

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR – ANNABA – UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR- ANNABA



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté des sciences de l'ingénieur  
Département d'électromécanique

Année 2010

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

**ETUDE DE L'USURE DES ENGRENAGES PAR ANALYSE  
VIBRATOIRE**

**Option  
Electromécanique**

**Par**

**Hanène BENMOHAMED**

**DIRECTEUR DE MEMOIRE : Aoul Elias HADJADJ MC U. Annaba**

**DEVANT LE JURY**

**PRESIDENT : Salah SAAD Pr U. Annaba**

**EXAMINATEURS : Mohamed OUADI MC U. Annaba**

**Résumé :**

Aujourd'hui, les engrenages occupent une place importante spécialement dans les systèmes mécaniques. Sont les plus économiques pour transmettre de la puissance et un mouvement en rotation dans des conditions uniforme. Comme les exigences sont vastes et avec des difficultés variées, les engrenages sont très complexes et d'une grande diversité. L'importance de l'engrenage, comme élément mécanique nécessaire et idéal, est démontrée par la vaste gamme qu'on trouve dans toutes les industries. Le développement des nouvelles technologies, comme l'électronique, a remplacé quelques applications de l'engrenage, mais il reste toujours un élément mécanique dont l'utilisation croit continuellement.

Les engrenages travaillent dans des conditions en général sévères et sont par conséquent soumis à une détérioration progressive de leur état, notamment au niveau des dents. Plusieurs méthodes de surveillance des machines ont été proposées dans la littérature. Manifestement la plus répandue est l'analyse vibratoire. Notre travail est validé sur un réducteur tournant à une vitesse fixe qui permet de détecter et identifier les défauts recherchés grâce à cette technique. Les signaux représentatifs sont susceptibles de présenter ces défauts, il s'agit d'un défaut distribué représentatif d'une usure uniformément répartie.

**Abstract :**

Today, the gears occupy a significant place especially in the mechanical systems. Are more economical to transmit power and a rotational movement under uniform conditions. As the requirements are vast and with varied difficulties, the gears are very complex and of a great diversity. The importance of the gears, as a necessary and ideal element, is shown by the wide range found in all industries. The development of new technologies, such as electronics, has replaced some applications of the gears, but there is still a mechanical element whose use increases continually.

The gears work under harsh conditions in general and are consequently subject to a progressive deterioration of their state, in particular on the level of teeth. Several methods of machines monitoring has been proposed in the literature. Manifestly, the most widespread is the vibratory analysis. Our work is validated on a gear rotating at a variable speed which can to detect and identify the defects sought though this technique. The representative signals are likely to present these defects, it acts of a distributed defect representative of a wear uniformly distributed.

## ملخص :

تحتل أنظمة التعاشق اليوم، مكانة هامة لاسيما في الأنظمة الميكانيكية. إنها الأكثر اقتصادا لإيصال قوة إلى حركة دائرية في ظروف مماثلة. إن تنوع المطالب و كثرة المشاكل أدى إلى جعل أنظمة التعاشق أكثر تعقيدا و تنوعا. إن أهمية النظام التعاشق كعنصر ميكانيكي أصبح ضروريا و مناسبا و هذا ما أكده تنوع العرض في مجال الصناعات المختلفة.

إن عملية التطوير تكنولوجيات حديثة كمجال لإلكترونيات عوض بعض التطبيقات في نظام التعاشق. لكنه يبقى عنصر ميكانيكي و استعماله في تزايد مستمر.

تعمل أنظمة التعاشق في ظروف تكون في الغالب صعبة، و بالتالي تستعرض إلى ترد مستمر لحالتها، لاسيما على مستوى الأسنان. لمراقبة تلك الآلات تم اقتراح عدة مناهج في مجال الأدب. يبدو أكثر انتشارا في هو التحليل الاهتزازي.

إن مصداقية علمنا يحددها مخفض يحركها بسرعة ثابتة يتمكن من تحديد و معرفة العيوب المراد كشفها، بفضل تلك التقنية فإن المؤشرات الدالة بإمكانها تحديد تلك العيوب و هذا يعني وجود خلل تآكل موزع بالتساوي .

