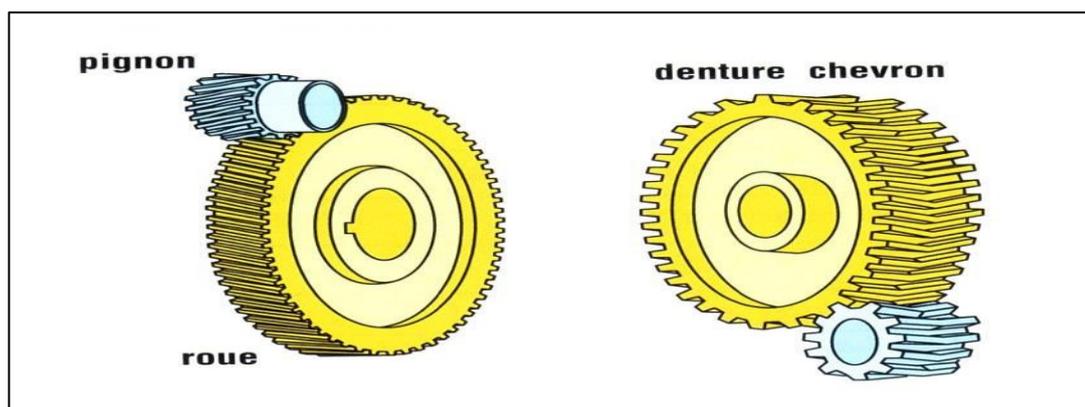
\* Cylindre de tête ; diamètre de tête  $d_a$  : cylindre enveloppe du sommet des dents. La section droite du cylindre de tête donne le cercle de tête de diamètre  **$d_a$** .

\* Cylindre de pied ; diamètre de pied  $d_f$  : cylindre enveloppe du fond des dents. La section droite du cylindre de pied donne le cercle de pied de diamètre  **$d_f$** .

### 1.8.2 Les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales

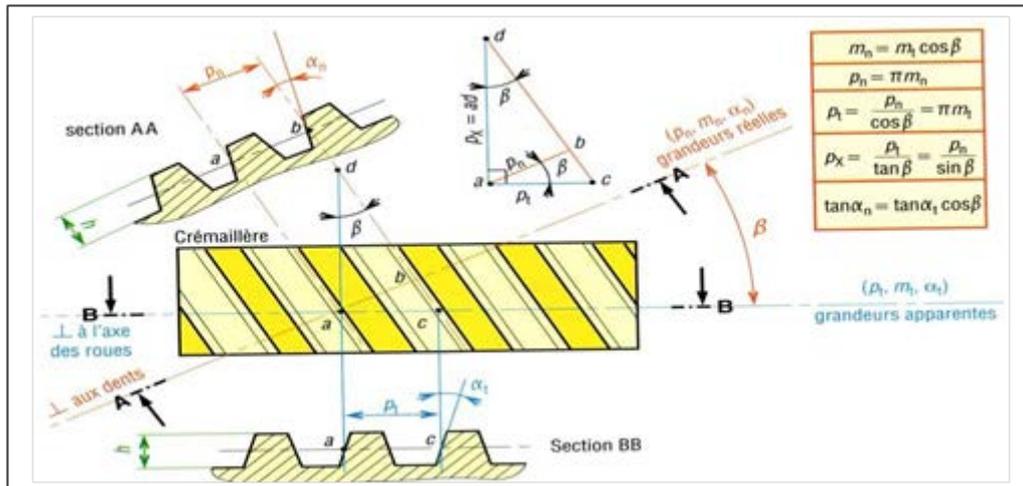
Les avantages à dentures hélicoïdales sont les plus utilisés en transmission de puissance, les dents inclinées par rapport à l'axe de l'angle d'inclinaison de denture, permettent d'avoir une surface de contact plus importante et une meilleure répartition des charges, une meilleure progressivité et une plus grande continuité d'engrènement.

Ils sont ainsi plus performants et pour transmettre des puissances et des couples supérieurs tout en étant plus silencieux. Mais l'inclinaison de la denture engendre des poussées axiales et des surcharges sur l'arbre qu'il faudra encaisser. Il existe un type de denture hélicoïdal appelé à denture en chevrons, ou denture « Citroën », inventée par Charles Renard mais brevetée par André Citroën, est composée de deux dentures hélicoïdales de dimensions identiques, mais d'hélices en sens contraires de manière à annuler l'effort axial sur l'ensemble. (Figure 1.11) [5]



**Figure 1.11** Engrenages cylindriques à dentures hélicoïdales. [5]

Caractéristiques des dentures : La figure 1.12 ci-dessous illustre Les éléments caractéristiques des dentures hélicoïdales.



**Figure 1.12** Les éléments caractéristiques des dentures hélicoïdales. [5]

Avec :  $\beta^*$ : angle d'hélice.  $P_t$  : pas apparent.  $P_n$ : pas réel.

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

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

Le tableau 1.3 suivant donne les différentes caractéristiques d'engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales.

**Tableau 1.3** Caractéristiques d'engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales. [8]

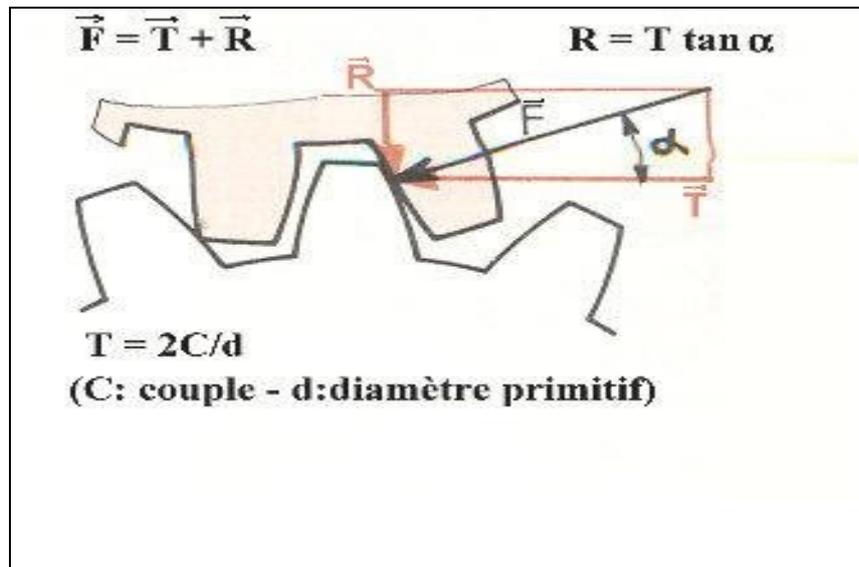
Désignation	Symbole	Valeur
Angle d'hélice	$\beta^*$	Valeur comprise entre $15^\circ$ et $30^\circ$
Sens de l'hélice		Si le pignon à gauche, la roue aura une hélice à droite.
Nombre de dents	$Z$	Nombre entier positif lié aux Conditions de fonctionnement et de fabrication.
Module réel	$m_n$	Déterminé par un calcul Rdm et choisi parmi les valeurs normalisées.
Pas réel	$p_n$	$P_n = \pi * m_n$
Module apparent	$m_t$	$m_t = m_n / \cos \beta$
Pas apparent	$p_t$	$P_t = \pi * m_t$
Diamètre primitif	$d_p$	$d_f = d - 2,5 * m_n$
Entraxe de l'engrenage	$a$	$a = (d_1 + d_2) / 2$
Angle de pression	$\alpha$	Généralement $\alpha = 20^\circ$

## Efforts <sup>[54]</sup>

La composante normale à la denture donne ici trois forces :

- \* Effort tangentiel T, souvent déterminé à partir du couple ( $T = 2 * C / d$ ).
- \* Effort radial R, déterminé par la relation :  $R = (T / \cos \beta) * \tan \alpha$ .
- \* Effort axial A, déterminé par la relation :  $A = T * \tan \beta$ .

La figure 1.13 montres les trois différents efforts sur la dent.



**Figure 1.13** Les différents types des efforts sur la dent. [54]

### Avantages de la denture hélicoïdale par rapport à la denture droite :

- \* Transmission plus souple.
- \* Moins de bruit.
- \* 2, 3 ou 4 dents toujours en prise ; efforts transmis plus importants.
- \* Variation d'entraxe en faisant varier l'angle d'hélice.

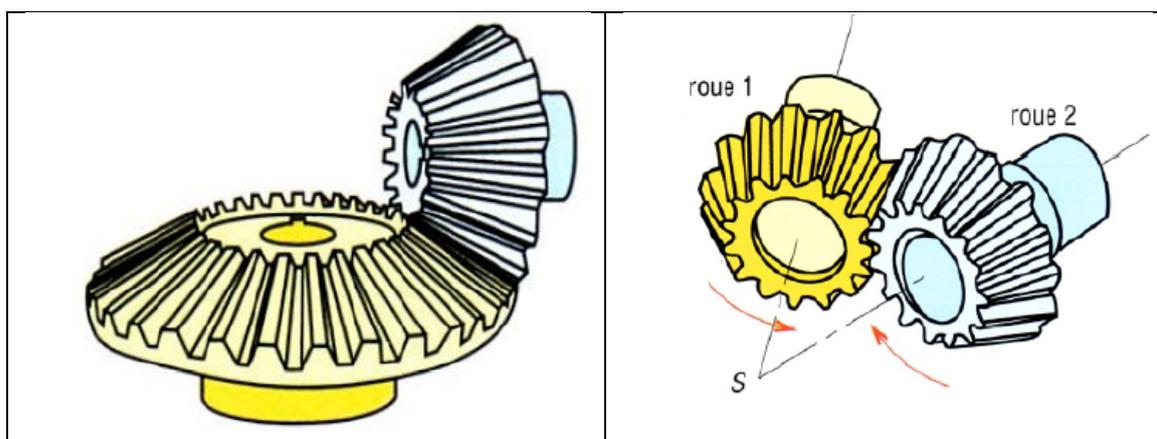
### Inconvénients de la denture hélicoïdale par rapport à la denture droite :

- \* Rendement moins bon.
- \* Engendre un effort axial.
- \* Utilisation impossible en baladeur.
- \* Plus coûteux.

## **1.8.3 Les engrenages coniques** <sup>[9]</sup>

C'est un groupe important utilisé pour transmettre un mouvement entre deux axes non parallèles dont les axes sont concourants. Les axes à  $90^\circ$  sont les plus courants. Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes (cônes primitifs). Les cônes sont tangents

sur une ligne  $MM'$  et leur sommet commun est le point  $S$  comme le montre la figure 1.14. C'est aussi le point d'intersection des axes de rotation des 2 roues.



**Figure 1.14** Engrenages à axes concourants. [9]

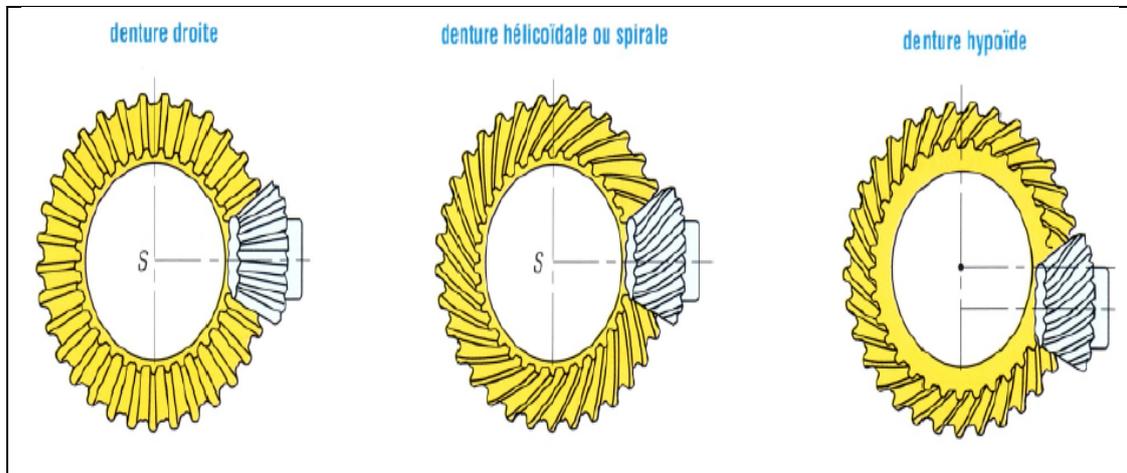
Le tableau suivant représente les différentes caractéristiques :

**Tableau 1.4** Caractéristiques d'engrenage à axes concourants. [9]

Désignation	Symbole	Valeur
<b>Module</b>	<b>M</b>	Déterminé par un calcul Rdm.
<b>Nombre de dents</b>	<b>Z</b>	Nombre entier positif lié aux conditions de fonctionnement et de fabrication.
<b>Pas</b>	<b>P<sub>n</sub></b>	$P_n = \pi * m$
<b>Angle entre les arbres</b>	<b><math>\Sigma</math></b>	Fonction de l'architecture du système.
<b>Rapport de transmission</b>	<b>I</b>	$I = N_1/N_2 = w_1/w_2 = Z_2/Z_1 = d_2/d_1$
<b>Angle primitif</b>	<b>D</b>	$D = m * z$
<b>Saillie de la dent</b>	<b><math>\Delta</math></b>	$\tan \delta_1 = Z_1 / Z_2 = N_2/N_1$ $\tan \delta_2 = Z_2 / Z_1 = N_1 / N_2$
<b>Creux de la dent</b>	<b>h<sub>f</sub></b>	$H_f = m$
<b>Hauteur de la dent</b>	<b>h<sub>a</sub></b>	$h_a = 1.25 * m$
<b>Epaisseur de la dent</b>	<b>H</b>	$h = 2.25 * m$
<b>Intervalle de la dent</b>	<b>S</b>	$S = p/2 = \pi * m/2$
<b>Largeur de denture</b>	<b>B</b>	$b = p/2 = \pi * m/2$
<b>Diamètre de tête</b>	<b>d<sub>a</sub></b>	$d_a = k * m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10).
<b>Diamètre de pied</b>	<b>d<sub>f</sub></b>	$d_f = d - 2h_f * \cos \delta = m * (Z - 2,5 \cos \delta)$
<b>Angle de pression</b>	<b>A</b>	Généralement $\alpha = 20^\circ$

On distingue trois types de dentures (figure 1.15) :

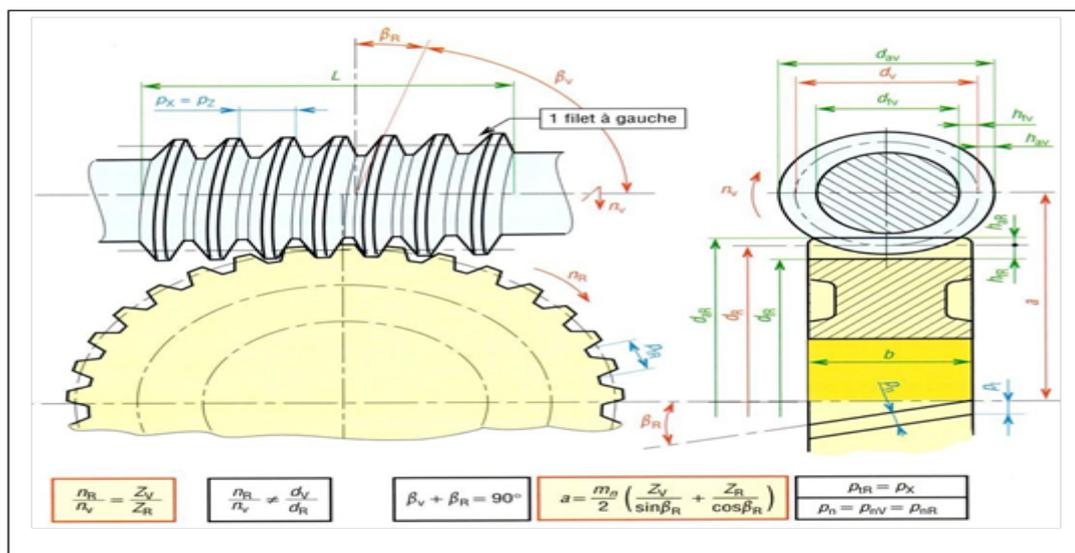
- \* Denture droite : les plus simples, pour des fréquences de rotations élevées. Elles sont plutôt bruyantes et génèrent des vibrations.
- \* Denture hélicoïdale ou spirale : moins bruyantes à très grande vitesse.
- \* Denture hypoïde : variantes, plus complexes avec les mêmes qualités générales.



**Figure 1.15** Types des dentures. [9]

#### 1.8.4 Engrenages gauches (système roue et vis sans fin)

Un engrenage à vis est un engrenage gauche constitué d'une vis et d'une roue à vis conjuguée. Le profil de la vis est (en général) trapézoïdal. (Voir figure 1.16) Dans de nombreux cas ce dispositif est irréversible, ce qui signifie que si la vis peut entraîner la roue, la roue ne peut pas, en raison des frottements, entraîner la vis. Ce cas est intéressant par exemple pour la commande d'un treuil qui ne peut pas se dérouler tout seul.



**Figure 1.16** Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin). [8]

On représente les différentes caractéristiques des engrenages vis sans fin dans le tableau 1.5 suivant :

**Tableau 1.5** Caractéristiques d'engrenage à vis sans fin. [9]

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	$Z_v$	
Angle d'hélice	$\beta^*$	Fonction de réversibilité de la transmission.
Module réel	$m_n$	Déterminé par un calcul Rdm.
Module axial	$m_z$	$m_z = m_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas réel	$p_n$	$p_n = \pi * m$
Pas axial	$P_x$	$P_x = p_n$
Longueur de la vis	$L$	$L = 5 * p_x$ environ

Avantages et inconvénients : Les avantages de ces engrenages par rapport aux engrenages cylindriques et coniques sont :

\*Le fonctionnement est silencieux et amortissant.

\*Pour les mêmes puissances et rapport de transmission ces engrenages sont moins encombrants et faciles à réaliser.

Parmi les inconvénients par rapport aux engrenages cylindriques et coniques, on peut citer :

\*Le mouvement de glissement des flancs cause une grande usure, une grande perte de puissance et un rendement plus bas. [10]

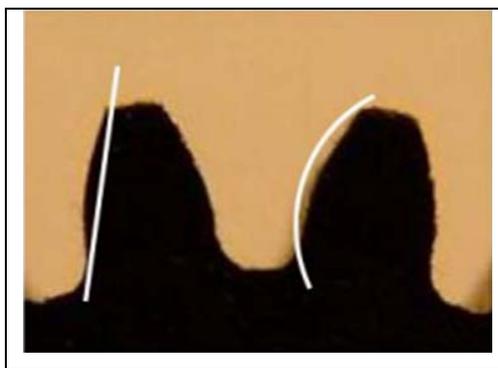
## 1.9 Profils conjugués

Les intersections des surfaces des dentures d'une roue cylindrique, avec un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la roue, sont appelées profils.

On dit que deux profils sont conjugués s'ils restent constamment tangents, pendant le temps où les surfaces de dentures en contact assurent la transmission. Le profil, utilisé pour les engrenages, est en général la développante de cercle. [11]

### 1.9.1 Profil des dents

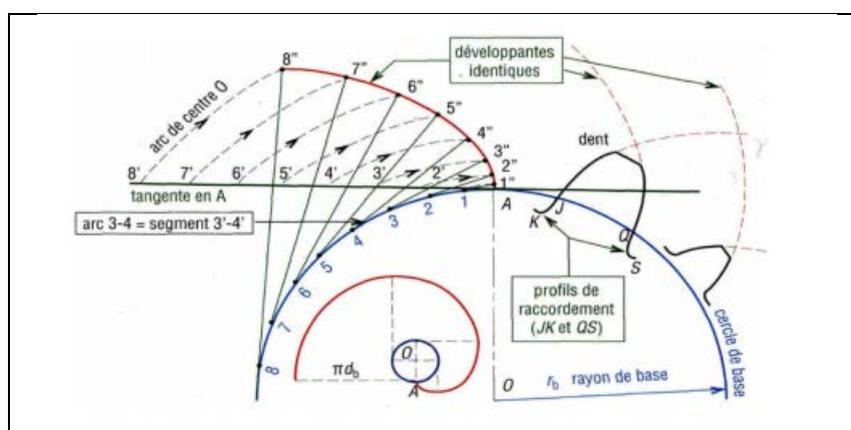
Les dents doivent permettre de toujours maintenir les deux roues en contact, d'assurer une rotation continue d'une roue par rapport à l'autre et de ne pas bloquer le fonctionnement de l'engrenage. Le profil d'une dent de roue dentée n'est ni une droite ni un arc de cercle (voir figure 1.17).



**Figure 1.17** Profil d'une dent. [12]

### 1.9.2 Profil en développante de cercle

La développante de cercle est donc la courbe dont les normales restent tangentes à un cercle fixe. Plus concrètement, c'est la courbe que trace une main déroulant une bobine de fil tenue dans l'autre main. Si on considère deux cercles de base associés à deux roues d'un même engrenage, il est possible de faire rouler sans glisser une droite simultanément sur les deux cercles. De ce fait la vitesse circonférentielle des points des cercles est la même que ceux de la droite. Un point de la droite (point d'engrènement) va générer, sur les deux pignons, le flanc de dent, la figure 1.18 représente la développante de cercle.



**Figure 1.18** Développante de cercle. [13]

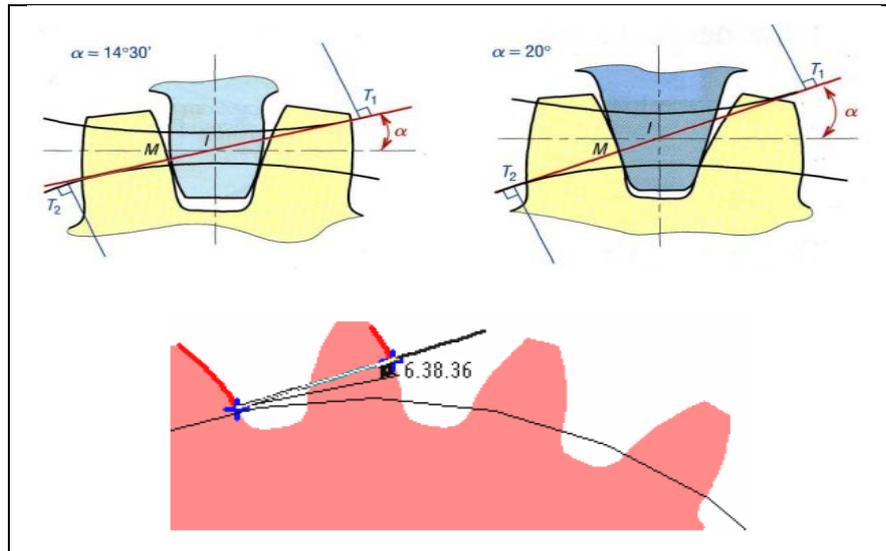
### 1.9.3 Dentures d'engrenages

Il existe plusieurs types de dentures, aux propriétés particulières. La quasi-totalité des formes sont dites conjuguées : pendant la rotation, les dents restent en contact dans un plan sagittal, et quand le lieu géométrique de ce point de contact est une droite, les profils des dents sont des développantes de cercle.

### 1.9.4 Angle de pression $\alpha$

Pour une position de contact quelconque entre le pignon et la roue le long de la ligne d'engrènement, les angles de pressions respectifs  $\alpha_r$  de la roue et  $\alpha_p$  du pignon sont différents.

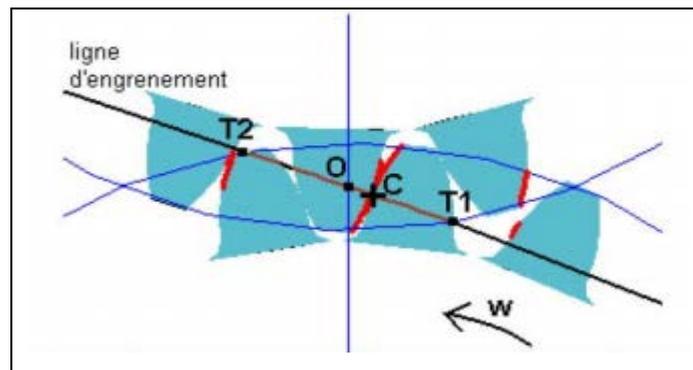
Cependant, lorsque ce point de contact se fait en O (point primitif), les angles de pression deviennent égaux à  $\theta_c$  qui est aussi l'angle de pression de l'outil de taillage (figure 1.19).