## *Table des matières*

|  |    |
|--|----|
| <b>Remerciement</b> .....  | 01 |
| <b>Listes des figures</b> .....  | 02 |
| <b>Liste des tableaux</b> .....  | 05 |
| <b>Principaux symboles</b> .....   | 06 |
| <b>Introduction Générale</b> .....   | 09 |
| <br>   |    |
| <b>Chapitre I : Notions générale sur les engrenages</b>                                  |    |
| I.1 Introduction .....   | 11 |
| I.2 La typologie des engrenages.....   | 11 |
| I.3 Le profil en développante de cercle et ses propriétés .....                          | 12 |
| I.4 Les propriétés de l'engrenage en développante de cercle .....                        | 14 |
| I.5 Eléments géométriques des roues dentées .....  | 18 |
| I.6 Les dimensions géométriques des roues à dentures normales .....                      | 19 |
| I.7 Les avantages et les inconvénients des engrenages à denture en<br>développante ..... | 21 |
| I.8 Cycle de fonctionnement d'un engrenage parallèle extérieur à denture droite          | 22 |
| I.8.1 Période d'approche et de retraite .....  | 24 |
| I.8.2 Efforts sur les dentures .....   | 24 |
| I.9 L'interférence de fonctionnement .....   | 26 |
| I.9.1 Principe d'interférence .....  | 26 |
| I.10 Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages .....               | 27 |
| I.10.1 Les défauts répartis sur toutes les dents .....                                   | 27 |
| I.10.2 Les défauts localisés sur certaines dents.....                                    | 29 |
| I.11 Conclusion .....  | 30 |
| <br>   |    |
| <b>Chapitre II : L'analyse vibratoire</b>  |    |
| II.1 Introduction .....  | 31 |
| II.2 La maintenance par analyse vibratoire .....   | 32 |
| II.2.1 Les différents types de maintenance .....   | 32 |

|      |   |    |
|------|---|----|
|      | II.2.1.1 La maintenance préventive conditionnelle .....             | 32 |
|      | II.2.1.2 La maintenance préventive systématique .....               | 32 |
|      | II.2.1.3 La maintenance corrective .....                            | 32 |
|      | II.2.2 La surveillance et le diagnostic .....                       | 33 |
| II.3 | Notion et généralités sur les vibrations .....                      | 34 |
|      | II.3.1 Les signaux vibratoires .....                                | 34 |
|      | II.3.1.1 Structure des signaux vibratoires .....                    | 34 |
|      | II.3.1.2 Les signaux .....  | 35 |
|      | II.3.2 Les modes de détections .....                                | 36 |
|      | II.3.3 Les grandeurs de mesures et ses unités .....                 | 37 |
| II.4 | Présentation du signal vibratoire .....                             | 39 |
|      | II.4.1 Présentation spectrale .....                                 | 39 |
|      | II.4.2 Présentation temporelle .....                                | 40 |
|      | II.4.3 Présentation d'un signal quelconque .....                    | 40 |
| II.5 | Les outils de l'analyse vibratoire .....                            | 41 |
|      | II.5.1 Capteur de vibration .....                                   | 41 |
|      | II.5.1.1 Capteur de déplacement .....                               | 42 |
|      | II.5.1.2 Vélocimètre .....  | 43 |
|      | II.5.1.3 Accéléromètre .....  | 43 |
| II.6 | Intensités vibratoires et normes .....                              | 44 |
|      | II.6.1 La définition des seuils d'alarme .....                      | 44 |
|      | II.6.2 Les normes en valeur RMS .....                               | 45 |
|      | II.6.3 Les Seuils de jugement .....                                 | 46 |
| II.7 | Application de l'analyse en fréquence aux machines tournantes ..... | 47 |
| II.8 | Conclusion .....  | 52 |

### **Chapitre III : Analyse des signaux des engrenages**

|       |                                    |    |
|-------|------------------------------------|----|
| III.1 | Introduction .....                 | 53 |
| III.2 | Analyse spectrale .....            | 54 |
|       | III.2.1 Signal d'engrènement ..... | 54 |
|       | III.2.2 Modulations .....          | 54 |
|       | III.2.3 Spectre du signal .....    | 55 |
| III.3 | Défauts d'engrenages .....         | 56 |