**Figure 1.19** Angle de pression. [14]

### 1.9.5 Ligne d'engrènement ou ligne d'action

L'approche se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'action se déplace de T1 à O, soit du début du contact jusqu'au point primitif. La retraite se définit comme étant la phase où le point de contact C entre une paire de dents sur la ligne d'engrènement se déplace de O à T2, soit du point primitif jusqu'à la fin du contact. (Figure 1.20)

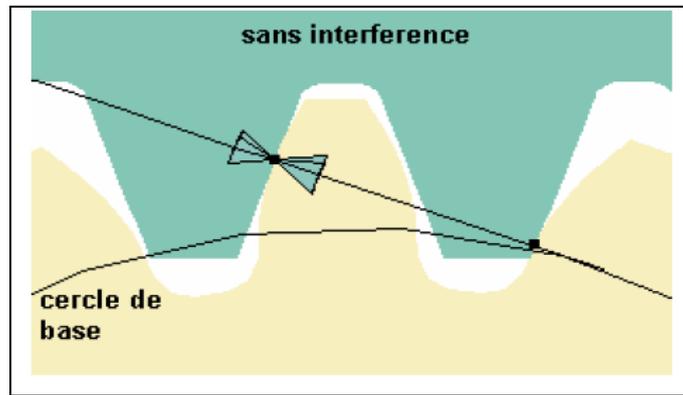


**Figure 1.20** Approche et retraite dans un couple d'engrenage. [12]

### 1.9.5 Interférences

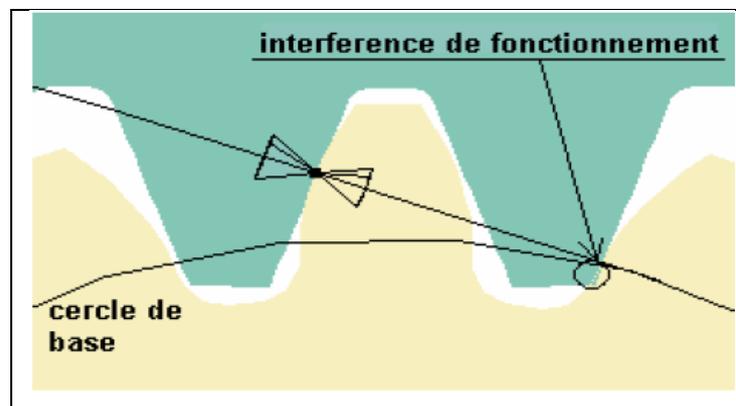
On a vu précédemment que pour avoir un engrènement correct, il faut que le point de contact des profils reste sur le segment T1T2.

Le mouvement se fait sans interférence, si le point de contact se fait au-delà du cercle de base (voir figure 1.21).



**Figure 1.21** Fonctionnement sans interférence. [15]

S'il en est autrement, c'est à dire le contact se fait en dessous du cercle de base, on dit qu'il y a interférence. (Figure 1.22)

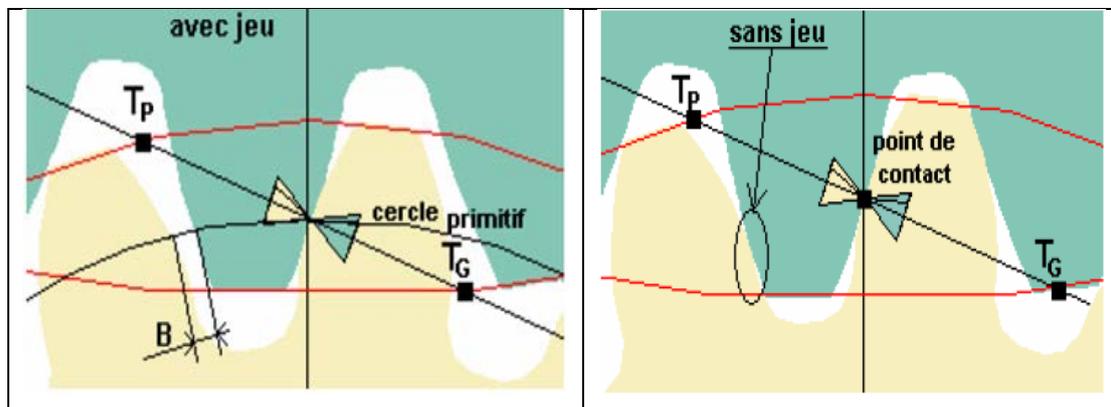


**Figure 1.12** Interférence de fonctionnement. [15]

### 1.9.6 Fonctionnement avec jeu

Le jeu  $B$  est nécessaire pour le bon fonctionnement des engrenages (Figure 1.23) il permet :

- Une bonne lubrification.
- Evite le blocage en cas de dilatation due à une variation de température.



**Figure 1.23** Fonctionnement avec/sans jeu. [15]

Le jeu peut être contrôlé par une modification d'entraxe, un déport de fabrication ou une modification de l'épaisseur des dents de l'outil à taillage.

## 1.10 Le rapport de réduction

On peut assimiler l'engrènement d'un pignon et d'une roue au roulement sans glissement de deux cercles primitifs l'un sur l'autre.

Le rapport de transmission de l'engrènement est alors :  $i = \frac{\eta_p}{\eta_r} = \frac{N_r}{N_p} = \frac{D}{d}$  Avec :

$\eta_r$  : Vitesse de rotation de la roue ;

$N_p$  : nombre de dents du pignon ;

$D$  : diamètre de la roue ;

$\eta_p$  : Vitesse de rotation du pignon ;

$d$  : diamètre du pignon ;

$N_r$  : nombre de dents de la roue.

## 1.11 Procédures de calcul des roues dentées à denture droite <sup>[15]</sup>

Cette partie présente certaines formules de calcul selon les normes ISO. Dans la désignation des diamètres, la lettre minuscule  $d$  est utilisée pour le pignon et la lettre majuscule  $D$  est utilisée pour la roue.

Le pignon désigne généralement l'élément ayant le plus petit nombre de dents. La roue désigne quant à elle l'élément ayant le plus grand nombre de dents.

Module : Le module, désigné généralement par  $m$ , est une caractéristique importante des engrenages qui représente la dimension des dents. Il est égal au nombre de mm de diamètre primitif par dent. Pour qu'il y ait engrènement correct entre un pignon et une roue, il est nécessaire que leurs modules soient les mêmes.

Cercle primitif : Le cercle primitif représente la zone de contact où il y a roulement sans glissement entre le pignon et la roue. On peut donc assimiler l'engrenage à deux cercles primitifs qui roulent sans glisser l'un sur l'autre. (Figure 1.24)

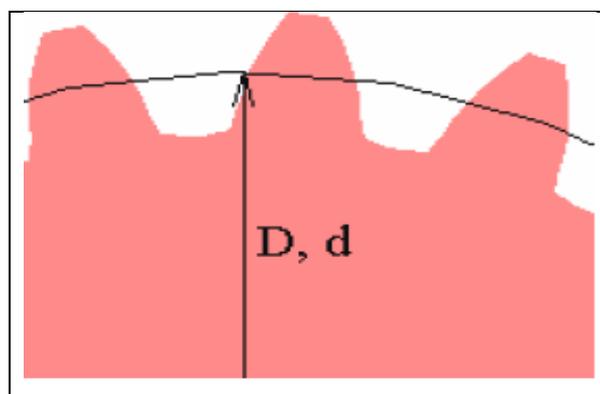
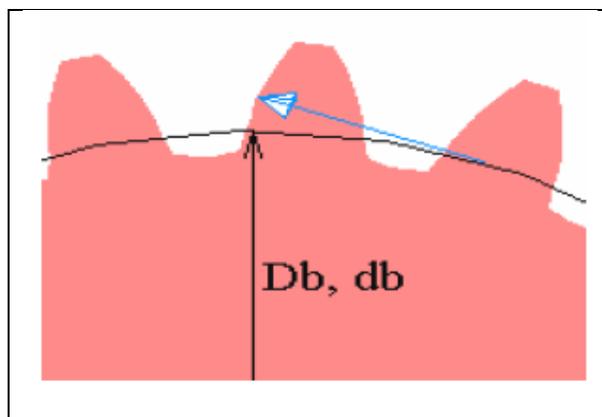


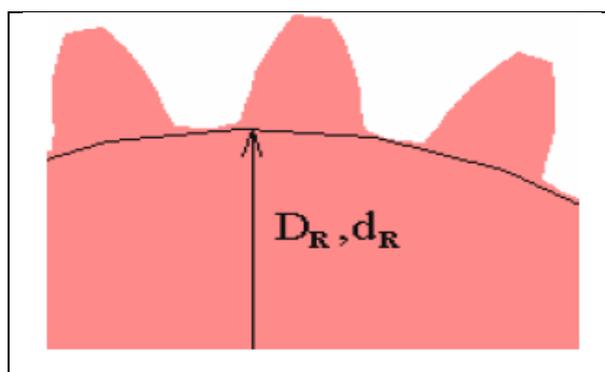
Figure 1.24 Cercle primitif.

Cercle de base : Le cercle de base sert à la construction de la développante de cercle. Le cercle de base est le cercle à partir duquel le profil en développante commence. La normale au profil est tangente au cercle de base et, par conséquent, la ligne d'action est aussi tangente aux cercles de bases du pignon et de la roue. (Figure 1.25)



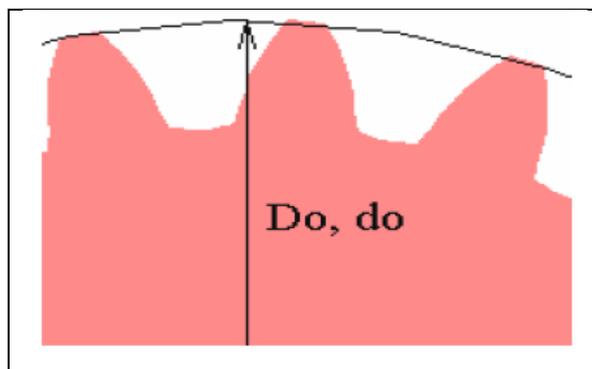
**Figure 1.15** Cercle de base.

Cercle de pied : Le cercle de pied se trouve à fond de dent. (Figure 1.26)



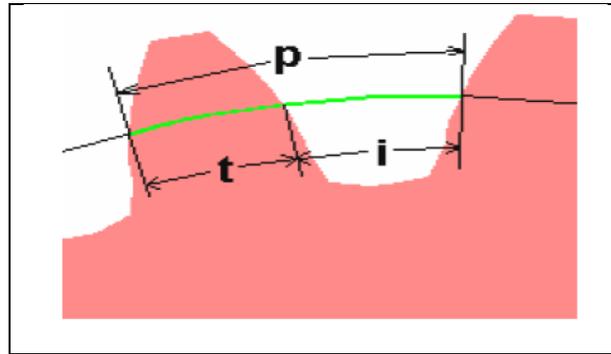
**Figure 1.26** Cercle de pied.

Cercle de tête : Le cercle de tête se trouve au sommet des dents. C'est celui qui peut être mesuré directement à l'aide d'un pied à coulisse. (Figure 1.27)



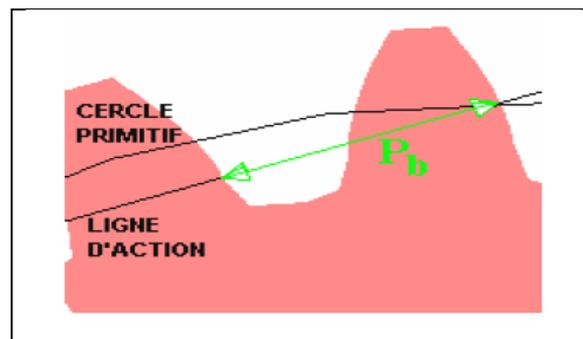
**Figure 1.27** Cercle de tête.

Pas circulaire: Le pas circulaire  $p$  correspond à la longueur de l'arc de cercle entre points homologues de deux dents consécutives le long du cercle primitif. Il correspond donc à la somme de l'intervalle  $i$  et de l'épaisseur  $t$  tous deux mesurés sur le cercle primitif. (Figure 1.28)



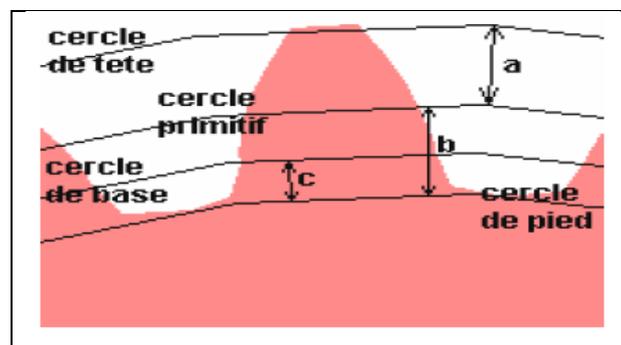
**Figure 1.28** Pas circulaire.

Pas de base: Le pas de base  $P_b$  correspond à la distance entre deux dents consécutives le long de la ligne d'action. (Figure 1.29)



**Figure 1.29** Pas de base.

Caractéristiques de la denture :



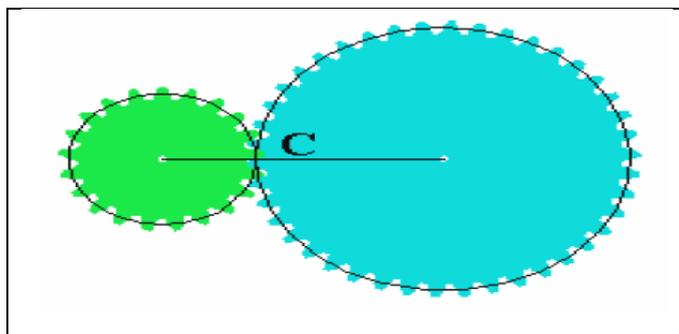
**Figure 1.30** Caractéristiques des dents.

Les caractéristiques qui définissent la dent sont déterminées comme suit :

\* Saillie :  $h_a = m$       \* Jeu à fond de dent :  $c = 0,25 \times m$       \* Creux :  $h_f = 1,25 \times m$

Entraxe : L'entraxe  $C$  représente la distance entre les centres du pignon et de la roue. (Figure 1.31) Pour avoir un bon fonctionnement de l'engrenage, il faut assurer un jeu entre une paire de dents. Il permet une lubrification efficace et d'avoir une marge de manœuvre en cas de dilatation due à une variation de température.

Une diminution d'entraxe entraîne une diminution du jeu. La variation d'entraxe peut donc servir à contrôler le jeu. [15]



**Figure 1.31** Entraxe. [15]

## 1.12 Choix des matériaux

Un bon nombre de matériaux sont utilisés pour la fabrication des engrenages :

- \* Aciers de toutes nuances.
- \* Fontes ordinaires et spéciales.
- \* Bronzes.
- \* Matières synthétiques, etc.

Le choix dépend d'un assez grand nombre de facteurs :

- \* Types d'engrenages.
- \* Vitesses de rotation.
- \* Résistances demandées à la rupture et à l'usure.
- \* Silence de fonctionnement.
- \* Dimensions de l'engrenage.
- \* Matériel d'usinage disponible, etc....

On peut toutefois à l'exception des engrenages à vis sans fin pour lesquels le bronze est pratiquement le seul matériau possible pour la roue, ce sont les aciers qui sont de loin les plus utilisés. Ils permettent d'obtenir le maximum de sécurité avec un encombrement minimum, les questions de fonderie, de forge est d'usinage des grandes roues ne constituent même plus un obstacle dans l'industrie moderne. [16]

### 1.13 Qualité des engrenages

On cite six Classes de précision :

\* Classe 1 à 4 : Précision exceptionnelle et grandes vitesses ( $V > 30$  m/s), engrenages étalons, turbines.

\* Classe 5 et 6 : Denture rectifiée ou rasée, vitesses élevées ( $V < 20$  m/s). Appareil de mesure, turbine, automobiles, machine outils.

\* Classe 7 : Denture taillée et rectifiée, bonne qualité en mécanique générale, vitesses ( $V < 10$  m/s). Manutention, machines-outils, automobiles, machines de bureau.

\* Classe 8 et 9 : Qualité courante pour roues trempées non rectifiées, vitesses ( $V < 7$  m/s).

\* Classe 10 : Procédés usuels de fabrication, incluant engrenages en plastique.

\* Classe 11 et 12 : Engrenages lents ( $V < 2$  m/s) et/ou à gros modules. [17]

### 1.14 Schématisation des engrenages

Les différents schémas des engrenages sont représentés dans la figure 1.32 suivante :

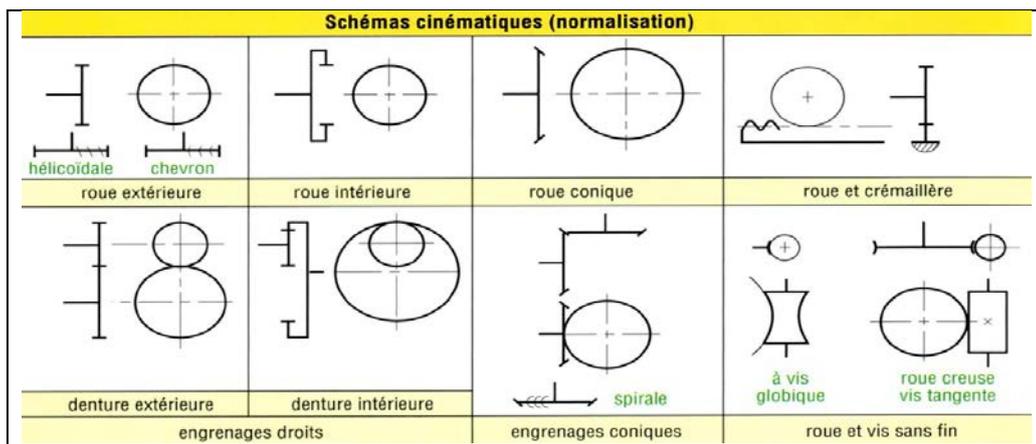


Figure 1.32 Schématisation des engrenages. [15]

### 1.15 Conclusion

Ce chapitre est représenté par une étude bibliographique consacrée à la description des engrenages, dans laquelle nous avons présenté les classes des engrenages, leurs types ainsi que les caractéristiques géométriques et différents paramètres.

## **CHAPITRE 02 :**

# **Comportement vibratoire des transmissions par engrenages**

## 2.1 Introduction

Généralement les propriétés vibro-acoustiques des transmissions par engrenages sont principalement dues à des erreurs statistiques de transmission. Celle-ci constitue la source d'excitation interne générée au niveau de l'engrènement, et son origine physique est la déformation élastique du profil de dent provoquée par l'application du couple moteur et la déviation géométrique de l'engrenage (erreur de fabrication, correction du profil de dent, parallélisme).

En régime permanent, ces sources d'excitation sont à l'origine des fluctuations périodiques de la raideur d'engrènement, qui sont produites par le contact entre différentes paires de dents d'engrènement. Ils génèrent des surcharges dynamiques sur les engrenages, et ces surcharges sont transmises à l'arbre, aux roulements et au carter de la boîte de vitesses.

La première partie de ce chapitre répertorie le comportement vibratoire des transmissions par engrenage.

Dans la deuxième partie, de nombreuses sources passionnantes sont discutées, y compris internes et externes. Enfin, la dernière partie est consacrée à la défaillance de l'engrenage et à sa technologie de détection. [55]

## 2.2 Comportement vibratoire des transmissions par engrenages

Les engrenages sont l'un des systèmes de transmission de mouvement de base et peuvent être définis par la force, la vitesse et le sens de rotation ou de translation (dans le cas des crémaillères). Le système d'engrenage peut surmultiplier (augmenter) ou démultiplier (diminuer) la force ou la vitesse. Les caractéristiques géométriques spécifiques des dents affectent la dynamique et les vibrations du système d'engrenage. Par conséquent, la recherche dans le domaine de la dynamique des engrenages a été approfondie. De nombreuses études se concentrent sur l'analyse des vibrations de torsion ou de torsion latérale en développant les modèles numériques de la dynamique des engrenages. Ces modèles permettent d'avoir une bonne compréhension des conditions de fonctionnement de ces établissements et de poser les bases du diagnostic des pannes.

Les transmissions par engrenages peuvent être divisées en deux grandes catégories : la première comprend les transmissions dites "ouvertes", c'est-à-dire celles dont les engrenages ne sont pas complètement enfermés dans le carter, tandis que la seconde implique que les engrenages de transmission soient complètement enfermés dans le carter.

La plupart des transmissions actuellement utilisées correspondent à la deuxième catégorie, et le bruit généré par ces transmissions provient de la vibration du carter. [55]

## 2.3 Principales sources d'excitations vibratoires<sup>[55]</sup>

Les sources d'excitation vibratoire générée par les transmissions par engrenages, elles peuvent être divisées en deux catégories :

Sources d'excitation interne, parmi lesquelles on trouve :

- L'erreur statique des transmissions sous charge.
- Les fluctuations des forces des frottements au niveau des dentures des roulements.
- Défauts d'excentricité.
- Les erreurs de forme, de parallélisme et de division.

Les Sources d'excitation externe peuvent être liées à :

- Fluctuation du couple moteur.
- Fluctuation de l'inertie de charge.

### 2.3.1 Sources d'excitation interne

#### A) Erreur statique sous charge

Le premier type de transmission, qui s'appelle aussi erreur cinématique, prend en considération les défauts de géométrie des dentures dus aux défauts de profil, de pas, d'excentricité, d'assemblage et de parallélisme. Cette erreur est donc d'origine purement géométrique. Elle est remarquable en régime quasi-statique (vitesses très faibles), lorsque le couple statique appliqué est quasi-nul de sorte que les dents restent en contact sans déformation. L'erreur statique de transmission sous charge est due à l'erreur précédente et, en plus, elle prend en compte les déformations de denture, ainsi que les déformations de l'ensemble de la transmission (arbres, paliers, roulements,). Cette erreur modifie la situation des roues en prise. Concernant l'erreur dynamique de transmission, elle prend en compte les phénomènes dynamiques qui ne sont pas négligeables surtout lorsque la vitesse de rotation est très élevée (exemple : phénomène de résonance linéaire ou non-linéaire). L'erreur dynamique de transmission constitue la réponse dynamique de la transmission à l'excitation induite par l'erreur statique de transmission, en l'absence de sources d'excitations externes. Elle donne lieu à des surcharges dynamiques sur les dentures, et donc sur l'ensemble de la cinématique via l'arbre et les paliers [18].

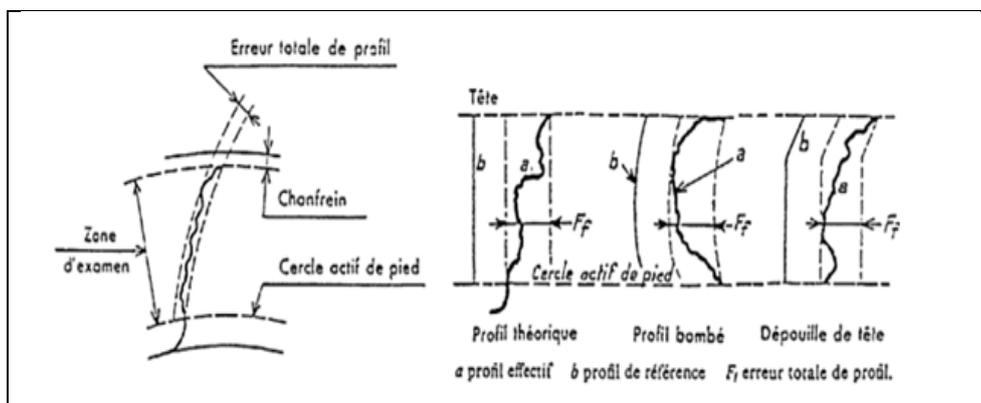
#### A.1 Défauts de géométrie

Défauts de parallélisme : Ces défauts, y compris l'inclinaison et la déflexion, sont des défauts de fabrication ou d'assemblage des roues et des roulements. Un désalignement peut provoquer une amplification de surcharge dynamique sur les dents, ce qui peut entraîner une augmentation des vibrations et des niveaux sonores. En présence de défaut de parallélisme, le bruit rayonné par l'enceinte est caractérisé par la ligne liée à la fréquence de maillage  $f_z$  et ses

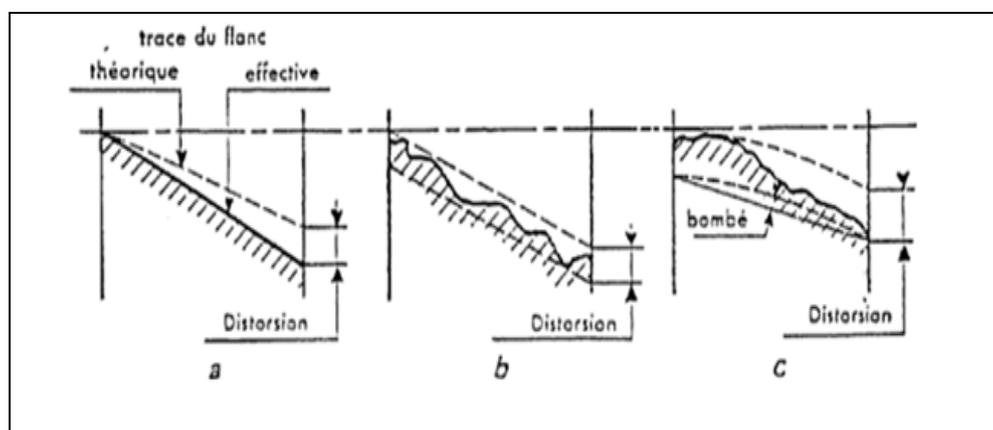
harmoniques. Selon [19], [20], [21], [22], le manque de parallélisme des engrenages à faible charge augmentera le bruit de 5dB. Si la charge de transmission augmente, cette augmentation peut diminuer. Par conséquent, d'un point de vue spectral, il apparaît au niveau d'erreur de transmission statique de la fréquence de maillage et de ses composantes harmoniques, n'oublions pas que, comme résultat classique, le manque de parallélisme se traduira également par une composante de deux fois la fréquence de rotation de l'arbre.