|         |  |    |
|---------|--|----|
| a.      | Défauts réparties .....  | 56 |
| b.      | Défauts localisés .....  | 56 |
| III.4   | Les fréquences caractéristiques de défauts des engrenages .....  | 57 |
| III.5   | Les signaux vibratoires délivrés par un engrenage .....          | 57 |
| III.5.1 | Engrenage sans défauts .....                                     | 57 |
| III.5.2 | Engrenage avec défauts .....                                     | 58 |
| III.5.3 | Spectre d'engrenage .....  | 59 |
| III.6   | L'influence des défauts sur la structure des signaux .....       | 60 |
| III.7   | L'apparition des défauts d'engrenages .....                      | 60 |
| III.8   | La gravité des défauts des engrenages .....                      | 61 |
| III.9   | Les principales sources de vibrations dans un engrenage .....    | 61 |
| III.10  | Les détériorations des engrenages dans l'analyse spectrale ..... | 61 |
| III.11  | Conclusion .....   | 66 |

#### **Chapitre IV : La famille des avaries dans les engrenages**

|          |   |    |
|----------|---|----|
| IV.1     | Introduction .....                            | 67 |
| IV.2     | Origines d'avaries d'engrenages .....         | 67 |
| IV.3     | Familles des avaries .....                    | 69 |
| IV.3.1   | Les avaries superficielles .....              | 69 |
| IV.3.1.1 | Usure .....                                   | 69 |
| a.       | Analyse quantitative .....                    | 70 |
| b.       | Analyse qualitative .....                     | 73 |
| IV.3.1.2 | Piqures .....                                 | 78 |
| IV.3.1.3 | Ecaillage .....                               | 79 |
| IV.3.1.4 | Micro-écaillage .....                         | 80 |
| IV.3.2   | Les détériorations par rupture .....          | 81 |
| IV.3.2.1 | Rupture par surcharge .....                   | 81 |
| IV.3.2.2 | Rupture par fatigue .....                     | 82 |
| IV.3.2.3 | Rupture par concentration de contrainte ..... | 82 |
| IV.4     | Conclusion .....                              | 83 |

#### **Chapitre V : Etude expérimentale**

|     |                    |    |
|-----|--------------------|----|
| V.1 | Introduction ..... | 84 |
|-----|--------------------|----|

---

|         |   |     |
|---------|---|-----|
| V.2     | Etude cinématique de l'installation .....                 | 85  |
| V.3     | Les appareils de mesure .....                             | 89  |
| V.3.1   | Appareil de mesure (vibration meter VB-8200) .....        | 89  |
| V.3.2   | Appareil de mesure «VIBROTEST 60 » .....                  | 90  |
| V.3.2.1 | Moyens de collecte des données et de diagnostic .....     | 90  |
| V.3.2.2 | «VIBROTEST 60 » .....                                     | 90  |
| V.3.2.3 | Caractéristique de l'appareil .....                       | 91  |
| V.3.2.4 | L'analyse des données .....                               | 92  |
| V.4     | Description de l'installation et contexte de mesure ..... | 93  |
| V.4.1   | Les caractéristiques des roues .....                      | 93  |
| V.4.1.1 | Caractéristiques de la roue menée .....                   | 93  |
| V.4.1.2 | Caractéristiques de la roue menante .....                 | 94  |
| V.4.2   | Protocole d'essais .....                                  | 94  |
| V.4.3   | Les courbes de tendance .....                             | 97  |
| V.4.4   | Diagnostic Analyse spectrale .....                        | 101 |
| V.5     | Conclusion .....  | 104 |
|         | Conclusion générale et perspectives.....                  | 105 |
|         | Références bibliographiques .....                         | 106 |

## Remerciements

Avant tout, je remercie le bon Dieu qui m'a donné la volonté et le courage pour réaliser ce travail

Je tiens à exprimer ma plus sincère reconnaissance à Mr Aoul Elias HADJADJ, maitre de conférences mon directeur de thèse pour son appui et ses conseils donnés tout le long de ce travail, ainsi que pour sa compréhension, ses conseils et ses idées.

Je suis vivement reconnaissante à Monsieur le Professeur S.SAAD de l'Université Badji Mokhtar d'Annaba pour avoir accepté la charge de président de Jury ainsi qu'à Messieurs M.OUADI et A. KABOUCHE de l'Université Badji Mokhtar d'Annaba qui ont accepté de juger ce travail et d'être rapporteurs et membre du jury.

Je tiens à remercier Mr Y.Rérari chef bureau technique et A.Lazher responsable vibration et équilibrage à l'entreprise Mittal Stell- Annaba- et Monsieur B. Yacine de l'Université Badji Mokhtar d'Annaba pour leurs accueils chaleureux et leurs aides.

Un grand remerciement pour le laboratoire de Mécanique de m'avoir accepté parmi eux pour compléter mon travail.

Mes remerciements sont également à toute ma famille qui m'a conduit jusque là, et sur qui je sais que je pourrai toujours compter. Merci à mes parents pour leur patience, sans doute redoublée ces deux dernières années, pour leur confiance et leur soutien constant.

Enfin, un remerciement à cette personne qui a toujours été à mes côtés dans les moments de joie comme dans les instants de doute, pour son aide et ses encouragements.

## *Liste des figures*

|              |   |    |
|--------------|---|----|
| Figure I.1   | Classification des engrenages .....                                       | 12 |
| Figure I-2   | Equation polaire de la développante de cercle .....                       | 13 |
| Figure I-3   | Propriétés de l'engrenage en développante de cercle .....                 | 15 |
| Figure I-4   | Développante de cercle .....  | 17 |
| Figure I-5   | Caractéristiques géométriques principales .....                           | 18 |
| Figure I.6   | Les modules normalisés .....  | 21 |
| Figure I.7   | Début de l'engrènement .....  | 22 |
| Figure I.8   | Début du contact unique .....   | 23 |
| Figure I.9   | Fin de contact unique .....   | 23 |
| Figure I.10  | Fin de l'engrènement .....  | 24 |
| Figure I-11  | Efforts dans un engrenage extérieur à denture droite .....                | 25 |
| Figure I.12  | Distribution de la force transmise sur la ligne de contact .....          | 26 |
| Figure I.13  | Détail de la zone de contact d'interférence .....                         | 26 |
| Figure I.14  | Les différents types d'usure : (a).courante, (b). adhésion, (c). abrasion | 28 |
| Figure I.15  | Piqure évolutive .....  | 29 |
| Figure I.16  | Ecaillage .....   | 29 |
| Figure II.1  | Les différents types de maintenance .....                                 | 32 |
| Figure II-2  | Déroulement d'une analyse vibratoire .....                                | 33 |
| Figure II-3  | La représentation des différentes amplitudes .....                        | 35 |
| Figure II-4  | La représentation d'un signal périodique non harmonique .....             | 35 |
| Figure II-5  | Exemples d'un signal transitoire et d'un signal aléatoire .....           | 36 |
| Figure II.6  | La représentation des différentes amplitudes .....                        | 37 |
| Figure II.7  | Niveaux d'investigations .....  | 38 |
| Figure II.8  | La représentation spectrale d'un signal sinusoïdal .....                  | 39 |
| Figure II.9  | La représentation temporelle .....  | 40 |
| Figure II.10 | La représentation spectrale d'un signal quelconque .....                  | 40 |
| Figure II.11 | Capteur de vibrations .....   | 41 |
| Figure II.12 | Une chaîne de mesure à courants de Foucault .....                         | 42 |
| Figure II.13 | Vélocimètre fonctionnant selon le principe électrodynamique .....         | 43 |