Défauts d'excentricité : Ces défauts sont généralement caractérisés par des centres de rotation non coïncidents de la roue et celui du cercle de base, D'après [23] ces défauts géométriques peuvent causer généralement une augmentation du bruit, c'est du fait de la fabrication de la roue, ou de l'assemblage de la roue sur l'arbre.

Erreurs de forme : La déformation de la géométrie de la dent provient principalement des procédés de fabrication en commençant par éventuellement suivi d'un traitement thermique pour améliorer la mécanique de la dent, et enfin d'une opération de finition. Ces erreurs se retrouvent au niveau de la denture de l'engrenage par des erreurs de profils, de division et de distorsion. Les erreurs de profil (Figure 2.1), écart entre le profil réel et conjugué, de distorsion (Figure 2.2) et entre la trace de l'hélice réelle et idéale, sont généralement dues à des défauts de taillage et/ou de rectification. [24]



**Figure 2.1** Erreurs de profils. [24]



**Figure 2.2** Erreurs de distorsion. [24]

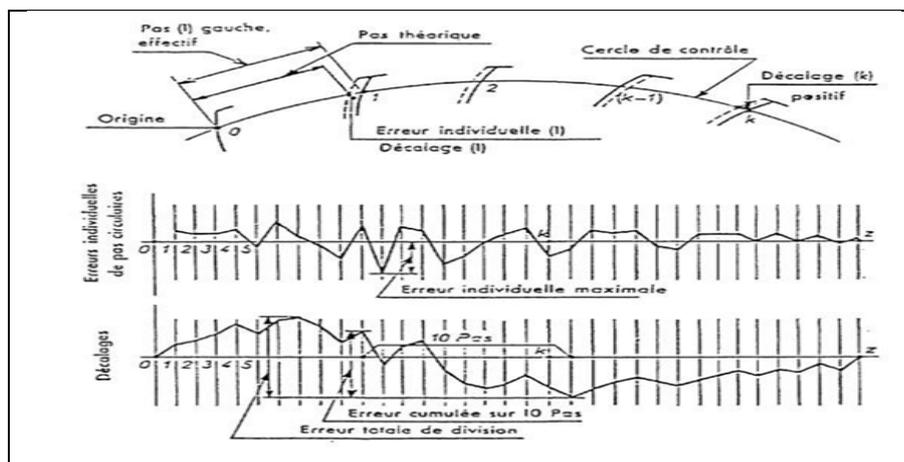
Les erreurs de hauteur (figure 2.3) peuvent être divisées en trois catégories : L'erreur individuelle ou de division, l'erreur cumulée sur un secteur contenant k pas et l'erreur totale de division.

La première est définie comme la différence entre la valeur réelle (qu'elle soit circulaire, apparente, réelle ou de base réelle) du pas considéré et sa valeur théorique.

La seconde est définie comme la différence algébrique entre la longueur mesurée (réelle) et la longueur théorique (l'arc de cercle de contrôle) comprise entre deux profils homologues extrêmes séparés par un nombre k de pas circulaires.

L'erreur cumulée représente également la somme algébrique des erreurs individuelles des k pas compris dans le secteur considéré. L'erreur de division cumulée est la quantité qui dépend du nombre de dents examinées.

Enfin, l'erreur totale de division représente la variation crête à crête de l'erreur de division cumulée sur un tour de rotation, dans ce cas k est égal au nombre de dents de l'engrenage. [24]



**Figure 2.3** Erreurs de pas. [24]

Pour améliorer le comportement vibratoire de l'engrenage et pour améliorer la répartition des sur le flanc de la denture, une correction des dents peut être effectuée. Ce qui concerne la correction de profil, des dépouilles sur les dentures sont réalisées, correspondant à des enlèvements de matière en sommet et/ou en pied de dent. Pour la correction des distorsions et des désalignements, des bombés combinés ou non avec des modifications linéaires, seront pratiqués selon la largeur de la dent et éventuellement selon le profil.

Erreurs de profil de la distorsion : Ces erreurs proviennent de la procédure de taillage. Elle se caractérise par un écart de forme entre le profil réel des dents et le profil théorique. La géométrie des roues dépend des paramètres de son outil de taillage ainsi que son positionnement relatif.

Erreurs de division : Elles sont également associées au processus de taillage et traduisent un

pas non rigoureusement fixé d'une dent à l'autre. Le spectre d'erreur de transmission qu'ils produisent se compose principalement de raies liées aux fréquences de rotation des roues et à leurs harmoniques. Compte tenu de telles erreurs dans les modèles de calcul, l'erreur de transmission reste toujours faible car nous observons généralement un pas aléatoire de distribution normale.

## A.2 Déformations élastiques des dents

La déformation élastique des dentures (figure 2.4) entraîne un déplacement angulaire des roues qui risque de créer des interférences angulaires entre les dents lors de leur entrée en contact. Cela rapproche les roues à se reprocher et provoque aussi une avance en rotation de la roue menant par rapport à la roue menée.

On définit à partir des valeurs de l'effort transmis et du rapprochement des dents, une raideur appelée raideur d'engrènement. De nombreuses expériences ont montré que la fluctuation de la raideur d'engrènement avait une grande influence sur le bruit rayonné. Particulièrement nous savons que la substitution d'une denture hélicoïdale à une denture droite peut réduire sensiblement les niveaux de bruit. La forme hélicoïdale des dentures permet en effet la réduction de l'amplitude de la fluctuation de la raideur d'engrènement, et du bruit obtenue (peut être voisine de 20dB). [55]

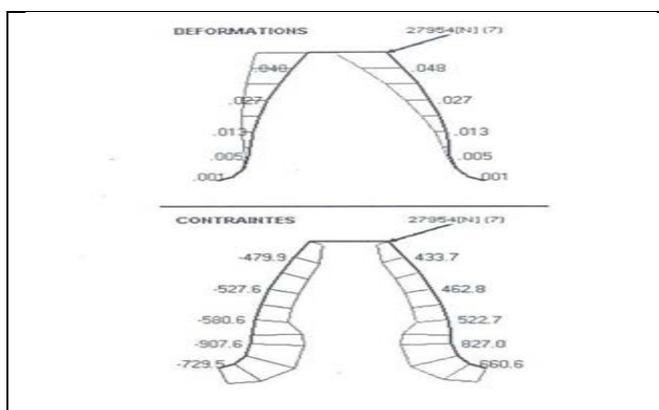


Figure 2.4 Déformation d'une dent pendant l'engrènement. [55]

## B) Autres sources internes

Fluctuations de la force de frottement : L'engrènement s'accompagne du glissement relatif des dents de contact, et les frottements générés peuvent être suffisamment importants pour générer des vibrations sur le carter. Ce phénomène est important pour les engrenages droits, mais pour les engrenages hélicoïdaux où le contact s'établit à travers les dents, ces effets peuvent être considérablement réduits et ne semblent pas jouer un rôle majeur [25].

De nombreux chercheurs ont discuté du mécanisme de contact entre des surfaces rugueuses, mais seuls quelques-uns ont étudié ce phénomène lié au bruit d'engrènement.

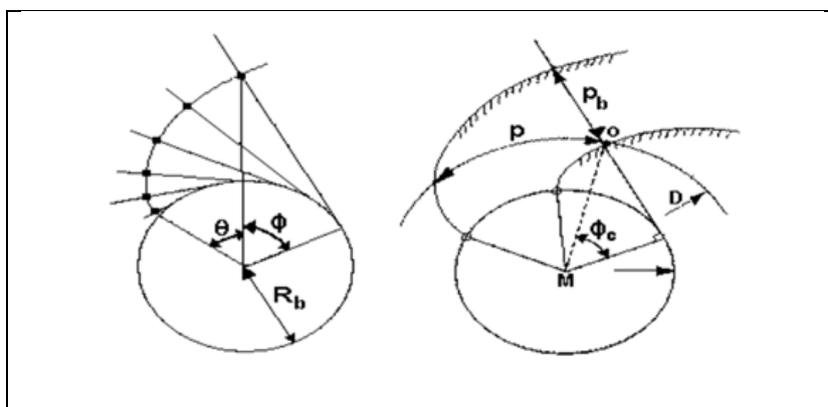
L'étude faite dans [26] propose l'influence de la rugosité, de la viscosité et de la pression de contact sur le bruit d'engrènement ; ils ont montré que ce dernier augmentait avec l'augmentation de la rugosité de la surface de contact et diminuait avec l'augmentation de la viscosité.

Phénomènes de choc : Lorsque des pignons sont en prise, les bruits proviennent du choc des dents entre elles et des frottements sur les surfaces de dentures en contact.

Pendant le fonctionnement, le choc régulier de la denture provoque un ronflement plus ou moins accentué suivant la vitesse de rotation. La variation des efforts sur la denture qui dépendent du couple transmis, constitue une source vibro-acoustique. [27] [28] Celle-ci se caractérise par une perte de contact avec les dents et par des rebonds successifs entre les entre les flancs arrière et avant des dents.

L'intensité du bruit varie avec l'amplitude de ce bruit, qui elle-même dépend de l'inertie des masses présentes, de leur impact, ou de la vitesse de leur rencontre. Les vitesses inadéquates entre le pignon et la roue peuvent être également l'origine d'un choc entre les dentures, au premier point des deux conjuguées. [29]

Pour maintenir la continuité du mouvement entre les dents, il faut chercher un profil ou une forme admissible des dents. L'un des profils théoriques qui permet cette continuité est une courbe plane en développante de cercle décrite sur la figure suivante.



**Figure 2.5** Caractéristiques principales de développante de cercle. [29]

Avec :

- |                        |                          |                               |
|------------------------|--------------------------|-------------------------------|
| $P_b$ : pas de base.   | $P$ : pas circulaire.    | $\phi_c$ : angle de pression. |
| $R_b$ : rayon de base. | $D$ : diamètre primitif. |                               |

Emissions acoustiques internes (sources aérodynamiques) : Les transmissions par engrenages peuvent être une source d'émissions aérodynamiques. Il s'agit de l'emprise du fluide entre les dents au cours de l'engrènement. Lors de l'engrènement d'une paire de dents, il se produit une génération d'écoulement instable due à la variation du volume d'air entre les dents. Cela provoquera un reflux et une force d'aspiration qui occupera ce volume et

engendra localement une grande fluctuation de pression. Cet effet est particulièrement sensible lorsque la vitesse tangentielle est importante. [30]

Houjoh dans [31] a utilisé différentes techniques pour caractériser le bruit par des sources aérodynamiques, concluant que :

- Les pics spectraux de la pression acoustique sont associés aux fréquences d'engrènement pour des vitesses de rotation comprises entre 400 et 4000 tr/min.

- Le niveau de pression acoustique associé à ces fréquences augmente avec la vitesse de rotation, il signale un changement de 40 dB lorsque la fréquence passe de 3 kHz à 10 kHz.

Cette étude n'a pas été réalisée dans le cas des engrenages lubrifiés. Étant donné que l'huile a beaucoup moins de compressibilité, il en résultera un niveau de pression instable beaucoup plus élevé sur les dents.

## **C) Sources externes**

### **C.1 Fluctuations du couple moteur ou de charge**

La source du régime transitoire Parmi les différentes sources d'excitation externes de la chaîne de transmission, l'organe moteur est généralement considérée comme la source primaire. Il est à noter que l'influence du moteur sur le fonctionnement de la chaîne cinématique n'est étudiée que si ce n'est pas dans un contexte d'engrenages déchargés.

Le fonctionnement du moteur produit des oscillations de couple avec des amplitudes potentiellement importantes. Ces excitations externes sont fortement dépendantes du type d'actionneur utilisé en général, elles sont caractérisées, en régime établi, par une perturbation périodique liée à la fréquence de rotation de la ligne d'arbre moteur, à ses harmoniques et à ses sous-harmoniques :

\*Pour un moteur électrique, on observe une excitation à la fréquence de rotation du moteur  $f_0$  induite par un défaut d'excentricité (balourd magnétique), une excitation associée à l'ensemble des harmoniques de  $f_0$  induite par un défaut de pas d'encoches, et plus particulièrement aux fréquences  $k.n. f_0$  où  $k$  est un entier et  $n$  est le nombre de paires d'encoches de l'induit, et aux fréquences  $k.n. f_0 \pm f_0$  (phénomènes de modulations de fréquences). Il existe aussi des fréquences d'excitation indépendantes du régime de fonctionnement du moteur (50 Hz et, en présence de thyristors, 300 Hz).

\*Pour les moteurs à combustion interne, la nature et l'amplitude des raies du spectre d'excitation dépendent du type de moteur et du nombre de cylindres. Pour un moteur monocylindre à deux temps, il y a une explosion par cylindre par tour. L'excitation est dominée par  $f_0$  et ses harmoniques. Pour un moteur monocylindre à quatre temps, il y a une explosion par cylindre pour deux tours. L'excitation est dominée par  $f_0/2$  et ses harmoniques. L'organe

récepteur peut engendrer des fluctuations périodiques du couple de charge qui présentent les mêmes caractéristiques que celles du couple moteur. [32]

## C.2 Défauts d'engrenages

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

### a) Défauts répartis

Usure abrasive : 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. Ce mode d'usure est le plus rencontré sur les dentures des engrenages, il peut être lié à la vitesse de glissement et à la pression de contact.

Piqûres (ou pitting) : Ce sont des trous peu profonds en forme d'éventail dont la pointe est tournée vers le pied des dents motrices ou vers le sommet des dents menées. La taille de ces trous est bien plus forte que pour les micro-écaillés (de 0,3 à 2 mm) tandis que la profondeur est de l'ordre de 0,1 mm. Le piquage ne se produit que si le mouvement de roulement est plus important que le mouvement de glissement, c'est pourquoi on le trouve surtout au niveau du diamètre primitif, La figure 2.6 représente des Piqûres évolutifs sur une roue chevron. [34]



**Figure 2.6** Piqûres évolutifs sur une roue chevron . [34]

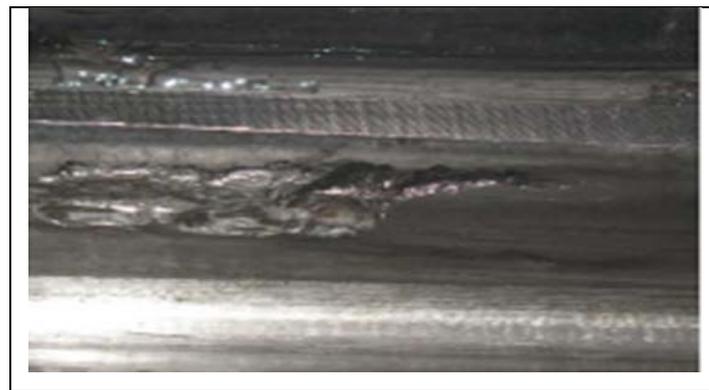
Grippage généralisé : Une avarie très brutale attribuée à une rupture du film lubrifiant par suite de températures de surface trop élevées. Autrement dit le grippage généralisé est une usure catastrophique qui détruit typiquement les dentures non traitées (Figure 2.7), de gros module, fonctionnant à des vitesses faibles. Il produit une modification soudaine de la surface de toutes les dents : sur des engrenages durcis, on note un changement de coloration et de fines rayures, à ne pas confondre avec une usure abrasive, car il y a peu de perte de cote. [34]



**Figure 2.7** Grippage couvrant l'ensemble des dentures. [34]

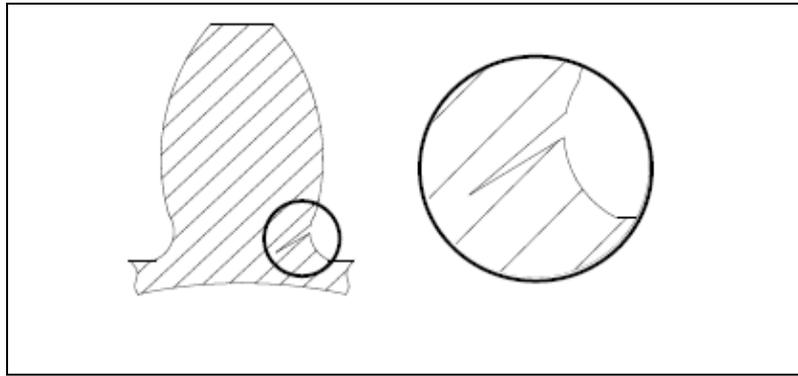
### **b) Défauts localisés**

Ecaillage : C'est une dégradation qui commence toujours à l'intérieur du métal, puis se propage jusqu'à rejoindre la surface, ce qui libère des fragments plus ou moins irréguliers aux dépens de la peau de la pièce. Cette avarie est beaucoup plus fréquente sur des dentures traitées superficiellement par cémentation ou trempe superficielle que sur celles qui sont traitées à cœur. L'écaillage est rare sur les aciers de faible dureté et dépend peu de la viscosité du lubrifiant. (Cf figure 2.8) [33]



**Figure 2.8** Ecaillage par fatigue. [34]

Fissures : Ce défaut se forme souvent au pied de dent (Figure 2.9). 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. [55]



**Figure 2.9** Fissure en pied de dent. [55]

Dents cassées : Dans les systèmes de transmission par engrenages, la rupture des dents est associée aux vibrations dues à la surcharge et à la fatigue due aux charges de flexion cycliques. En effet, le choc de surcharge peut être causé par le choc de torsion dans le groupe motopropulseur qui est lié à la défaillance de la charge d'entraînement de la transmission. Dans ce cas, les surfaces fracturées montrent une seule zone de rupture avec aucun signe de fatigue. Des effets similaires peuvent également se produire si un corps pénètre dans l'engrènement. Ce défaut commence par une fissure qui est généralement au pied de la dent (Figure 2.10) et évolue à travers la base de la dent jusqu'à la rupture complète de la dent du corps d'engrenage. [55]



**Figure 2.10** Dent cassée due à aux fissures en pied de dent. [55]

Grippage localisé : Il correspond à des arrachements ou des adhérences qui modifient soudain l'état d'une petite partie de la surface des dents. Il concerne souvent les dentures neuves ou dans l'état de poli-miroir et il peut disparaître à la longue. Les causes de ce phénomène sont multiples : imperfection d'usinage, défaut d'alignement des dentures, déformation en charge, passage d'une particule étrangère dans la denture, surcharge brutale, défaut temporaire de lubrification. (Voir figure 2.11) [35]



**Figure 2.2** Grippage localisé sur les têtes de dent. [34]

#### D) Mécanismes et modes de rupture <sup>[36]</sup>

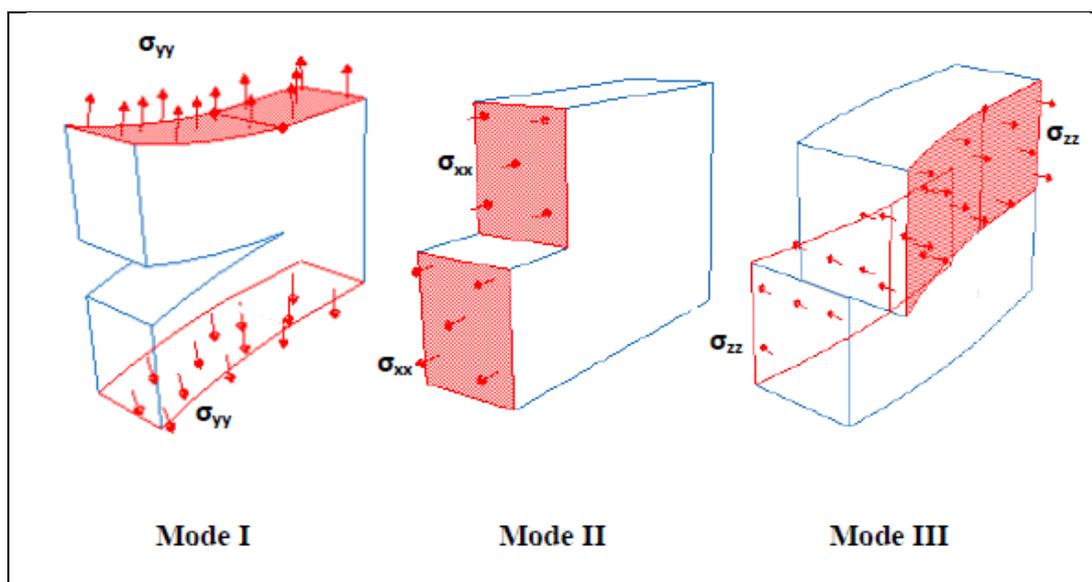
Les contraintes et les déformations au voisinage d'une fissure admettent un développement asymptotique. La rupture est caractérisée par la séparation irréversible d'un milieu continu en deux parties distinctes. Elle se produit selon l'un des trois modes élémentaires décrits ci-dessous :

**Mode I** : mode d'ouverture de la fissure, où les déplacements aux lèvres de la fissure sont perpendiculaires à la direction de propagation.

**Mode II** : mode de cisaillement dans le plan, où les déplacements aux lèvres de la fissure sont parallèles à la direction de propagation.

**Mode III** : mode de cisaillement hors du plan, où les déplacements aux lèvres de la fissure sont parallèles au fond de la fissure.

La figure 2.12 illustre les différents modes élémentaires de fissuration.



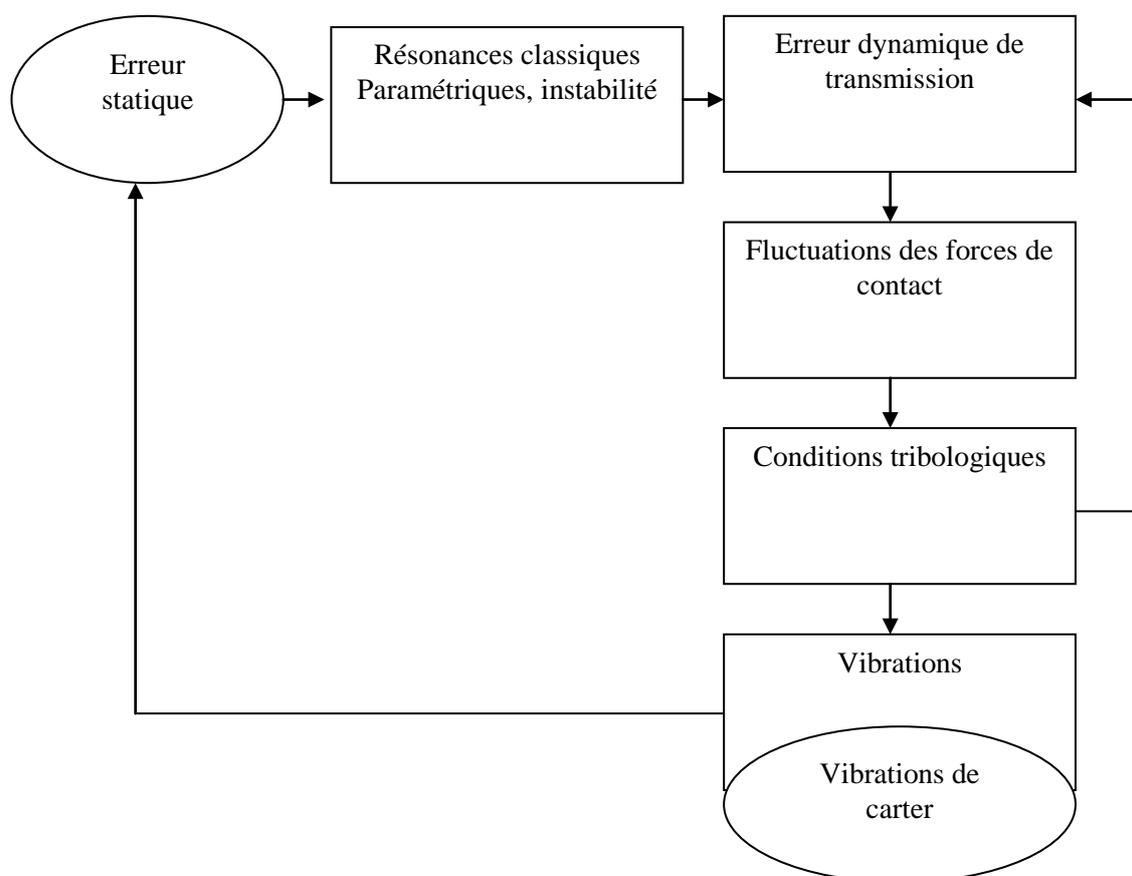
**Figure 2.3** Différents modes élémentaires de fissuration. [36]

Le cas réel est une superposition de ces modes et on parle alors de mode mixte. Les trois modes sont définis par symétrie. Le mode I est le plus dangereux pour l'extension d'une fissure ; cependant, une fois amorcée et pour des sollicitations mixtes ou des géométries complexes, la fissure a tendance à bifurquer et reste donc rarement rectiligne (En 2D) ou plane (En 3D).