|               |   |    |
|---------------|---|----|
| Figure II.14  | Accéléromètre fonctionnant sur le principe piézo-électrique .....                               | 43 |
| Figure II.15  | Représentation spectrale d'un défaut de balourd .....   | 47 |
| Figure II.16  | Représentation spectrale d'un défaut désalignement .....  | 48 |
| Figure II.17  | Représentation spectrale d'un défaut desserrage .....   | 48 |
| Figure II.18  | Représentation spectrale d'un défaut de frottement .....  | 49 |
| Figure II.19  | Représentation spectrale d'un défaut de pale .....  | 49 |
| Figure II.20  | Représentation spectrale d'un défaut de roulement .....   | 51 |
| Figure II.21  | Représentation spectrale d'un défaut à haute fréquence .....                                    | 51 |
| Figure III.1  | Le choc entre les dents des deux roues .....  | 54 |
| Figure III.2  | Spectre du signale vibratoire d'un engrenage .....  | 56 |
| Figure III.3  | Spectre théorique d'un engrenage sain .....   | 58 |
| Figure III.4  | spectre de même engrenage avec un défaut abimé .....  | 59 |
| Figure III.5  | Comparaison d'un signal d'engrenage sain et celui détérioré .....                               | 60 |
| Figure III.6  | Un défaut d'excentricité au niveau du pignon .....  | 62 |
| Figure III.7  | Spectre théorique d'un engrenage présentant un défaut d'excentricité                            | 63 |
| Figure III.8  | Spectre typologique d'engrènement: déformation simple d'un arbre .....                          | 64 |
| Figure III.9  | jeu entre les flancs des deux roues .....   | 64 |
| Figure III.10 | Spectre typologique d'engrènement avec jeu trop important .....                                 | 65 |
| Figure III.11 | Représentation spectrale d'un défaut de faux rond .....   | 66 |
| Figure IV.1   | Aspect caractéristique de la déformation du profil d'une dent sous<br>l'action de l'usure ..... | 70 |
| Figure IV.2   | Usure normale .....   | 71 |
| Figure IV.3   | Usure modérée .....   | 72 |
| Figure IV.4   | Usure excessive d'un pignon .....   | 72 |
| Figure IV.5   | Grippage modéré sur les flancs d'un engrenage cémenté trempé .....                              | 76 |
| Figure IV.6   | Grippage généralisé et destructif d'une roue d'engrenage .....                                  | 76 |
| Figure IV.7   | Grippage destructif .....   | 77 |
| Figure IV.8   | Traces de grippage à froid sur les dents d'une couronne de treuil .....                         | 78 |
| Figure IV.9   | Piqûre .....  | 79 |
| Figure IV.10  | Différents types d'écaillage .....  | 80 |
| Figure IV.11  | Micro-Ecaillage .....   | 81 |
| Figure IV.12  | Rupture par surcharge .....   | 82 |
| Figure IV.13  | Rupture par fatigue .....   | 82 |

|              |  |     |
|--------------|--|-----|
| Figure IV.14 | Rupture par concentration de contrainte .....                                    | 83  |
| Figure V.1   | Le système d'engrenages entraîné par le mandrin d'un tour .....                  | 85  |
| Figure V.2   | Les dents et les roues d'engrenages .....  | 85  |
| Figure V.3   | Vue d'ensemble du stand .....  | 86  |
| Figure V.4   | Les outils qui fait l'engrenement .....  | 86  |
| Figure V.5   | Lubrification d'engrenage .....  | 87  |
| Figure V.6   | Detection d'usure par la sande verticale .....                                   | 87  |
| Figure V.7   | Mesure Horizontale par le vibrotest - VB-8200 .....                              | 88  |
| Figure V.8   | La méthode de mesure verticale .....   | 88  |
| Figure V.9   | L'usure d'une dents .....  | 89  |
| Figure V.10  | Appareil de mesure vibration meter VB-8200 .....                                 | 89  |
| Figure V.11  | Appareil de mesure de vibration « VIBROTEST 60 » .....                           | 91  |
| Figure V.12  | les éléments de VIBROTEST 60 avec capteurs de vibration<br>(accéléromètre) ..... | 91  |
| Figure V.13  | Photo de écran de logicielle VIBROEXPERT CM 400 .....                            | 93  |
| Figure V.14  | Courbes de tendance : sec (sans lubrification) .....                             | 97  |
| Figure V.15  | Courbes de tendance : (avec lubrification).....                                  | 98  |
| Figure V.16  | Courbes de tendance : usure d'une dent avec lubrification (90w) ....             | 98  |
| Figure V.17  | Courbes de tendance: usure deux dents sans lubrification .....                   | 99  |
| Figure V.18  | Courbes de tendance: usure deux dents avec lubrification .....                   | 100 |
| Figure V.19  | Courbes de tendance: usure trois dents avec lubrification .....                  | 100 |
| Figure V.20  | Courbes de température d'engrènement sans et avec lubrification ...              | 101 |
| Figure V.21  | Spectre de signal sans lubrification .....                                       | 102 |
| Figure V.22  | Spectre de signal avec lubrification .....                                       | 102 |
| Figure V.23  | Spectre de signal d'usure à une dent .....                                       | 103 |
| Figure V.24  | Spectre de signal d'usure à deux dents .....                                     | 103 |
| Figure V.25  | Spectre de signal d'usure à trois dents .....                                    | 104 |