## 2.4 Comportement dynamique des transmissions par engrenages

Si de nombreux travaux permettent de mieux cerner les caractéristiques dominantes des excitations vibratoires, il est encore difficile de prédire le comportement dynamique global d'une transmission par engrenages. Cette difficulté réside dans la multiplicité, la complexité et la nature des phénomènes impliqués. La figure schématise le mécanisme du comportement dynamique induit par l'erreur statique de transmission sous charge et les couplages mis en jeu.

Une des particularités du comportement réside dans l'existence des phénomènes dits paramétriques (résonances paramétriques, instabilité) principalement liées à la fluctuation de la raideur d'engrènement. Cette particularité conduit à des comportements dynamiques particuliers et complique la résolution du problème vibratoire. [37]



**Figure 2.13** Comportement dynamique des engrenages : mécanisme essentiel. [37]

## **2.5 Techniques de détection des défauts d'engrenage**

L'apparition des défauts d'engrenage dans un système mécanique est un phénomène inévitable. Cependant, plusieurs études ont été faites afin de réduire la présence de ces défauts, d'augmenter le temps de fonctionnement de l'engrenage en état sain et d'améliorer les performances des trains d'engrenage. Ces études nécessitent la connaissance des caractéristiques des défauts qui peuvent être collectées par plusieurs techniques de détection. [55]

### **A) Analyse des signaux vibratoires**

L'analyse des signaux vibratoires des réducteurs représente la technique la plus répandue de détection de défauts et d'avaries de contact des engrenages. Elle est réalisée par l'analyse 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. En effet, certains problèmes de détection de défauts nécessitent simplement l'analyse par la transformée de Fourier. Cependant, d'autres cas demandent une analyse plus fine à l'aide des outils de traitement de signal très 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) [38].

#### **A.1 Analyse spectrale des signaux vibratoires**

L'analyse spectrale est le principal outil d'étude et d'analyse des signaux vibratoires. Ces signaux mesurés sont riches en harmoniques très bruitées. La transformée de Fourier classique ne permet pas de mesurer facilement des signaux. Il est donc nécessaire d'avoir des méthodes plus précises d'analyses spectrales dites de haute résolution. On peut citer par exemple la méthode de Capon, la méthode de Lagunas, la méthode du maximum d'entropie. Ces méthodes fournissent une bonne approximation du spectre estimé même pour un nombre relativement petit. Ce sont des méthodes d'analyse précises au niveau de résolution de fréquence et d'estimation d'amplitude, de sorte qu'elles peuvent mettre en évidence des détails qui échappent aux méthodes d'analyse de Fourier classiques. [39]

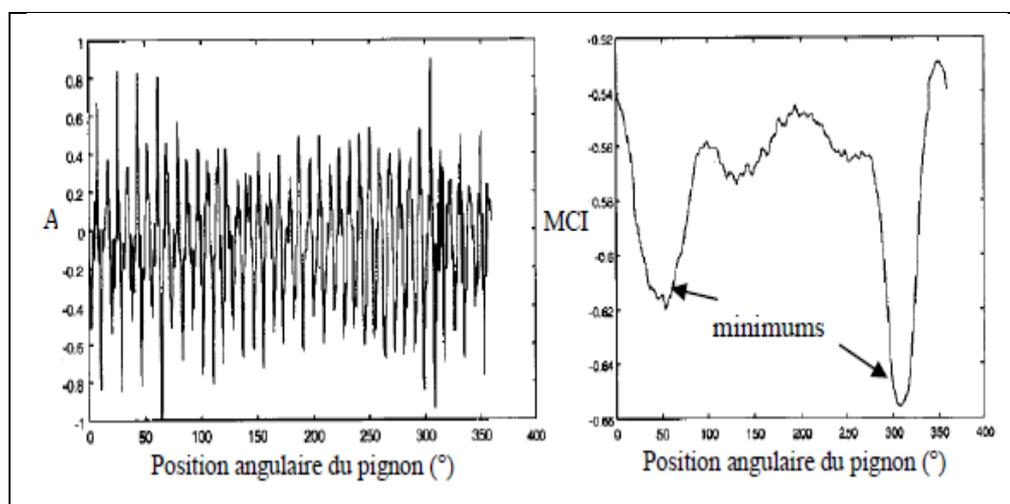
#### **A.2 Analyse cepstrale synchrone**

Le cepstre est un opérateur non-linéaire d'analyse des signaux vibratoires. Il a été à l'origine utilisé pour la détection d'écho puis introduit dans la surveillance des vibrations des machines tournantes. Le cepstre d'énergie du signal est très sensible aux répétitions générées par les endommagements dentaires locaux. Cet opérateur convertit la convolution en addition. En effet,

la détection des défauts d'engrenage est effectuée en comparant le cepstre des signaux obtenus lors de l'échantillonnage angulaire avec l'accélération du train d'engrenage sans et avec le défaut. [40]

L'étude expérimentale et théorique réalisée dans [41] montre que l'analyse cepstrale est un outil efficace de détection des défauts locaux d'engrenage à partir des signatures vibratoires.

La Figure 2.14 montre l'apparition de deux minimums dans la courbe de la M.C.I (Moving spectrum integral) des accélérations mesurées après 11 jours de fonctionnement qui sont dus à la présence de deux défauts sur deux dents différentes de l'engrenage, alors que la détection sur les mesures d'accélération semble incertaine. Cette observation a été validée par l'inspection visuelle du pignon et qui a révélé un grand écaillage sur la dent 16 du pignon et un défaut moins marqué sur la dent 2. Ce qui justifie la différence des amplitudes des minimums observés.



**Figure 2.4** Signal temporel et son MCI (moving cepstrum integral). [41]

## **B) Analyse des lubrifiants**

Les lubrifiants représentent un élément essentiel qui interfère avec l'état des fluides et l'état d'usure des organes. De ce fait, l'analyse des lubrifiants constitue un moyen efficace de réducteurs basé sur une surveillance constante des différentes propriétés du fluide telles que viscosité, acidité, présence de particules métalliques, granulométrie, etc. granulométrie, etc. par analyse physico-chimique. Cependant, la détection de rupture d'engrenage par analyse ne peut être efficace en cas d'évolution rapide et d'occurrence fréquente autre que les vibrations pour confirmer l'hypothèse. [42]

### **C) Analyse des signaux acoustiques**

L'analyse des signaux de vibration a été largement utilisée dans les diagnostics de transmission par engrenage. Cela pourrait être dû à une meilleure compréhension des vibrations des engrenages. De plus, toute variation du signal vibratoire peut facilement être attribuée aux caractéristiques dynamiques de l'engrenage et à ses défauts. 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. Il est démontré que les défauts locaux d'engrenage ont un impact direct sur les signaux sonores. Les impulsions dues au défaut sont observées dans les ont un impact direct sur les signaux sonores. Comme il y a de plus en plus de défauts locaux, le signal acoustique de la transmission aura un caractère non stationnaire. [43]

## **2.6 Conclusion**

Au terme de ce chapitre, nous pouvons distinguer certains aspects sur le comportement acoustique vibratoire des transmissions par engrenage, comme différentes sources d'excitation vibratoire et techniques de détection de défaillance.

**CHAPITRE 03 :**

**Modélisation et résultats de  
Simulation**

### **3.1 Introduction**

Aujourd'hui, l'industrie doit répondre de plus en plus rapidement aux besoins des consommateurs. La concurrence avec d'avantage de nouveaux produits est très rapide et leur cycle de vie est de plus en plus court. Par conséquent, il est nécessaire de réduire le temps de conception des produits. Depuis l'introduction de l'informatique pour la conception, la CAO et la FAO, il a été possible de concevoir et de simuler de nouveaux produits avec une vitesse et une précision plus élevée. Ces dernières années, il y a eu de plus en plus de discussions sur la réduction du nombre de prototypes utilisés dans le cycle de conception. Ces prototypes sont utilisés pour vérifier les choix de conception où sont utilisés pour vérifier la validité des simulations ou des calculs de résistance. [44]

Dans ce chapitre nous allons présenter les étapes de partie de conception (modélisation) d'engrenage faites sur le logiciel SolidWorks puis la partie simulation sous ABAQUS. Par conséquent, ce chapitre a été introduit par une première partie donnant une vision générale sur les deux logiciels.

Ensuite, une deuxième partie qui traite la méthode de la conception (modélisation, résultats de simulation) en 3D de l'engrenage.

### **3.2 Conception Assistée par Ordinateur (CAO)**

Nous pouvons définir la Conception Assistée par Ordinateur (CAO) par l'ensemble des outils logiciels et des techniques informatiques qui permettent d'assister les concepteurs dans la conception et la mise au point d'un produit. Un logiciel de CAO se compose généralement de quatre parties majeures qui peuvent être organisées comme suit :

- Le modeleur géométrique.
- L'outil de visualisation.
- Un certain nombre d'applications.
- Un contrôleur.

### **3.3 Les avantages de la CAO**

Grâce aux solutions de CAO, nous pouvons transformer rapidement nos idées innovantes en produits d'exception. Son interface intuitive et ses puissantes fonctionnalités de conception favorisent un développement rapide et efficace des produits, ce qui renforce la réussite des entreprises. Des outils conviviaux tout en étant puissants, une diffusion claire des informations de conception, un prototypage virtuel et une génération rapide des données et des mises en plan

prêtes à être fabriquées. Tous ces atouts donnent un avantage très net sur un marché concurrentiel.

### **3.4 Les inconvénients de la CAO**

- Gain économique important ;
- Il n'y a pas un environnement réel ;
- Considérer les dimensions aux chiffres arrondis ;
- La surface est considérée parfaite ;
- Le matériau est considéré comme étant un milieu continu.

Les Outils de CAO

Parmi les outils de la CAO, nous citons :

- a) Solid Works
- b) Abaqus
- c) Auto CAD
- d) Catia

### **3.5 Définition du logiciel SolidWorks**

Le logiciel de conception mécanique SolidWorks est un outil de conception de modélisation volumique paramétré, basée sur des fonctions, qui tire parti des fonctionnalités de Windows, connu pour sa convivialité. On peut créer des modèles volumiques 3D entièrement intégrés (avec ou sans contraintes) tout en utilisant des relations automatiques ou définies par l'utilisateur pour saisir l'intention de conception.

Un modèle SolidWorks est entièrement intégré par rapport aux mises en plan et aux assemblages qui le référence. Les changements introduits dans le modèle sont entièrement reflétés dans les mises en plan et les assemblages qui lui sont associés.

Inversement, si on effectuera des changements dans le contexte d'une mise en plan ou d'un assemblage, ces changements sont reflétés dans le modèle. [45]

### **3.5 Historique**

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été acheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes.

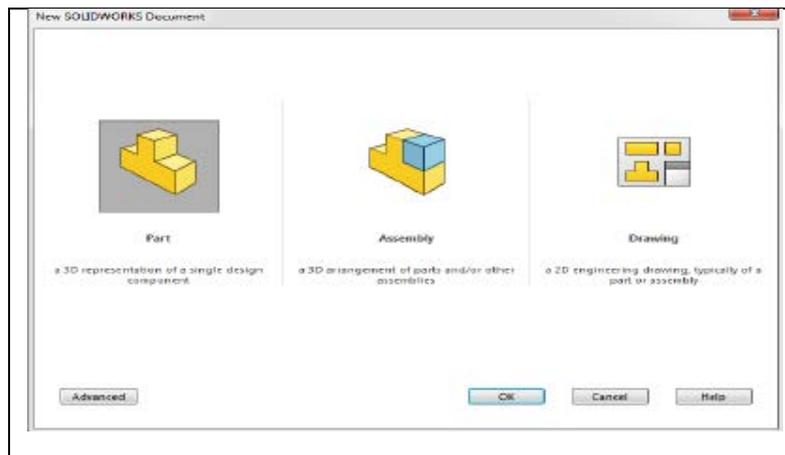
Parmi les plus grandes organisations utilisant SolidWorks, on peut citer Michelin, AREVA, Patek Philippe, MegaBloks, Axiome, ME2C, SACMO, le Boulch, Robert Renaud et le Ministère de l'Éducation nationale français. [46]

### 3.6 Etapes principales de modélisation d'engrenage

Ouvrir SolidWorks, lors de l'ouverture, Cliquer sur nouveau document apparition de l'écran

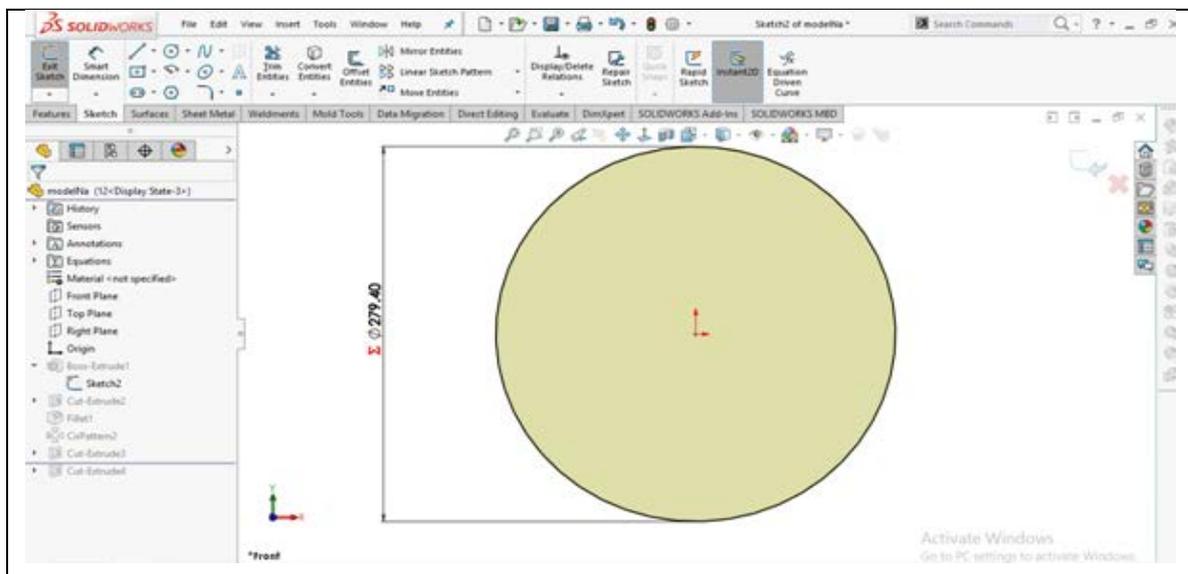
de démarrage :  3 possibilités sont proposées :

1. Pièce.
2. Assemblage (de pièces).
3. Mise en plan (de pièces ou d'assemblage de pièces).



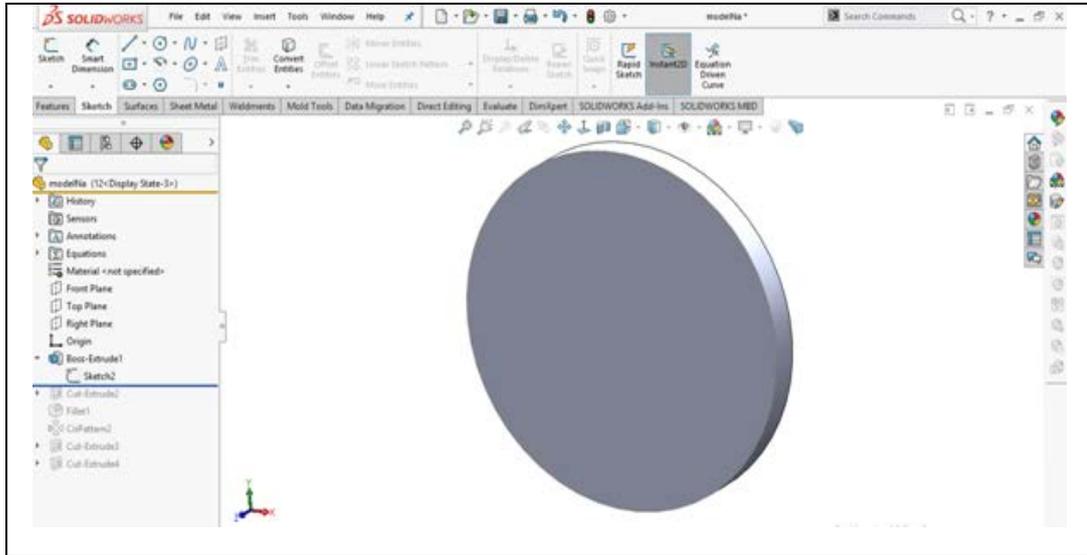
Sélectionner **Pièce** puis click **Ok**.

Après la définition du plan de travail en deux dimensions (2D) la première étape est le dessin des cercles. (Figure 3.1)



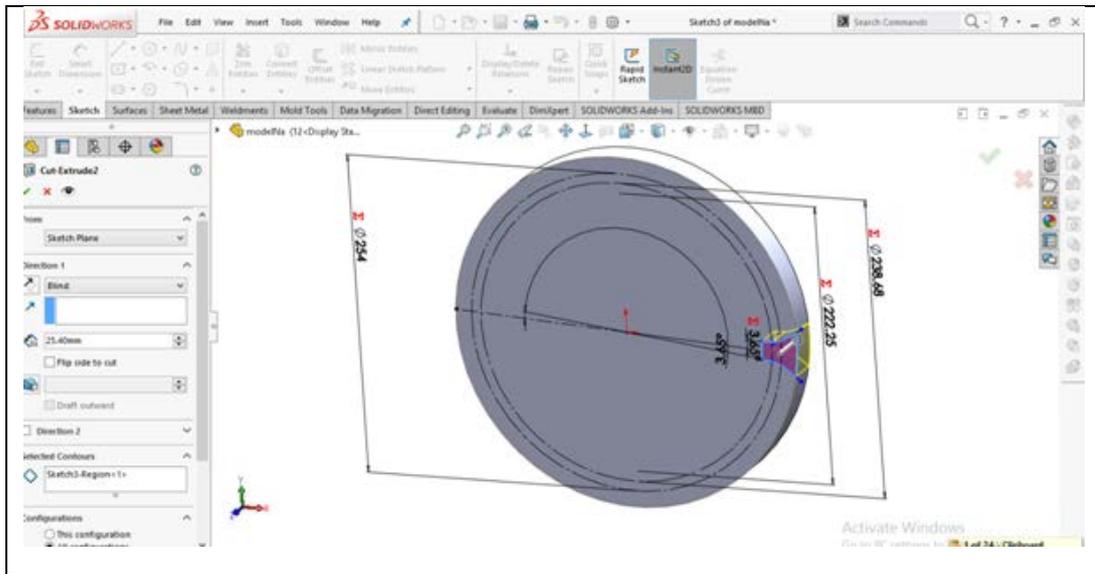
**Figure 3.1** Création des cercles.

Après on passera à l'étape d'extrusion (bossage) de la section droite. La section est définie dans une esquisse (qui apparaît alors dans l'arbre de création comme élément générateur de la fonction).



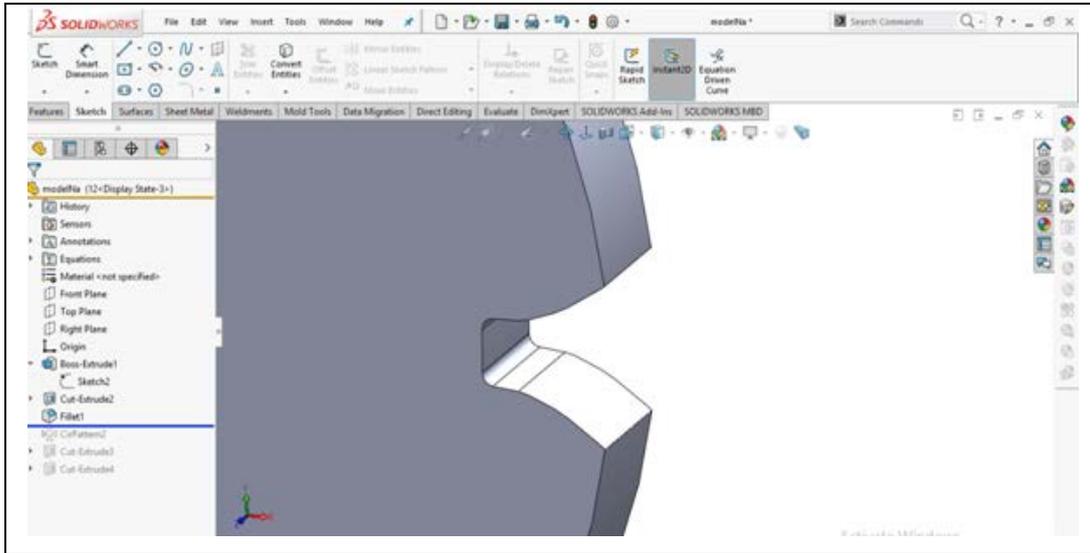
**Figure 3.2** Extrusion.

On a le cylindre de tête. Maintenant ; il reste de tracer les dents. Pour les dents il est suffisant de tracer deux flancs opposés de deux dents successives puis activer la commande répétition circulaire. La première étape dans la création des flancs est de les dessiner sur le plan dans une nouvelle esquisse avec les dimensions calculées.



**Figure 3.3** Répétition circulaire.

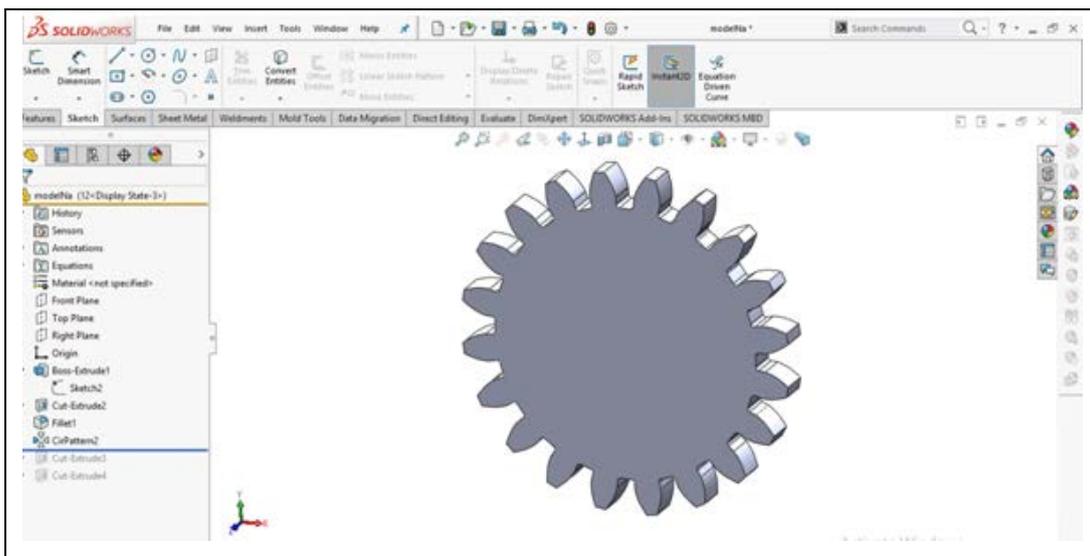
L'extrusion nous donne :



**Figure 3.4** Flancs de deux dents successives.

Puis on clique sur l'icône de répétition circulaire :

Outil  $\longrightarrow$  outils d'esquisse  $\longrightarrow$  répétition circulaire 



**Figure 3.5** Répétition circulaire.

A la fin on clique sur la fonction  après on donne une valeur pour enlever la matière :

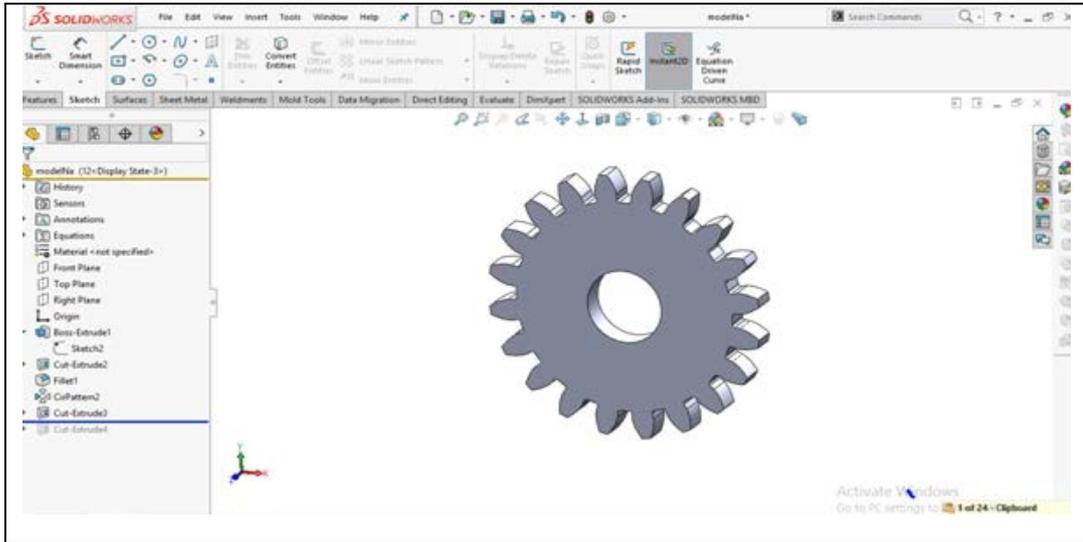


Figure 3.6 Modélisation d'engrenage après enlèvement de matière.

### 3.7 Géométrie D'engrenage

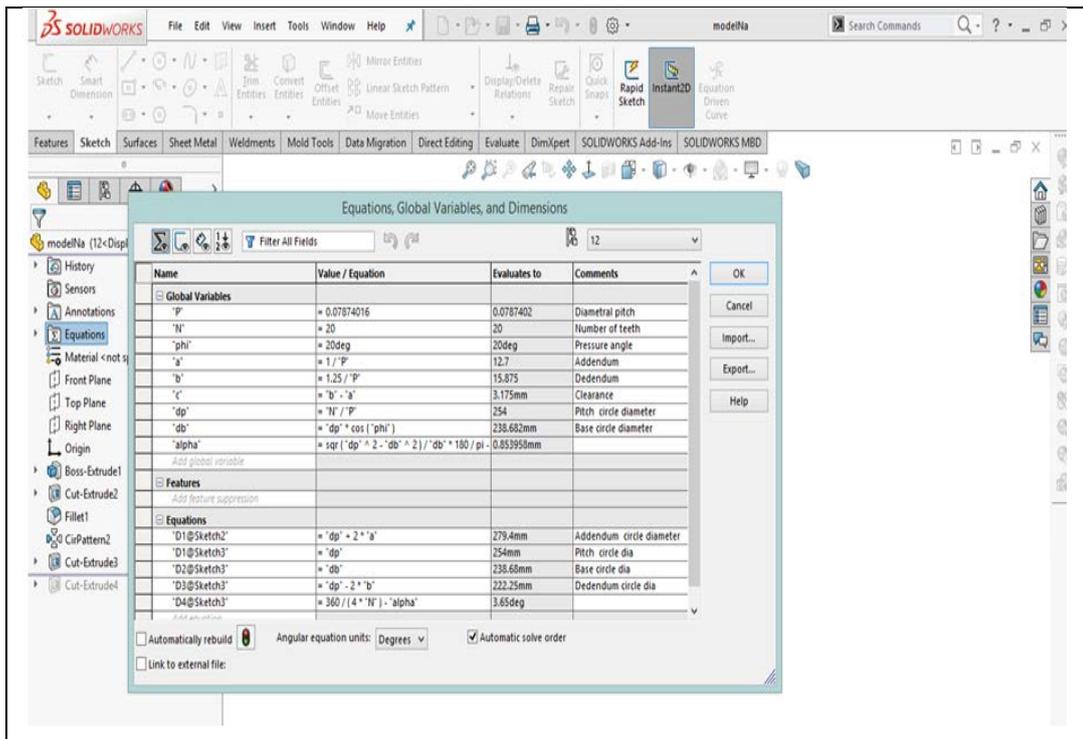


Figure 3.7 Géométrie D'engrenage.

### 3.8 Mise en Plan

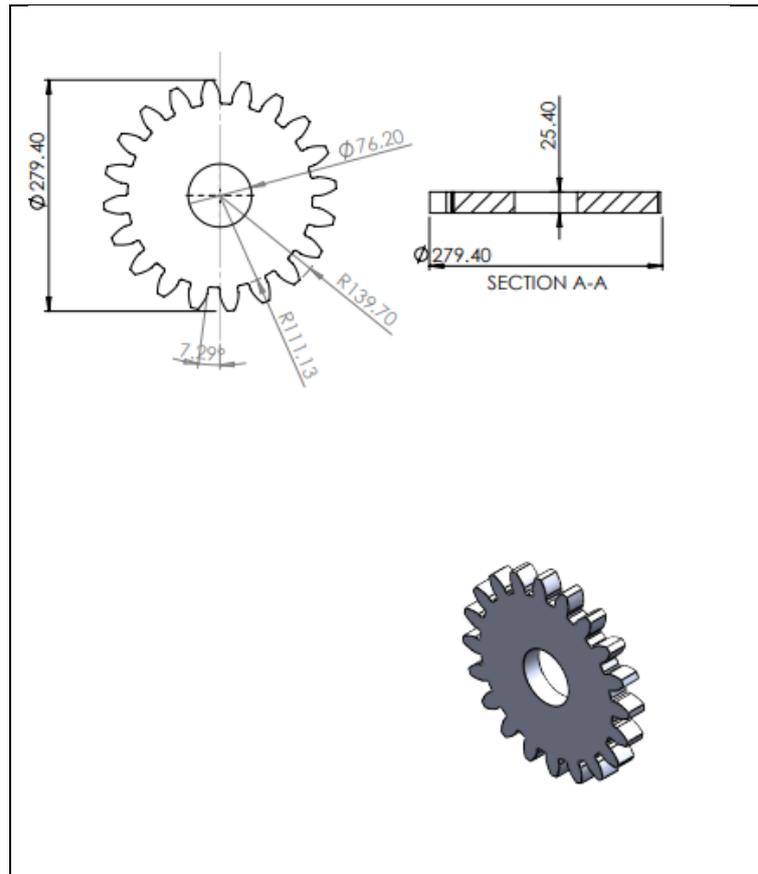
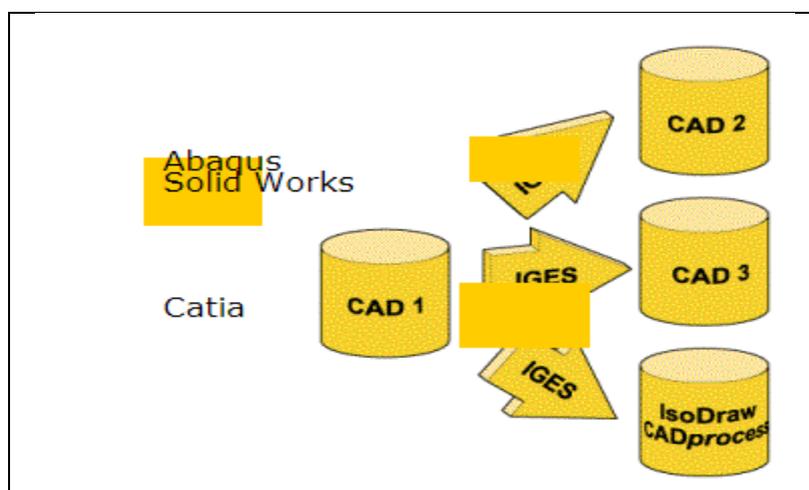


Figure 3.8 Mise en plan.

### 3.9 Import d'un CAO vers Abaqus

La plupart des logiciels de CAO sont munis de formats compatibles pour l'import des fichiers vers des logiciels de calcul. Le format d'export **IGES** est très répandu dans le monde de la CAO. Il peut décrire les données 2D et 3D.

Outre les préliminaires graphiques habituelles telles que la ligne ou le cercle, ce format permet de décrire des éléments très complexes. [47]



### 3.10 Définition du logiciel ABAQUS

ABAQUS est un code de calcul par la méthode des éléments finis créé en 1978. Il est avant tout un logiciel de simulation de problèmes très variés en mécanique. Simuler la réponse physique des structures soumises à des chargements, des températures, des impact ou autres conditions extérieures, Il est connu et répandu, en particulier pour ses traitements performants de problèmes non-linéaires [48].

#### 3.10.1 Généralité sur le code de calcul ABAQUS

ABAQUS compose de trois versions : ABAQUS/Standard, ABAQUS/Explicit et ABAQUS/CAE, figure 3.8.

ABAQUS/Standard : ABAQUS Est un solveur généraliste qui recourt à un schéma traditionnel d'intégration implicite [49].

- Résolution basée sur l'algorithme de Newton-Raphson et la méthode de Riks.
- Problèmes linéaires et non linéaires, Géométrie 1D, 2D, 3D et Axisymétrique.
- Nombreuses procédures d'analyse dans le domaine temporel et fréquentiel.

ABAQUS/Explicit : ABAQUS/ Explicit est un schéma d'intégration explicite pour résoudre des problèmes dynamiques ou quasi-statiques non-linéaires :

- Analyse non linéaire (discrétisation spatiale et temporelle).
- Problème transitoire et dynamique des structures.
- Résolution basée sur la méthode explicite d'intégration en temps.

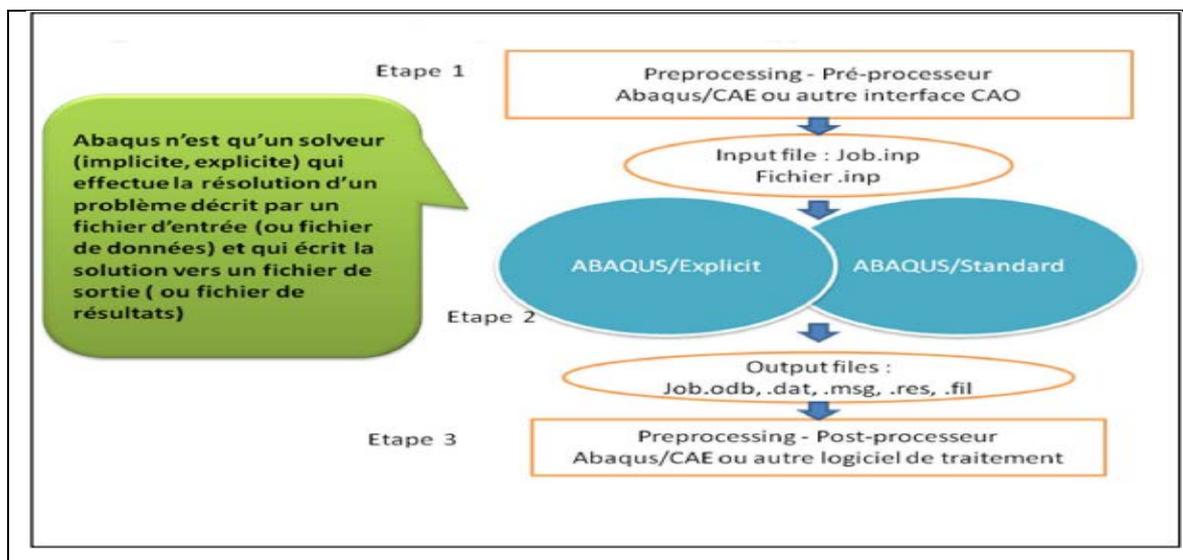
Le tableau ci-dessous présente une comparaison entre la méthode Explicite et Implicite :

**Tableau 3.1** Comparaison entre la méthode Explicite et Implicite. [50]

<b>Explicite</b>	<b>Implicite</b>
Conditionnellement stable	Inconditionnellement stable
Pas de temps réduit	Pas de temps géré par l'utilisateur
Précision en $\Delta t^2$	Précision en $\Delta t^2$
Inversion de [M], diagonale	Inversion de [M] + $\alpha$ [K], non diagonale
Taille mémoire réduite	Taille mémoire importante
Résolution élément par élément	Résolution globale, nécessite la convergence à chaque itération
Robuste	Pivots nuls, divergence

ABAQUS/CAE ABAQUS /CAE : Constitue une interface intégrée de visualisation et de modélisation pour les dits solveurs. Chacun de ces produits est complété par des modules additionnels et optionnels, spécifiques à certaines applications.

ABAQUS fut d'abord conçu pour analyser les comportements non-linéaires. Il possède en conséquence une vaste gamme des modèles de matériau. Ses modélisations d'élastomères, en particulier, méritent d'être reconnues.



**Figure 3.9** Structure d'une analyse sous Abaqus [49].

### 3.10.2 Les systèmes d'unités dans le logiciel ABAQUS

Avant de commencer à définir un modèle, nous devons choisir le système d'unités que nous utiliserons. ABAQUS n'a pas de système intégré d'unités. Toutes les données d'entrée doivent être spécifiées dans des unités cohérentes dans les résultats qui suivent le système d'unité et base sur SI (mm). [50]

Le tableau 3.2 suivant représente la correspondance des unités sous Abaqus :

**Tableau 3.2** Correspondance des unités.

Masse	Longueur	Temps	Force	Pression	Energie
M	L	T	M.L.T-2	M.L-1. T-2	M.L2.T-2
Kilogramme	Mètre	Seconde	Newton	Pascal	Joule
Gramme	Millimètre	Milliseconde	Newton	Méga Pascal	Milli Joule
Tonne	Millimètre	Seconde	Newton	Méga Pascal	Milli Joule

### 3.10.3 Organisation de l'interface Abaqus CAE

Il est important de savoir que le module CAE (Complète Abaqus Environnement) (figure 3.10) qu'on va l'utiliser pour créer le jeu des données est relativement récent (quelques années) et qu'il est plutôt destiné à la mise en données des problèmes relativement classiques.

Donc pas toutes les commandes utilisables dans Abaqus sont faites souvent le choix des paramètres par défaut.

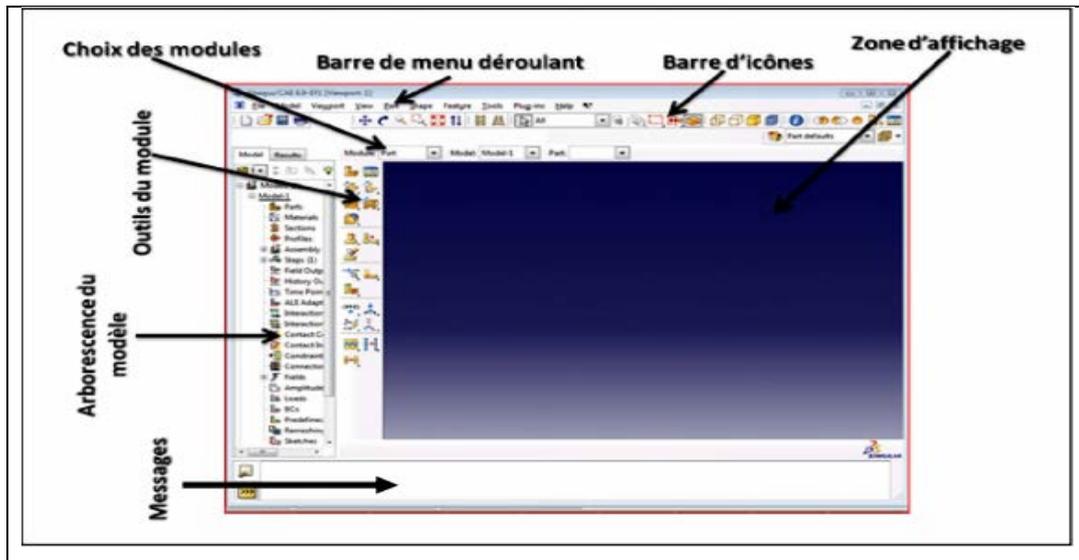


Figure 3.10 Organisation d'Abaqus [51].

### 3.10.4 Les modules

La réalisation complète d'un jeu de données s'effectue après un passage successif dans les modules, figure 3.11.

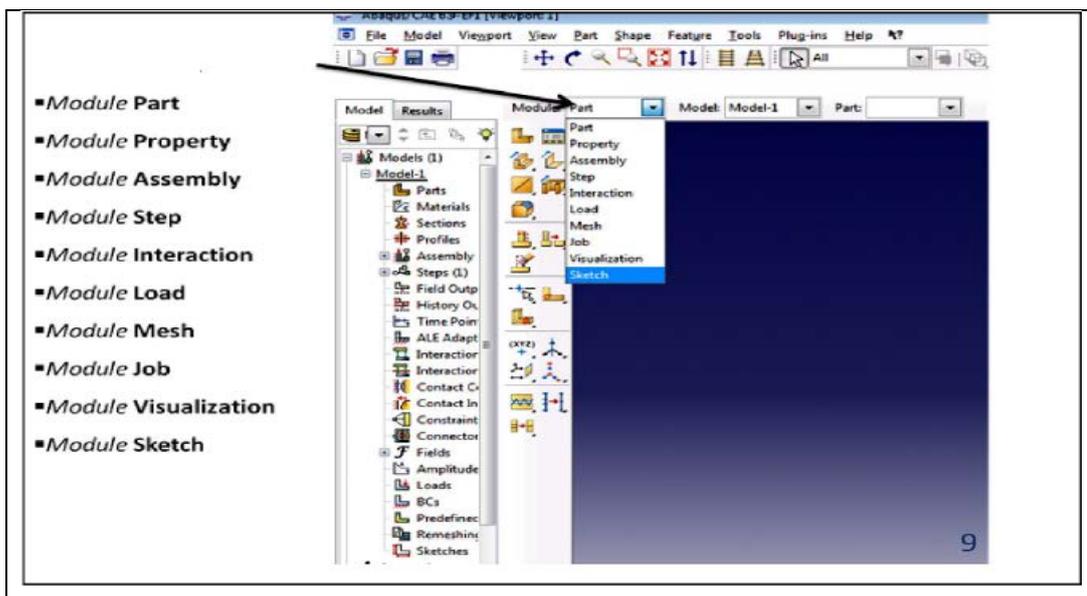


Figure 3.11 Réalisation de la mise en données d'un problème [52].

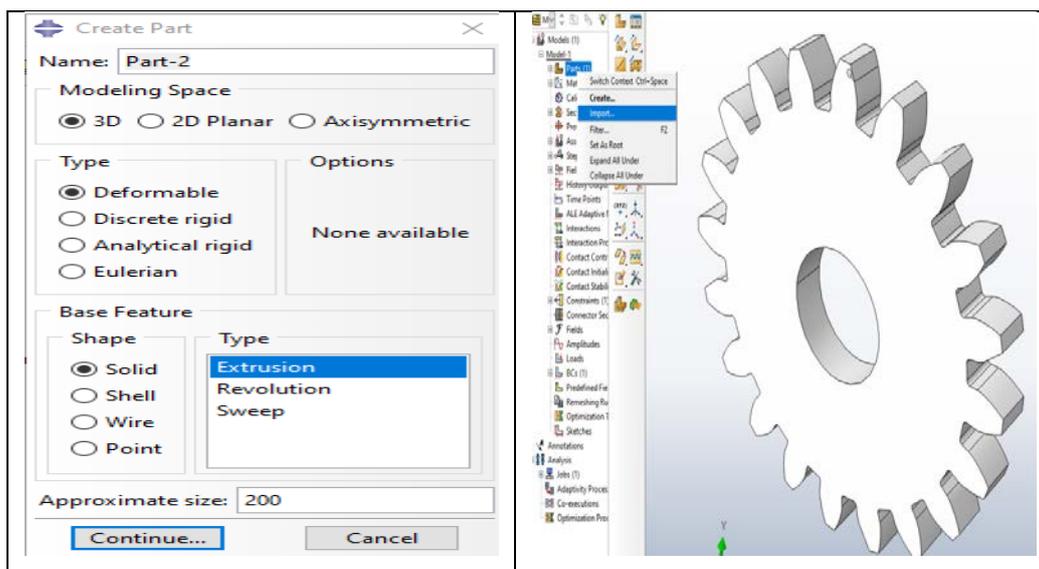
**Module Part** : Ce module définit la géométrie des entités du modèle, Figure 3.11. Elle comprend les parties déformables et les parties rigides. Pour les créer, il faut utiliser l'icône de création en haut à gauche, et puis sélectionner convenablement :

\*L'espace de modélisation : 3D par exemple ;

\*Le type d'entité à générer : déformable ;

\*La forme de l'entité.

Dans tous les cas nous allons passer dans un autre environnement de type CAO où nous dessinerons nos pièces. Dans le cas d'un solide rigide, il est nécessaire de définir un point de référence. C'est en fait en ce point que sont définis les degrés de liberté du solide sur lesquels nous imposerons des conditions aux limites par la suite. Ceci se fait dans le menu Tools, grâce à la commande **Référence point**. Ce module intègre aussi un sous module appelé **Sketch** qui permet de créer des formes bidimensionnelles qui ne sont pas associés à un objet. Il peut être aussi utilisé pour des extrusions par exemple, mais puisque nous avons modélisé notre engrenage sur **SW** nous avons ignoré ce module. Le module **Part** nous permet aussi d'importer notre pièce comme le montre la figure 3.12.



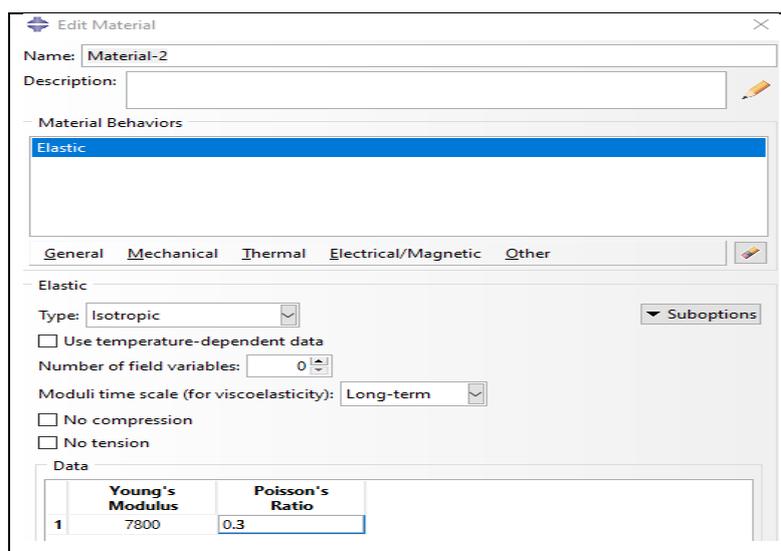
**Figure 3.12** Module Part.

**Module Property** : On y définit les propriétés du ou des matériaux figure 3.13 (des parties déformables du modèle) et la masse des corps rigides si nécessaire. Dans le cas présent, nous avons à définir des propriétés élastiques et/ou plastiques. Pour créer un matériau, il suffit de cliquer sur l'icône en haut à gauche.

Il vaut mieux ensuite donner un nom spécifique à chacun de matériaux ce qui la création d'une base de données, il nous reste à définir :

Les propriétés élastiques via Mechanical, Elasticity, Elastic (module de Young et le coefficient de Poisson pour un matériau isotrope).

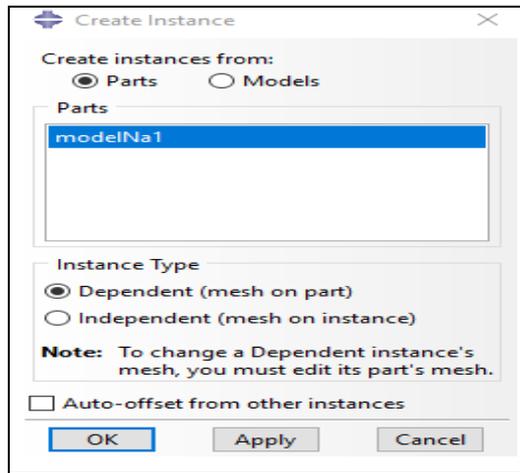
Les propriétés plastiques via Mechanical, Plasticity, Plastic. (Sous l'hypothèse d'un écrouissage isotrope, la courbe d'écrouissage est entrée sous la forme : limite d'élasticité/déformation plastique. Dans cette courbe, la contrainte est de type Cauchy (F divisée par la surface actuelle) et la déformation est logarithmique ( $\ln(L/L_0)$ ). Il faut ensuite affecter les propriétés matériau à une entité du maillage. Nous aurons à faire référencer à un matériau et il ne nous restera plus qu'à Donner une valeur à l'épaisseur.



**Figure 3.13** Propreté Matériaux et section.

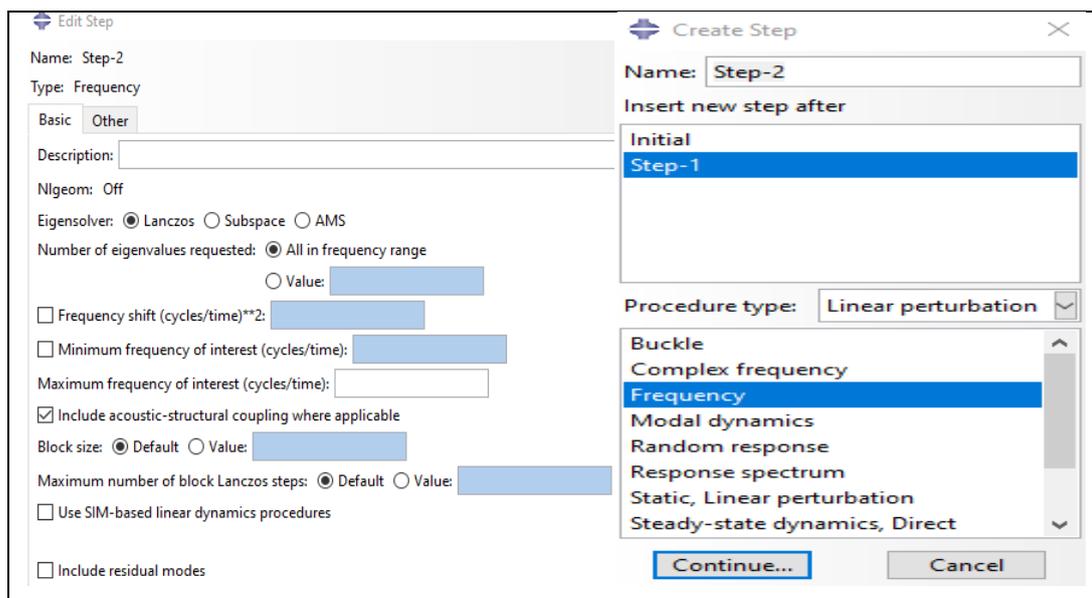
Dans la partie **Material Behaviors**, nous avons la possibilité de rentrer différentes valeurs numériques ou lois physiques. Le logiciel Abaqus travaille sans unités, il est donc préférable de les définir avant et de s'en tenir tout au long du calcul.

Module Assembly : Ce module, il s'agit de créer une instance figure 3.14 à partir des entités que nous avons définies dans le module **Part**. Ces instances seront celles que nous allons manipuler par la suite dans le modèle. Dans le cas général, à partir de l'icône en haut à gauche, pour créer une instance il faut sélectionner tous les éléments créés dans **Part**.



**Figure 3.14** Instance et assemblage.

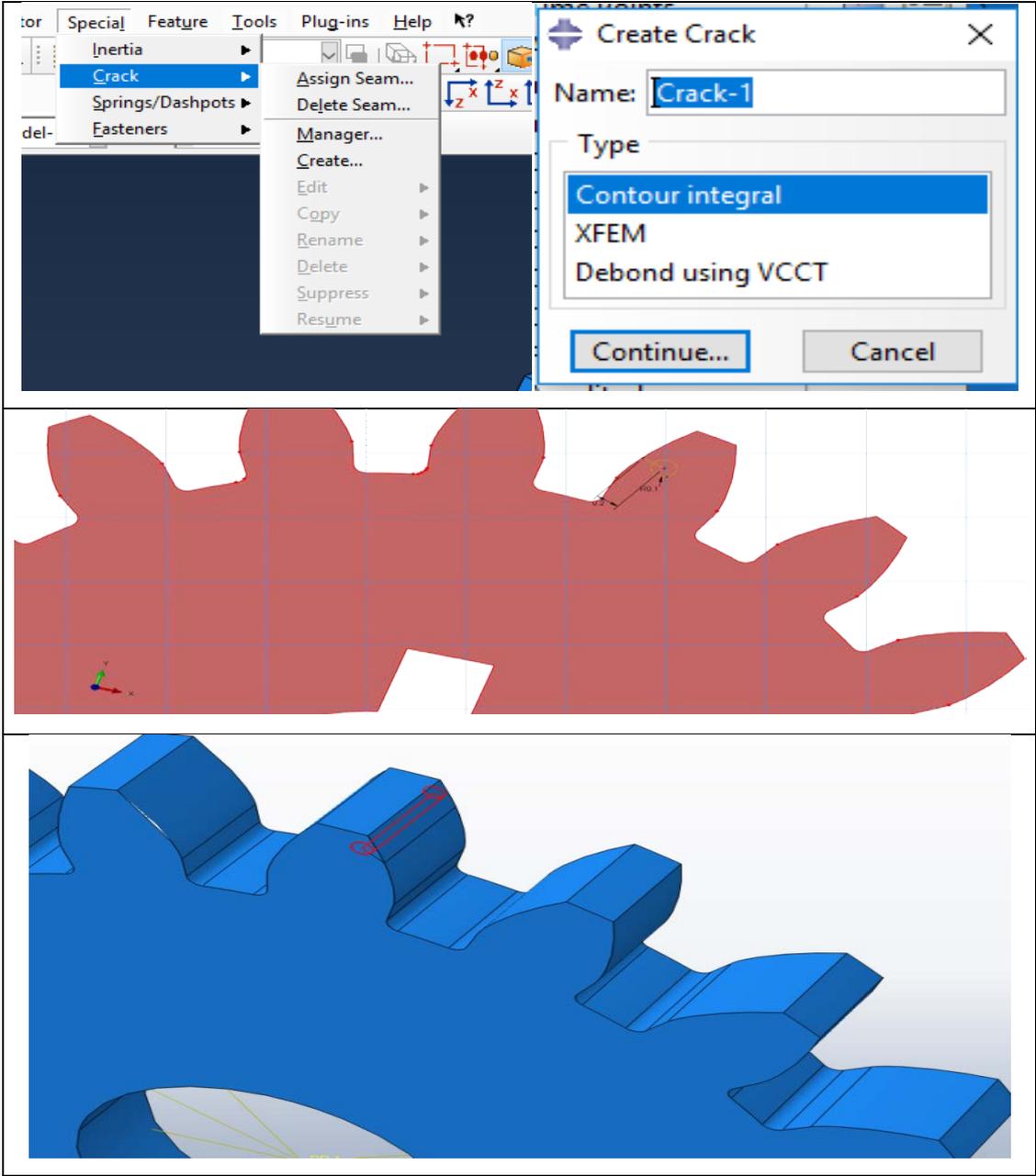
Module Step : C'est ici (figure 3.15) que nous choisirons dans le cas d'études de crash ou d'impact, le module Dynamic explicite. Nous remarquerons au passage les nombreuses autres possibilités qui sont offertes par ce code de calcul.



**Figure 3.15** Création de step.

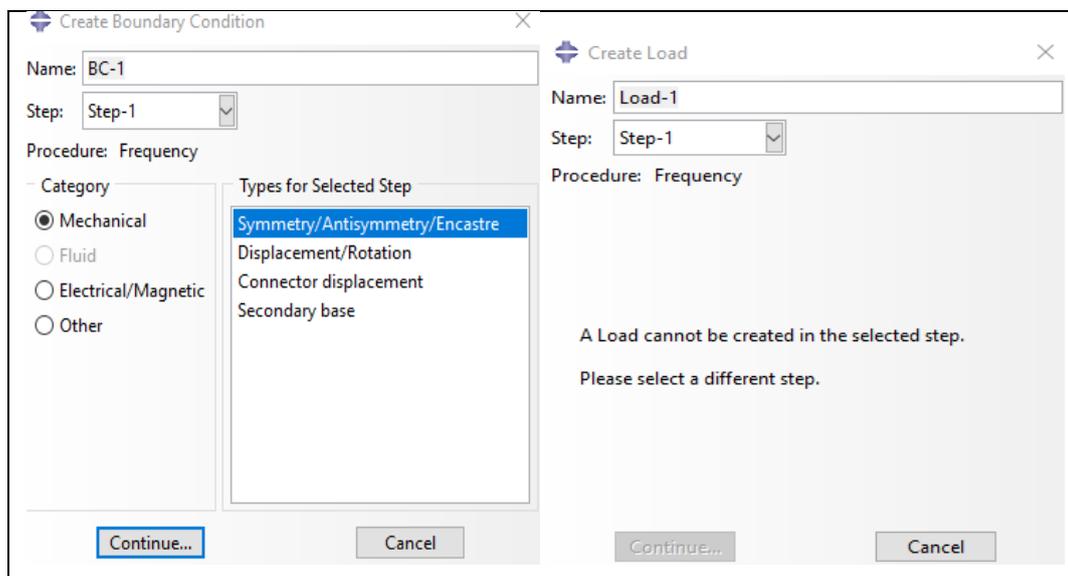
Module Interaction : Grâce à ce module, il est possible de spécifier toutes les interactions entre les différentes parties et régions du modèle, qu'elles soient mécaniques, thermiques ou autres. Il faut savoir qu'ABAQUS ne prend en compte que les interactions explicitement définies, la proximité géométrique n'étant pas suffisante. Ce module aussi intègre la particularité d'intégrer la fissure dans le système à modéliser. Pour la création de la fissure : dans la barre de **menu**, on sélectionne **special-crack-create**, dans la nouvelle fenêtre, on nomme notre fissure « **Crack-1** », puis on choisit dans type contour integral et continue. Ensuite, on entre la position de la fissure, on clique sur le centre du Cercle puis sur **done**. Finalement, on va choisir la direction de

propagation de la fissure, on clique sur **qvectors**, on sélectionne la pointe de fissure comme origine du vecteur-direction et un point sur l'axe horizontal à droite comme son extrémité. (Figure 3.16)



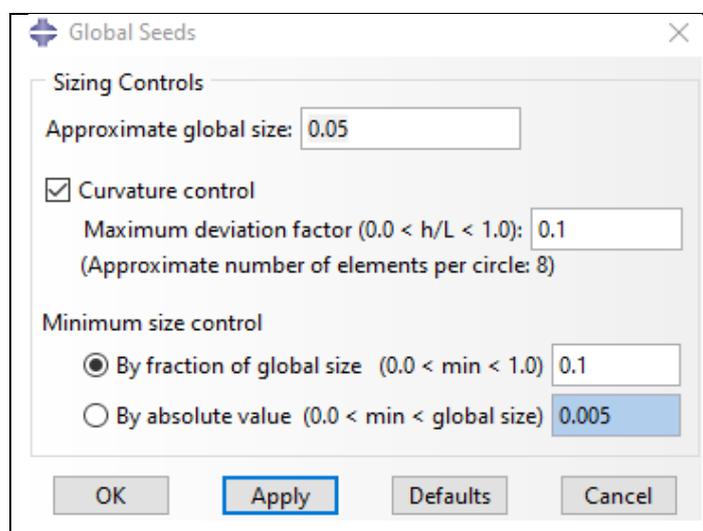
**Figure 3.16** Interaction et création du Crack (fissure).

Module Load : Le module Load permet de spécifier tous les chargements, conditions limites et champs (Figure 3.17). Il faut savoir que les chargements et les conditions limites sont dépendants des steps, par exemple une force est appliquée au step 1 mais inactive au step 2.



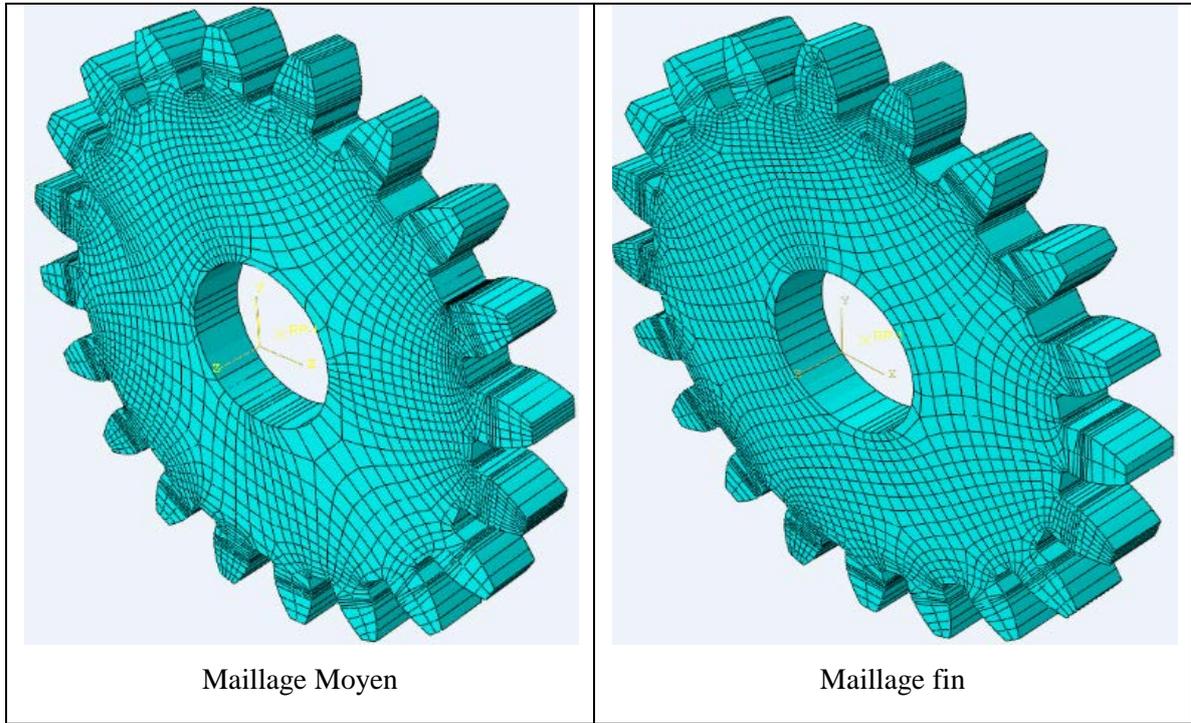
**Figure 3.17** Création des chargements.

Module Mesh : Le module Mesh contient tous les outils nécessaires pour générer un maillage élément fini sur un assemblage. (Figure 3.18)



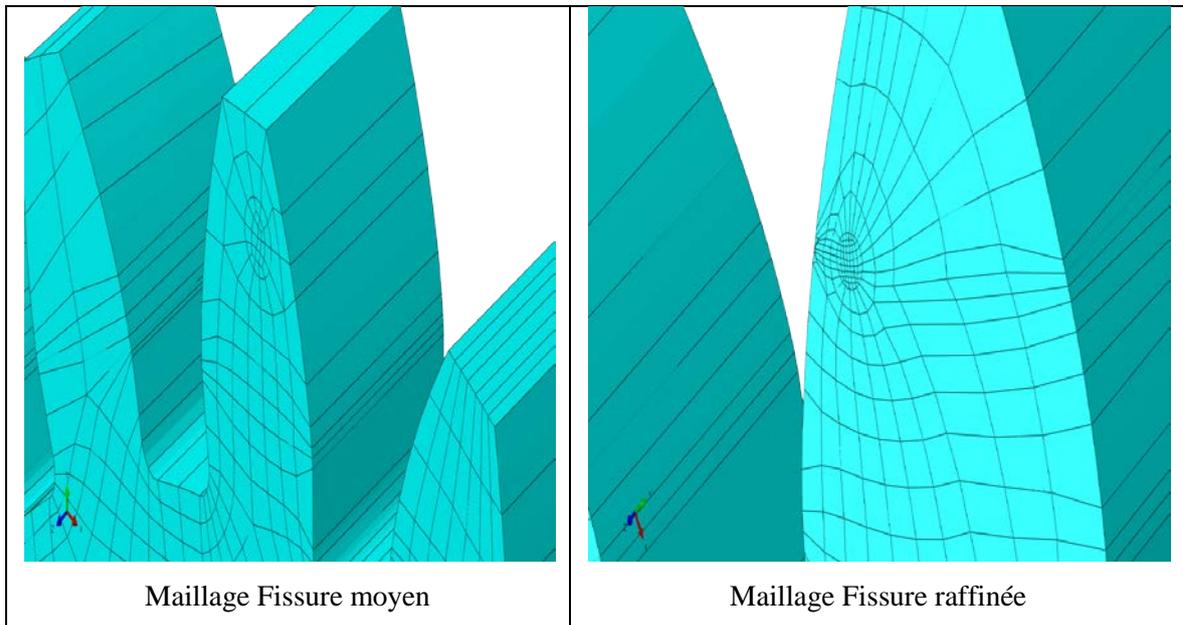
**Figure 3.18** Création de maillage.

La figure 3.19 représente un maillage structuré pour un engrenage à denture droite, nous avons choisi un maillage moyen de 19513 nœuds et un maillage plus fin à 19723 nœuds.



**Figure 3.19** Maillage structuré.

La figure 3.20 représente un maillage structuré pour un engrenage à denture droite fissuré.



**Figure 3.20** Maillage structuré (avec fissure).

Module Job : Le « lancement » du calcul est classique (Figure 3.21), Après avoir lancé le calcul, nous pouvons suivre l'évolution du procès en cliquant sur Monitor : nous pouvons ainsi avoir en temps réel l'évolution des incréments de chargement et apprécier la convergence des calculs.

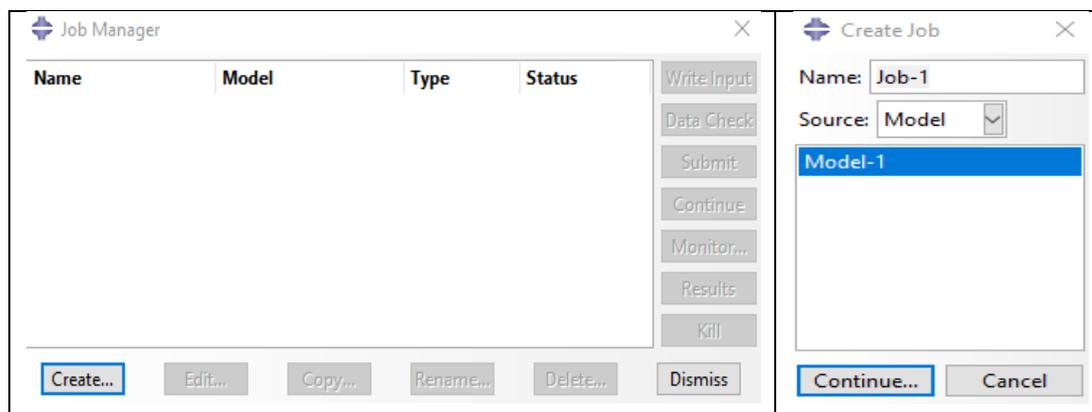


Figure 3.21 Lancement du calcul.

Module Visualisation : Ce module permet de visualiser les résultats de modèle obtenu, les courbes de charges, les déformations, comme illustré sur la figure 3.22.

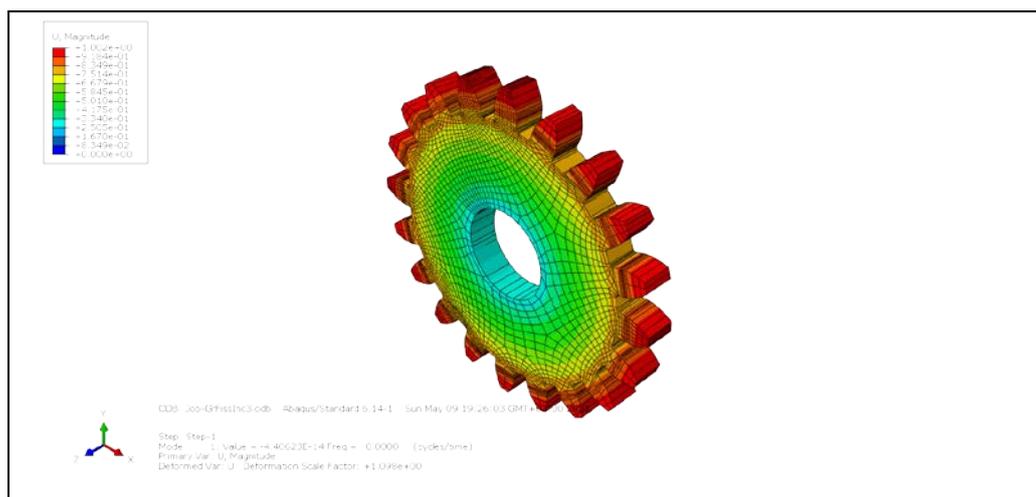


Figure 3.22 Visualisation d'engrenage.

### 3.10.5 L'arbre du modèle

L'arbre donne une description visuelle de la hiérarchie des objets du modèle. Tous les objets sont indiqués par de petites icônes avec en parenthèses le nombre de ces objets. L'ordre de l'arbre reflète l'ordre classique d'élaboration du modèle.

A partir de cet arbre il est possible de retrouver la plupart des fonctionnalités de la barre de menu principale. Par exemple, double clic sur **Part** permet de créer une nouvelle Part comme sélectionner **Part** -> **Create** dans la barre de menu.

### 3.10.6 Les éléments dans ABAQUS

Un très large choix d'éléments (plus de 100), chaque élément est caractérisé par : famille, ddl, nombre des nœuds, intégration ; Possibilités aussi de programmer de nouveaux éléments (en FORTRAN, sur ABAQUS/Standard). [53]

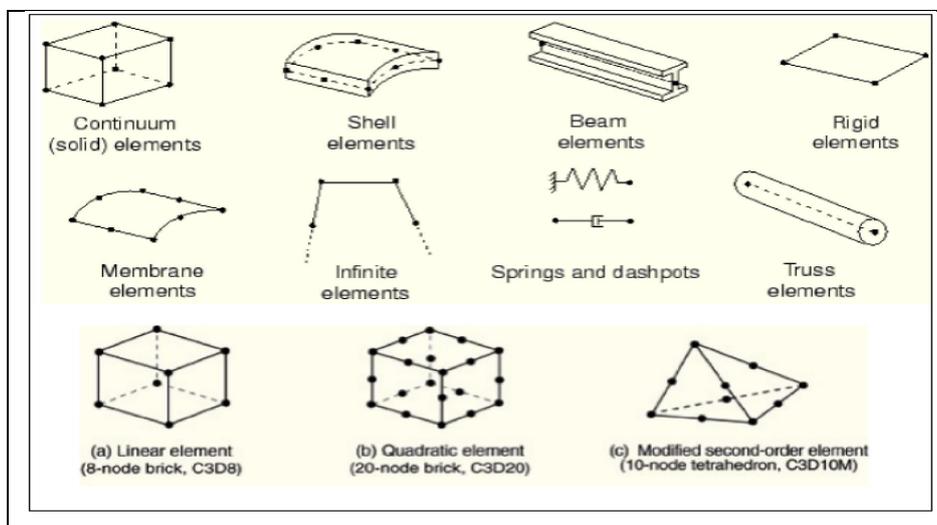


Figure 3.23 Quelque élément dans le logiciel Abaqus [52].

## 3.11 Problématique

Généralement les engrenages subissent des problèmes vibratoires au niveau des dents pendant l'engrènement (ou au niveau du corps), ce qui va augmenter leur usure et leur déformation. Pour atteindre notre objectif nous présentons une analyse modale et harmonique en faisant varier les différents paramètres afin de montrer l'influence de ces derniers sur le comportement vibratoire d'engrenage.

## 3.12 Modélisation d'engrenage

Nous avons importé le pignon par logiciel ABAQUS, ses propriétés physiques sont représentées dans le tableau suivant :

Tableau 3.3 propriétés physiques d'engrenage.

Matériau	Module de Young	Coefficient de poisson	Masse volumique
Acier	210000 N.mm <sup>-2</sup>	0.3	+7800 E-9 Kg.mm <sup>-3</sup>
Phosphor	110000 N.mm <sup>-2</sup>	0,341	8860E-9 Kg .mm <sup>-3</sup>

Le tableau suivant illustre les propriétés géométriques d'engrenage utilisé pour faire l'analyse modale et harmonique.

**Tableau 3.4** Propriétés géométriques d'engrenage analysé.

Désignation	Symbole	Valeur (mm)
Module	<b>m</b>	12.7
Nombre de dents	<b>Z</b>	20
Diamètre primitif	<b>d</b>	254
Diamètre de tête	<b>d<sub>a</sub></b>	279.4
Diamètre de pied	<b>d<sub>f</sub></b>	222.25
Saillie	<b>h<sub>a</sub></b>	12.7
Creux	<b>h<sub>f</sub></b>	15.87
Hauteur de dent	<b>h</b>	28.57
Pas	<b>p</b>	39.78

### 3.13 Résultats de Simulation

#### A) Analyse modale

A partir de l'analyse modale on détermine les fréquences propres de notre engrenage.

##### A.1 Fréquences propres d'engrenage (sans fissure)

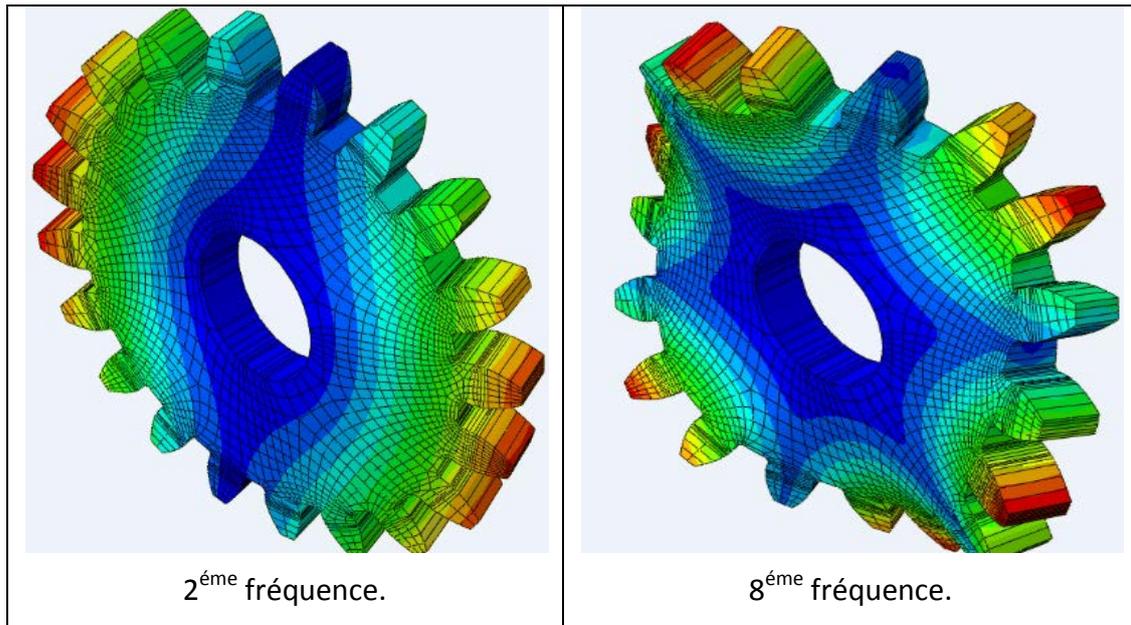
Le tableau 3.5 représente suivant le type de matériau, les valeurs des fréquences propres des dix premiers modes.

**Le tableau 3.5** Fréquences propres d'un engrenage à denture droite.

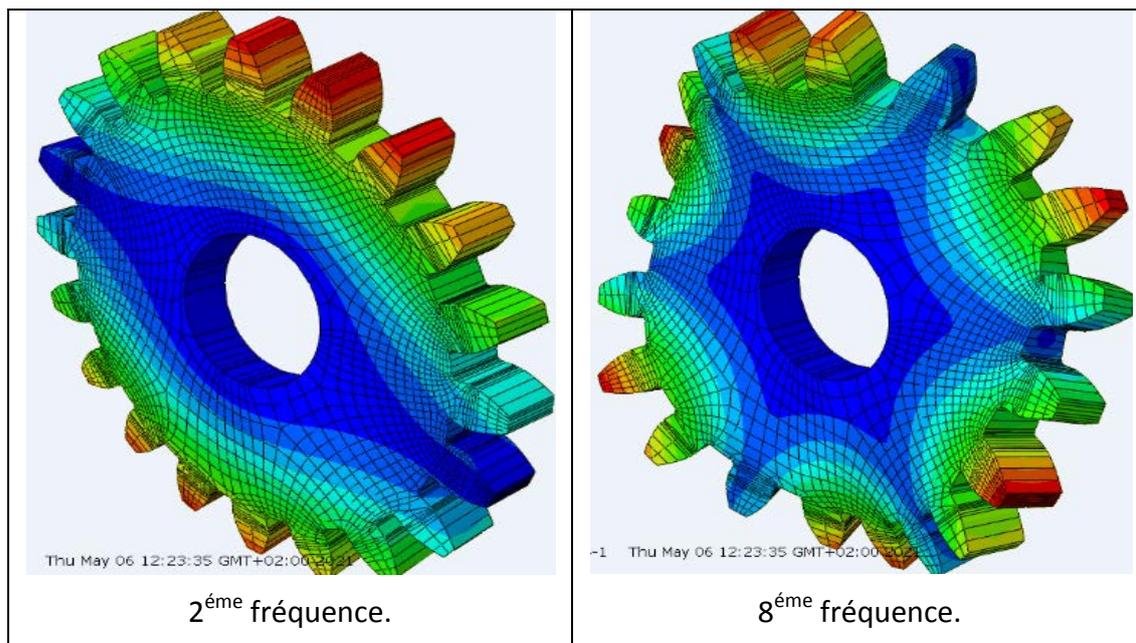
	Mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Acier	Fréq (Hz)	58.203	58.223	60.777	65.382	65.386	97.266	98.720	98.723	143.92	143.92
Bronze	Fréq (Hz)	40.153	40.173	42.252	44.196	44.200	65.058	66.193	66.195	96.404	96.408

Les figures suivantes représentent une cartographie du 2ème et 8ème mode pour l'acier et le bronze :

➤ Acier :



➤ Bronze :



**Figure 3.24 Représentation** du 2<sup>ème</sup> et 8<sup>ème</sup> mode d'un engrenage à dentures droites.

### Interprétation

On remarque que la variation du type de matériau influe sur la fréquence du premier mode ainsi que la densité modale. Ainsi nous constatons (cf tableau 3.5) que pour l'acier le premier mode est à 85Hz tandis que pour le bronze cela correspond à 40Hz environ.

Pour la suite des résultats on se contente d'utiliser un engrenage à dentures droites en Acier.

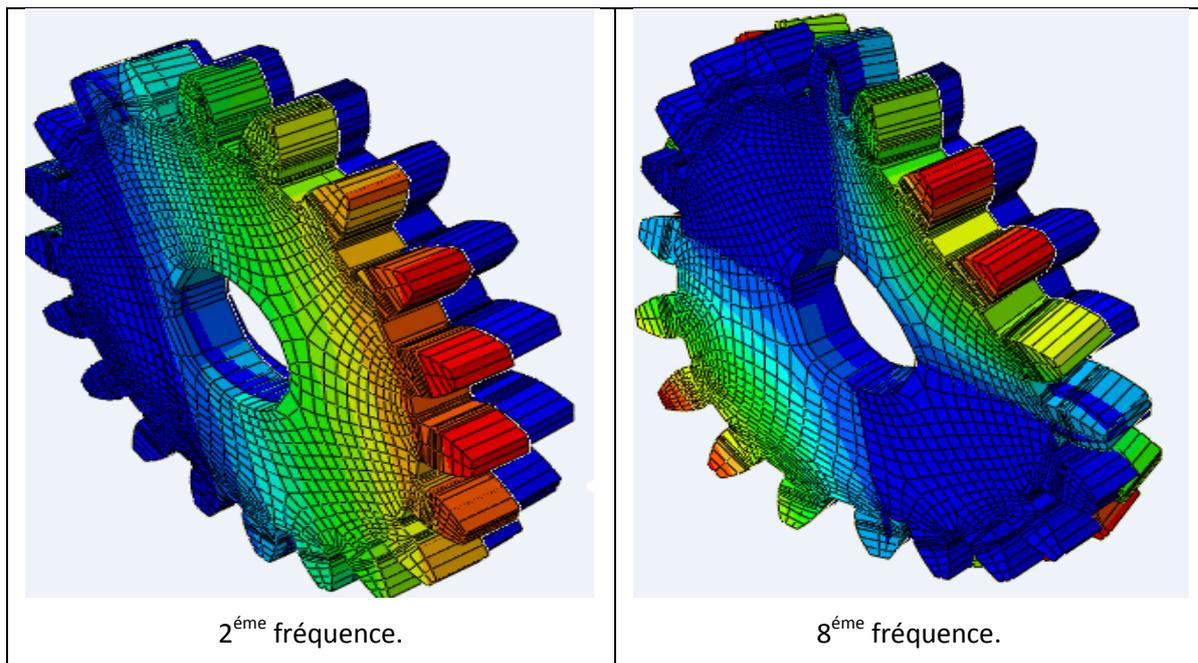
## A.2 Fréquences propres d'engrenage (avec fissure)

Le tableau 3.6 représente les valeurs des fréquences propres des dix premiers modes d'un engrenage **fissuré** à dentures droites.

**Tableau 3.6** Fréquences propres d'un engrenage fissuré à dentures droites.

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Fréq(Hz)	1.26E05	58.140	58.156	60.707	65.336	65.346	98.711	98.713	143.92	143.93

La figure 3.25 représente une cartographie du 2<sup>ème</sup> et 8<sup>ème</sup> mode d'un engrenage fissuré.



**Figure 3.25** Cartographie du 2<sup>ème</sup> et 8<sup>ème</sup> mode d'un engrenage fissuré.

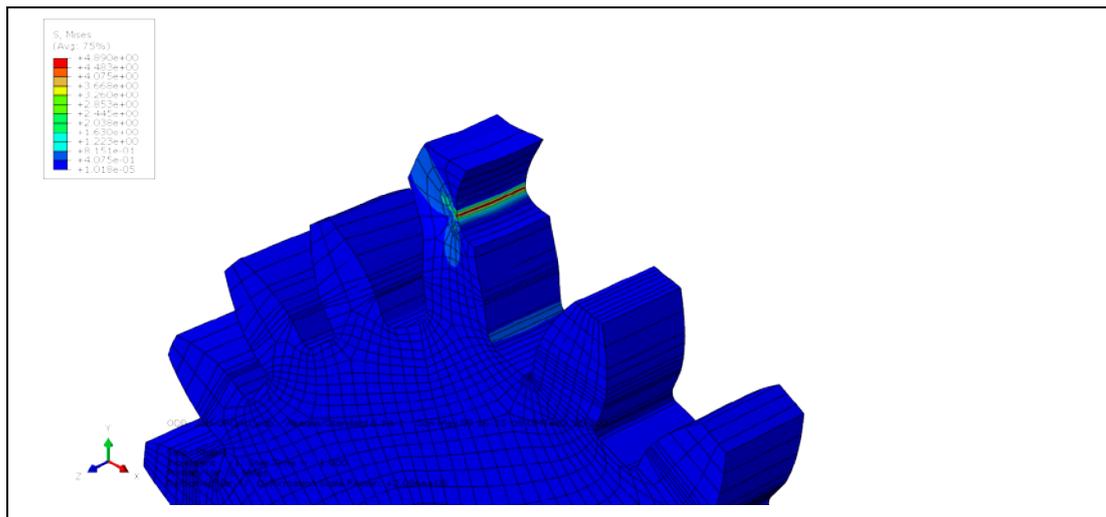
### Interprétation

Nous remarquons que l'existence de la fissure influe sur les fréquences en comparant avec les résultats précédentes (tableau 3.5), on peut expliquer ça physiquement par une perte d'énergie. On remarque toujours une augmentation des valeurs des fréquences propres selon les modes.

## A.3 Distribution des contraintes au niveau de la fissure

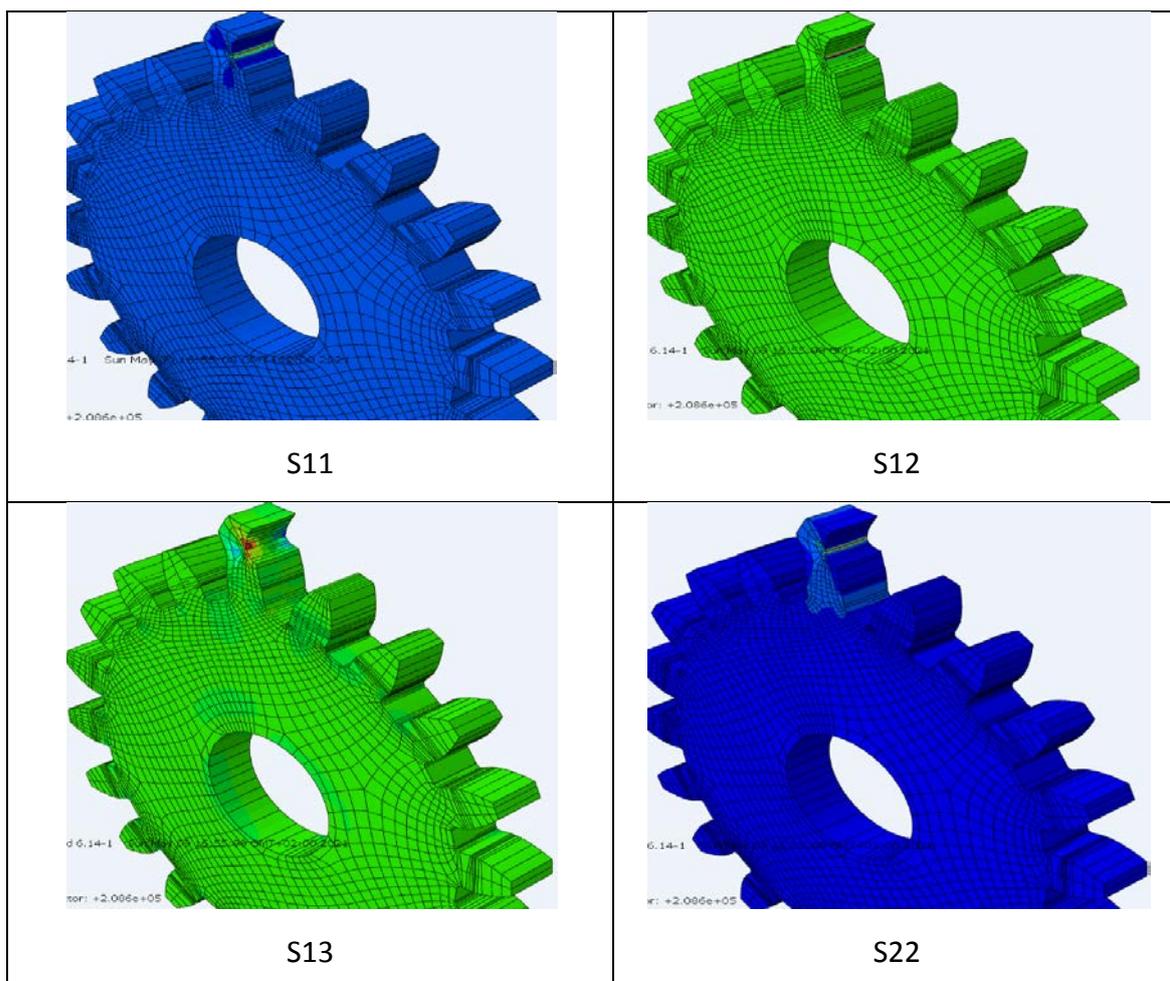
L'effet de la présence d'une fissure dans un élément de structure est connu depuis longtemps, on sait qu'il conduit à une concentration d'énergie. Alors afin de montrer l'existence (concentration) des contraintes au niveau de la fissure, nous avons appliqué une charge (pression) dans le point de contact des dentures (ligne de contact). Ainsi nous obtenons les résultats qui suivent selon les différentes directions :

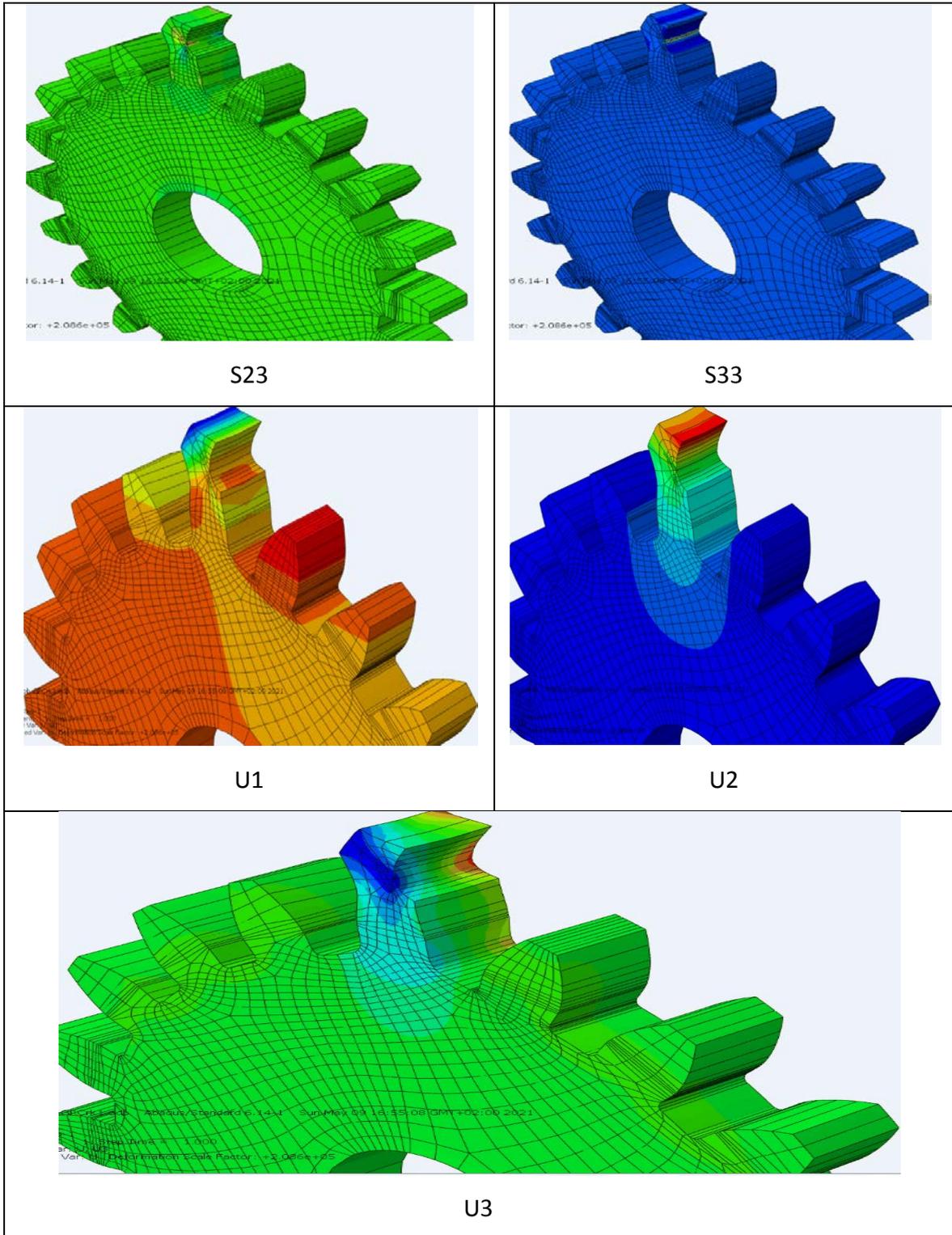
➤ Contrainte moyenne (V. Mises)



**Figure 3.26** Cartographie d'un engrenage fissuré avec pression.

➤ Selon les directions (contraintes) axiales/planes :





**Figure 3.27** Distribution des contraintes au niveau de fissure selon les directions.

Le tableau 3.7 représente les valeurs des facteurs d'intensité selon le contour de crack.

**Tableau 3.7** Valeurs des facteurs d'intensité.

Contour \ K	1	2	3	4	5
K1	0.4672	0.4679	-0.1322	-0.1326	-0.1334
K2	-6.5886E-02	-6.5935E-02	-0.3120	-0.3093	-0.3085
K3	-1.5906E-02	-1.6173E-02	-8.5244E-03	-8.1679E-03	-8.0737E-03

### Interprétation

Le facteur d'intensité de contrainte augmente lorsque la taille de la fissure augmente. Quand le facteur d'intensité de contrainte atteint une valeur critique, les contraintes sont tellement importantes en pointe de fissure qu'il y a rupture brutale. Cette valeur seuil est appelée ténacité, elle est notée  $K_{IC}$ .

### B) Etude paramétrique

Dans cette partie nous allons étudier l'influence des paramètres (taille, angle et position de la fissure) sur l'engrenage.

#### ➤ 1<sup>er</sup> cas : Influence de taille de la fissure

Le tableau 3.8 représente les valeurs des fréquences propres des dix premiers modes d'un engrenage fissuré à différentes tailles de fissure ( $a=0.2/0.3/0.4\text{mm}$ ).

**Tableau 3.8** Fréquences propres d'engrenage (cas N°1).

Taille fissure	Mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a=0.2	Fréq (Hz)	1.26E05	58.140	58.156	60.707	65.336	65.346	98.711	98.713	143.92	143.93
a=0.3	Fréq E-02 (Hz)	5.8152	5.8208	6.0743	6.5357	6.5365	9.7263	9.7810	9.7130	14.390	14.392
a=0.4	Fréq E-02 (Hz)	5.8151	5.8202	6.0736	6.5348	6.5370	9.7261	9.8709	9.8715	14.389	14.392

### Interprétation

On constate une variation importante (diminution) des fréquences propres, ainsi qu'on remarque qu'elle est beaucoup plus significative dans le cas des hautes fréquences.

### ➤ 2ème cas : Influence d'angle de la fissure

Le tableau 3.9 représente les valeurs des fréquences propres des dix premiers modes d'un engrenage fissuré à différentes valeurs d'angle de fissure ( $\alpha=20^\circ/30^\circ/45^\circ$ ).

**Tableau 3.9** Fréquences propres d'engrenage (cas N°2).

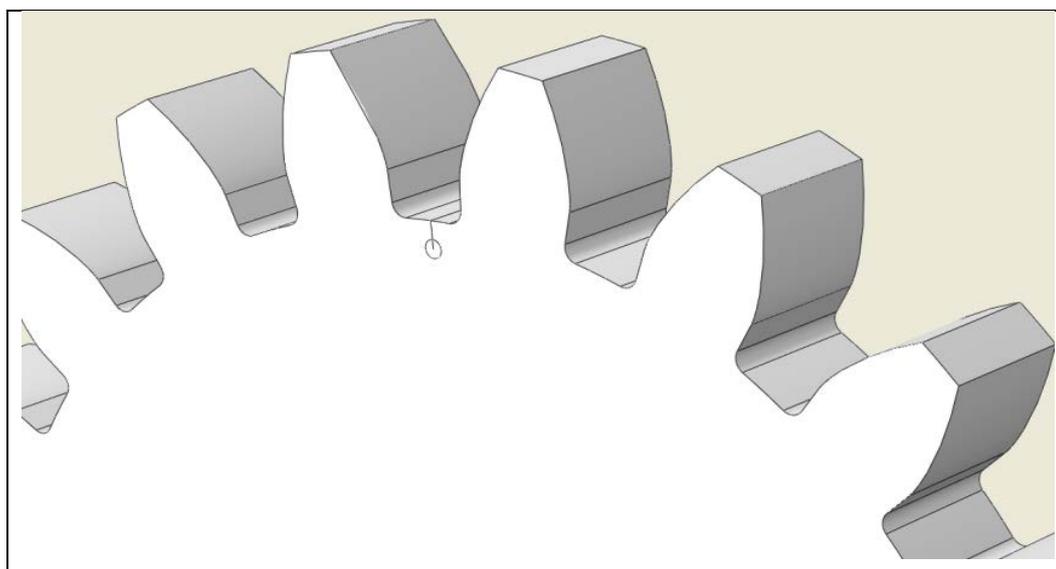
Taille fissure	N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\alpha=20$	Fréq (Hz)	1.26E05	58.140	58.156	60.707	65.336	65.346	98.711	98.713	143.92	143.93
$\alpha=30$	Fréq E-02 (Hz)	0	5.8156	5.8173	6.0724	6.5344	6.5358	9.8711	9.8715	14.392	14.393
$\alpha=45$	Fréq E-02 (Hz)	0	5.8156	5.8174	6.0724	6.5345	6.5358	9.8713	9.8717	14.392	14.393

### Interprétation

On remarque que la variation d'angle de fissure influe sur la fréquence du premier mode (chute), on voit que le premier mode est à 1.26E05 Hz dans le cas où ( $\alpha=20$ ), par contre il est à 00 Hz dans le cas où ( $\alpha=30/45$ ).

### ➤ 3ème cas : Influence de position de la fissure

La figure 3.28 représente la nouvelle position de la fissure au niveau du corps d'engrenage (entre dents).



**Figure 3.28** Position de fissure.

Le tableau 3.10 représente les valeurs des fréquences propres des dix premiers modes d'un engrenage fissuré au niveau du corps (entre dents).

**Tableau 3.10** Fréquences propres d'engrenage (cas N°3).

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Fréq(Hz)	1.26E05	58.140	58.156	60.707	65.336	65.346	98.711	98.713	143.92	143.93
Fréq E-02 (Hz)	5.81961	5.82038	6.07603	6.53596	6.539	9.726	9.871	9.872	14.392	14.393

### Interprétation

En changeant la position de fissure on remarque une nette diminution des valeurs des fréquences propres, on remarque que la valeur de la première fréquence propre est de 5.81961E-02 Hz tandis que dans le 1<sup>er</sup> cas sa vaut 1.26E05 Hz.

### C) Analyse harmonique

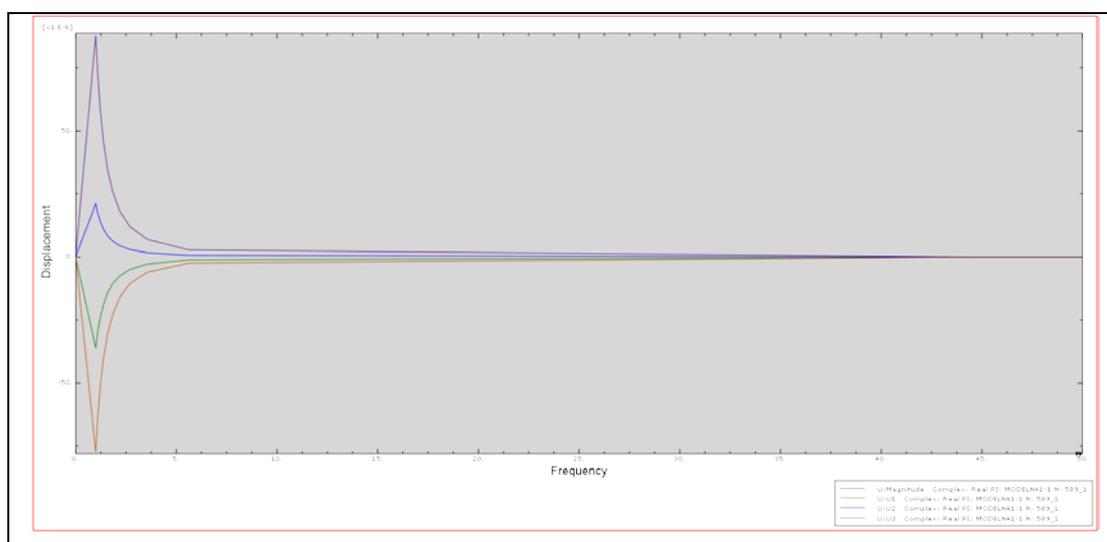
Dans cette partie nous allons procéder à une analyse harmonique. Pour cela nous avons appliqué deux forces (latérale, axiale) dans le point de contact des dentures (ligne de contact), afin de voir les réactions sur les dentures et l'engrenage entier.

Les résultats sont représentés sur un graphe qui nous donne l'amplitude (déplacement) en fonction de la fréquence (Hz), afin de voir les valeurs des déplacements maximales suivant les nœuds.

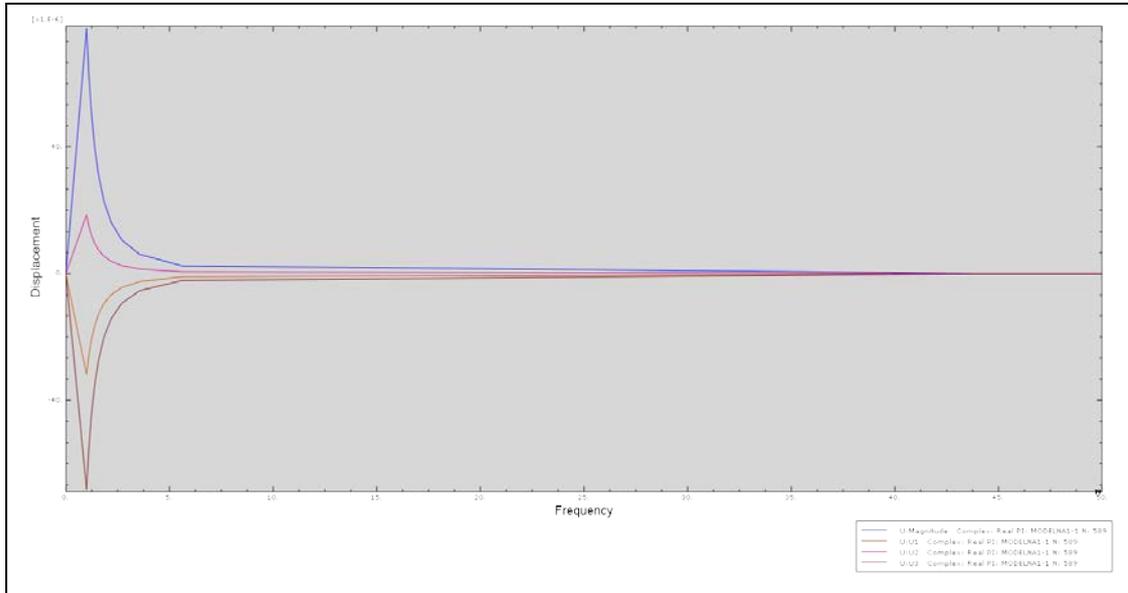
On applique l'analyse harmonique sur les engrenages à dentures droites pour les deux cas suivants :

#### ➤ Cas N°1 : Influence du type de matériau

Après l'application des forces et les différentes étapes de l'analyse harmonique on obtient les graphes suivants :



**Figure 3.29** Graphe de la réponse fréquentielle cas N°1 (Acier).



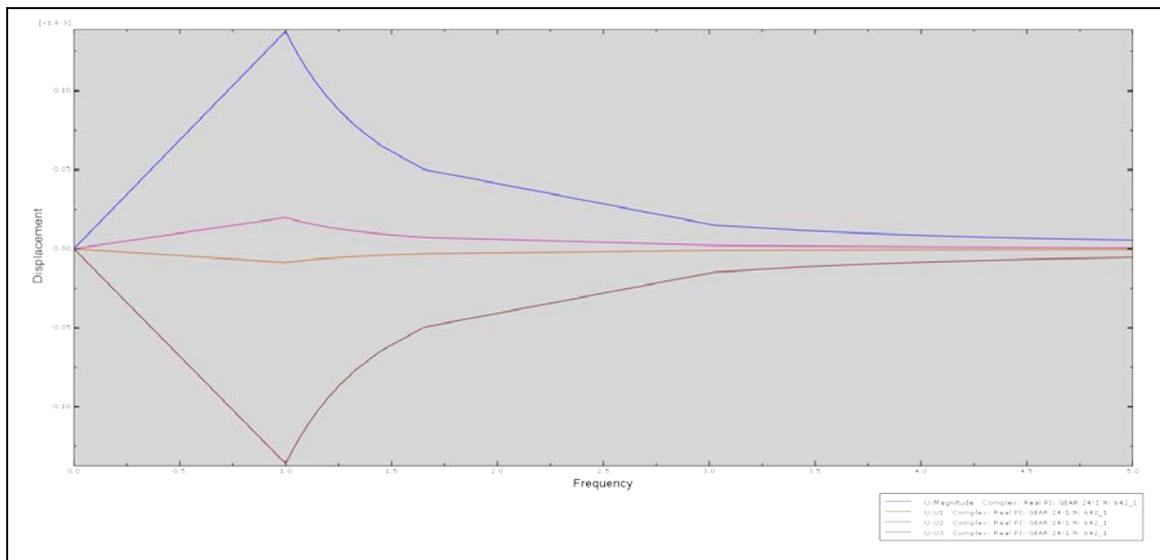
**Figure 3.30** Graphe de la réponse fréquentielle cas N°1 (Bronze).

### Interprétation

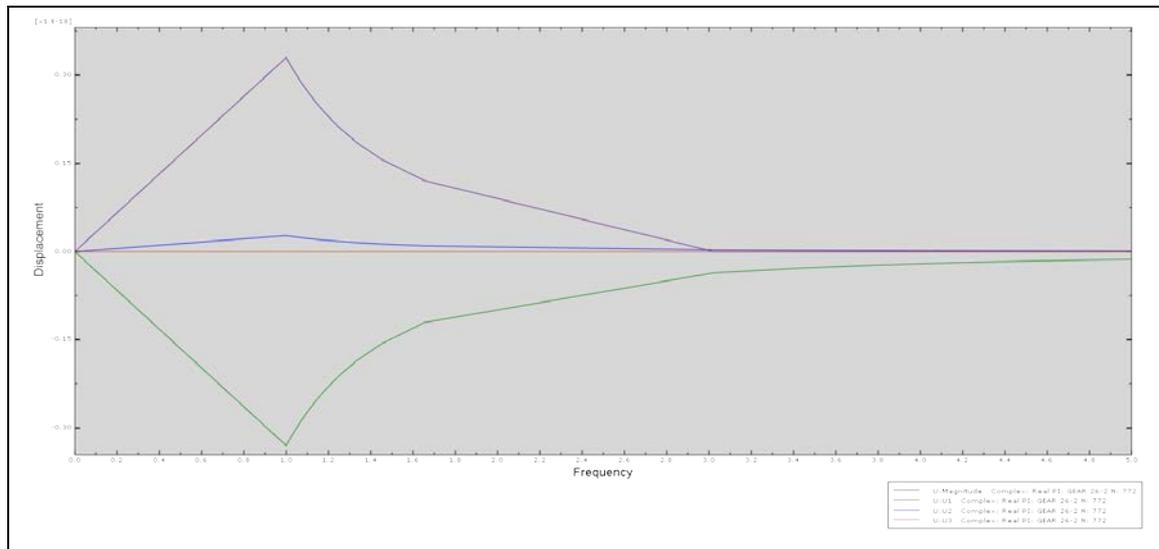
En fonction des résultats obtenus, on remarque que les déplacements sont très importants dans les deux directions Y et M (début des vibrations) à des fréquences identiques avant qu'ils se stabilisent (convergence) à partir d'une fréquence à 6Hz. Si on compare entre les deux matériaux on remarque dans le cas du bronze les déplacements sont plus importants par rapport au cas de l'acier.

#### ➤ Cas N°2 : influence de nombre des dents

Après l'application des forces et les différentes étapes de l'analyse harmonique dans le cas N°2 on obtient les graphes suivants :



**Figure 3.31** Graphe de la réponse fréquentielle cas N2 (24 dents).



**Figure 3.32** Graphe de la réponse fréquentielle cas N°2 (26 dents).

### Interprétation

En fonction des résultats obtenus, on constate que le nombre des dents influe sur les déplacements, on remarque que sont très importants dans les deux directions X et M avant qu'ils se stabilisent (convergence) à partir d'une fréquence à 3Hz. Si on compare entre les deux cas on remarque dans le 1<sup>er</sup> cas (24 dents) les déplacements sont plus importants par rapport au 2<sup>ème</sup> cas.

### Interprétation générale

L'analyse harmonique des engrenages permet de donner une vision globale sur l'influence des paramètres tels que (types des matériaux, nombres de dents...) sur le comportement vibratoire.

Si on compare entre l'analyse modale et l'analyse harmonique on conclut que l'acier a plus d'excitation harmonique que le bronze ainsi que la fréquence des vibrations dépendent de la rigidité du matériau. On constate aussi que le nombre des dents influe sur comportement vibratoire des engrenages.

## **Conclusion générale**

## Conclusion générale

Ce travail avait comme objectif d'analyser le comportement vibratoire des transmissions par engrenages. En général, pour ce type de structure à géométries complexes, les modèles de calcul sont principalement basés sur la méthode des éléments finis. Tout d'abord, nous avons modélisé notre engrenage sur le logiciel SOLIDWORKS, et puis nous l'avons importé sur le logiciel ABAQUS pour la simulation et la réalisation des calculs des résultats.

L'application de l'analyse modale est nécessaire pour déterminer les fréquences de vibration, les amplitudes et donc les caractéristiques physiques du cas étudié.

L'analyse harmonique permet de déterminer l'amplitude des contraintes sur les dents de l'engrenage.

Plusieurs paramètres influent sur le comportement d'engrèvements tels que, la présence d'une fissure, le nombre des dents, type de matériau, la taille et la propagation de la fissure, afin de montrer cette influence, on a fait une analyse modale et vibratoire sur les engrenages subit à un endommagement par fissure.

On constate une nette diminution des valeurs des fréquences propres dans le cas d'une augmentation du nombre des dents, changement de taille, angle, position de fissure et type du matériau.

Enfin, à partir des résultats qu'on a obtenus dans l'analyse modale et harmonique on peut conclure qu'il est nécessaire de bien choisir les caractéristiques géométriques et physiques des engrenages pour éviter les divers défauts.

Cette étude permet de mettre en évidence l'importance de l'influence des divers paramètres sur le comportement vibratoire des transmissions par engrenages, cependant il subsiste toujours un vaste domaine d'investigation pour prédire exactement les excitations interne, et la présence d'huile ou de lubrifiant sur les engrenages.

A la fin de ce travail, cela m'a permis d'enrichir mes connaissances dans la construction mécanique et en particulier les transmissions par engrenage, et de me familiariser avec les deux logiciels SOLIDWORKS et ABAQUS.

Par conséquent, les résultats obtenus sont fiables et les approximations de certaines valeurs sont soigneusement étudiées pour justifier la standardisation de paramètres tels que l'impact de la fissure sa longueur de propagation, type du matériau ainsi que le nombre de dents sur le comportement vibratoire et harmonique d'un engrenage qui a subi une fissure.

En perspective, nous espérons que ce travail sera comme une source d'inspirations aux futures promotions, et qu'il va les aider à mieux comprendre comment faire une analyse dynamique et

statique d'une transmission par engrenages, et nous envisagerons à utiliser la méthode des éléments finis étendus (XFEM) pour étudier de tel cas identique.

**BIBLIOGRAPHIE/  
WEBOGHRAPHIE**

- [1] Thierry GUERTIN, Mesure expérimentale de l'erreur de transmission cinématique d'engrenages spiro-coniques et hypoïdes, Université Laval, 1999, pp 1-2.
- [2] Paré. D, 1987, "Application de I 'Infographie à la Méthode des Potentiels Complexes pour le Calcul des Engrenages Droits", Thèse de maîtrise, Département de Génie Mécanique, Université Laval, Québec, Canada.
- [3] Thierry GUERTIN, « Mesure expérimentale de l'erreur de transmission cinématique d'engrenages spiro-coniques et hypoïdes », Université Laval, 1999, pp 1-2.
- [4] G. HENRIOT, Traité Pratique et Théorique des engrenages, tome 2, Edition Dunod.
- [6] V.Dobrovolski et co-auteur, Eléments de machines, Edition Mir 1974.
- [8] R. LEBORZEC, « Etude générale de l'engrenage », (polycopie de cours), ENSAM, 1989, Lille, France. p.248-255.
- [9] G. HENRIOT, « Traité théorique et pratique des engrenages », tome 1, Dunod, Paris, 1968.
- [10] M. Mansouri, « Construction Mécanique », Edition, 04/2004, Annaba, Algérie.
- H. ROLOFF; W. MATEK: Maschinenelemente. Vieweg Verlag (1994)
- [11] H. L. Chang and Y. C. Tsai, "A mathematical model of parametric tooth profiles for spur gears", ASME, Journal of Mechanical Design, March 1990, Vol. 114, pp. 816.
- [12] J. Dufailly, Ellipses. Etude géométrique des engrenages cylindriques de transmission de puissance.
- [13] S. Prayoonrat and D. Walton, "Practical approach to optimum gear train design", Computer Aided Design, 1988, Vol. 20, N° 2, pp. 83-92.
- [14] G. Lenormand, R. Mignée, J. Tinel, Foucher, Construction mécanique, tome3.
- [15] Mme Gharbi née Djebbar Nadira, automatisation du calcul des dents d'engrenage dans une transmission composée, Mémoire Magister en Génie mécanique construction Université Mentouri Constantine, 2015,90p.
- [18] Emeline REBOUL. \Vibro-acoustique des mécanismes à hautes fréquences : application aux transmissions par engrenages". Thèse de doctorat, Ecole centrale de LYON, 2005, p : 230.
- [19] E.C.Gover, and D. Anderton, Noise and vibration in Transmissions, Engineers Digest, 1971, vol 32, n° 9.
- [20] R. J. Drago, Machine Design, how to Design Quiet Transmissions, 1980, vol 52, n° 28, pp 175-181.
- [21] K.Umezawa, T. Suzuki, H.Houjouh, and K. Bagiasna, Influence of Misalignment on Vibration of Helical Gear, Proceedings of the 2nd World congress of Gearing, Paris, 1986, vol.1, pp.615-626.

- [22] Ph. Velez, Contribution à l'Analyse du Comportement Dynamique de Réducteur à engrenages à Axes Parallèles, Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1988, pages 188.
- [23] D.B. Welbourn, Gear Error and their Resultant Noise Spectra, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineering, 1970, Vol.184, Pt. 30, pp.131-139.
- [24] G. HENRIOT. Traité théorique et pratique des engrenages, Tome 2 : Etude complète du matériel 4<sup>e</sup> édition, Paris : Dunod technique, 1978, 608p.
- [25] H. Houjoh, An Investigation of Air Flow Induced by Tooth Meshing with Regard to Aerodynamic Sound Generation, Proceedings of the international Conference on motion and Power Transmissions, JSME. Hiroshima, Japan, Nov .23 – 26, 1991, PP 57 – 62.
- [26] S. M A. Aziz, A. seirg, parametric study of frictional noise in gear, military technical coll, Cairo Egypt, 1994, vol 176, n° 1, pp 25-28.
- [27] D. B. Welbourn, Gear Noise Spectra – A Rational Explanation, ASME, 1977, paper77-DET-38, pp 1-8.
- [28] R. J. Erricho, State Review: GEAR Dynamics. of the art, ASME Journal of the mechanical Design, 1979, vol 101 n° 3, pp.368-372.
- [29] [Hou-88] D Houser, Gear Noise State of the Art, Proceeding of the 17 th International conference on noise control engineering, Avignon, France, aug 30 – sept 1, 1988, Voil 2, pp 601-606.
- [30] [Hou-81] H. Houjoh and K. Umezawa 1981, Aerodynamic Generation of Meaching Fréquency, Internationnal Symp. On Gearing and Power Transmissions. 1981 Tokyo, vol 2, pp. 1-6.
- [31] (Hou) H. Houjoh and K. Umezawa, Generation oh aerodynamic Sound of spur gears, proceeding of the 6 th International Power Transmissions and Gearing conference 1992.
- [32] NERIYA S., BHAT R. B., SANKAR T. S., 1987, "Dynamic Response of Helical Geared Shaft System Subjected to Random Support Excitations". Proceedings of the 7th World Congress IFTOMM on the Theory of Machines and Mechanisms, Seville, p. 1295-1302.
- [36] J.P. Faurie, P. Monnier, A. Niku-Lari, – Guide de dessinateur, les concentrateurs de contraintes. Publications CETIM, 2000.
- [37] Mr. Ducret Philippe. Thèse Doctorat. Ecole Centrale, Lyon. 1997, 150p.
- [38] Drouiche, K., Sidhamed, M., Grenier, Y. “Détection de défauts d'engrenages par analyse vibratoire”, *Traitement du signal*, 1992, pp. 331–343.
- [39] Wang, W., Wong, A. K. “Autoregressive Model-based gear fault diagnosis,” *J. Vib. Acoustics*, Vol. 124, pp. 172–179, Apr. 2002.

- [40] El Badaoui, M., Cahouet, V., Guillet, F., Danière, J., Velex, P. “Modeling and detection of localized tooth defects in geared systems,” ASME, J. Mech. Des., vol. 123, no. 3, pp. 422–430,2001.
- [41] El Badaoui, M., Guillet, F., Danière, J., “Surveillance des systèmes complexes à engrenages par l'analyse cepstrale synchrone”, Traitement Signal, vol. 16, no. 5, pp. 371–381, 1999.
- [42] Baydar, N., Ball, A., “A comparative study of acoustic and vibration signals in detection of gear failures using Wigner-Ville distribution”, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 15, no. 6, pp. 1091–1107, 2001.
- [43] Baydar, N., Ball, A., “Detection of gear failures via vibration and acoustic signals using wavelet transform”, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 17, no. 4, pp. 787–804, 2003.
- [44] Maurizio Targhetta-Fotolia.com-Nouvelle présentation 2013 © Dunod, Paris, 2003, 2008 ISBN 978-2-10-059861-8-Usinage de la photo de couverture.
- [45] Formation académique SolidWorks année 2004.
- [46] Solidworks.fr Profil de la société Pur due Université Purdue Research and Education Centre for Information Systems en génie 1997.
- [48] PATRICKH ROZICHI. Formation ABAQUS ; Université de Nantes. France 2007. Mémoire finale Mr. Bouleftour Abderrahmane.
- [49] MEFTEH KAMEL. Cours : Introduction général au logiciel Abaqus université de Biskra. 2013.
- [50] AIT TALEB Aissa. Modélisation du comportement de structures tubulaires traitées et non traitées. Mémoire de fin d'études 2017/2018.
- [50] Abaqus 6.12 Abaqus/CAE User's Manuel [7] AIT TALEB Aissa. Modélisation du comportement de structures tubulaires traitées et non traitées. Mémoire de fin d'études 2017/2018.
- [51] MEFTEH KAMEL. Présentation Abaqus. Formation des masters ; université de Biskra .2014. Mémoire finale.
- [52] ABAQUS. Formation sur le code de calcul ABAQUS – module Explicit, élève ingénieur ; Université de Nantes. 2007.
- [53] MICKAEL ABBAS. Principe et fonctionnement ABAQUS. Université de technologie de Compiègne .2011
- [55] Benkhedda Fatima, ETUDE VIBRATOIRE DES ENGRENAGES, Mémoire Master en Génie mécanique construction Université Tlemcen,2013.

## Webographie

- [5] Cours de Département GMP – Transmission par Engrenages / IUT-Mantes en Yvelines :  
<http://www.e.campus.uvsq.fr/claroline/backends/download.php?url=L0NvbnN0cnVjdGlvb19t6WNhbmlxdWUvQzJfLV9FbmdyZW5hZ2VzLnBkZg%3D%3D&cidReset=true&cidReq=DPEMC>
- [7] <https://www.coursehero.com/file/p7coenj/4-Avantages-et-inconv%C3%A9nient-des-engrenages-Certainement-la-transmission-la/>
- [16] <http://www.tandwiel.info/algemene-werktuigbouwkunde/assen/>
- [17] Cours des engrenages/Michel Delaboure : <http://www.cours-et-exercices.com/2016/03/cours-des-engrenages.html>
- [33] <https://www.sarl-dassonville.com/different-type-dusure-dun-engrenage/>
- [34] <http://www.novexa.com/engrenage-defaults.php>
- [35] [https://fr.wikibooks.org/wiki/Tribologie/Applications\\_pratiques/Engrenages/Endommagement\\_des\\_engrenages#Grippage\\_localis%C3%A9](https://fr.wikibooks.org/wiki/Tribologie/Applications_pratiques/Engrenages/Endommagement_des_engrenages#Grippage_localis%C3%A9)
- [47] [http://perso.univ-lemans.fr/~fcalvay/projetsmnr/mdl\\_crash\\_abaqus.htm](http://perso.univ-lemans.fr/~fcalvay/projetsmnr/mdl_crash_abaqus.htm)
- [54] [Les différents types des efforts sur la dent engrenage - Bing images](#)