---

***Liste des tableaux***

|              |  |    |
|--------------|--|----|
| Tableau I.1  | Caractéristique géométrique des engrenages cylindriques à denture droite ..... | 20 |
| Tableau II.1 | Seuil d'alarme de défaut moyenne fréquence ISO 2372 ou AFNOR E 90-300 .....    | 45 |
| Tableau II.2 | Seuils de jugement selon AFNOR E 90-310 [mm/s] .....                           | 46 |
| Tableau IV.1 | Origines et localisation des défauts .....                                     | 68 |
| Tableau V.1  | Les caractéristiques de la roue menée .....                                    | 93 |
| Tableau V.2  | Les caractéristiques de la froue menante .....                                 | 94 |
| Tableau V.3  | Engrenage à sec (sans lubrification) .....                                     | 94 |
| Tableau V.4  | Engrenage avec lubrification (lubrification w90) .....                         | 95 |
| Tableau V.5  | Usure d'une dent avec lubrification w90 .....                                  | 95 |
| Tableau V.6  | Usure d'une dent (avec lubrification w90) .....                                | 95 |
| Tableau V.7  | Usure deux dents ( avec lubrification w90) .....                               | 96 |
| Tableau V.8  | Usure trois dents (avec lubrification w90) .....                               | 96 |
| Tableau V.9  | La température d'engrènement (sans et avec lubrification w90) ....             | 96 |

## Principaux symboles géométriques utilisés

Les principaux symboles géométriques des engrenages cylindriques utilisés dans cette thèse sont en conformité avec la norme ISO :

|            |  |
|------------|--|
| $a$        | Entraxe normale                              |
| $a_w$      | Entraxe de fonctionnement                    |
| $b$        | Largeur de la denture                        |
| $b_w$      | Largeur de fonctionnement                    |
| $c$        | Jeu radial                                   |
| $c^*$      | Coefficient de jeu radial                    |
| $d$        | Diamètre primitif de denture                 |
| $r$        | Rayon primitif de denture                    |
| $d_w$      | Diamètre primitif de fonctionnement          |
| $d_a$      | Diamètre de tête                             |
| $r_a$      | Rayon de tête                                |
| $d_f$      | Diamètre de pied                             |
| $r_f$      | Rayon de pied                                |
| $d_b$      | Diamètre de base                             |
| $r_b$      | Rayon de circonférence de base               |
| $e$        | Intervalle                                   |
| $k$        | Coefficient de la largeur de dent            |
| $g_f$      | Longueur d'approche                          |
| $g_a$      | Longueur de retraite                         |
| $g_\alpha$ | Longueur d'action                            |
| $h$        | Hauteur de dent                              |
| $h_a$      | Saillie                                      |
| $h_l$      | Hauteur de dent sans creux                   |
| $h_l^*$    | Coefficient de la hauteur de dent sans creux |

|                      |  |
|----------------------|--|
| $h_f$                | Creux  |
| $i$                  | Nombre des harmoniques                       |
| $f$                  | Fréquence de mouvement                       |
| $f_r$                | Fréquence de rotation d'arbre                |
| $f_{eng}$            | Fréquence d'engrènement                      |
| $\omega$             | Vitesse angulaire                            |
| $\varphi_i$          | La phase initiale du mouvement               |
| $m$                  | Module                                       |
| $m_n$                | Module réel                                  |
| $m_t$                | Module apparent                              |
| $P$                  | Pas  |
| $P_b$                | Pas de base                                  |
| $P_x$                | Pas axial                                    |
| $S$                  | Epaisseur                                    |
| $S_a$                | Epaisseur de tete                            |
| $S_{ta}$             | Epaisseur apparente de tete                  |
| $U$                  | Rapport de transmission                      |
| $X$                  | Coefficient de déport                        |
| $X_{min}$            | Coefficient de déport minimal                |
| $X_\Sigma$           | Somme des coefficients de déport             |
| $Y$                  | Coefficient de variable de l'entraxe         |
| $Z$                  | Nombre de dents                              |
| $Z_v$                | Angle de pression                            |
| $\alpha$             | Angle de pression de fonctionnement          |
| $\alpha_w$           | Angle de pression apparent de fonctionnement |
| $\alpha_t$           | Angle de pression apparent                   |
| $\alpha_{tw}$        | Angle d'inclinaison                          |
| $B_w$                | Angle d'inclinaison de fonctionnement        |
| $B_b$                | Angle d'inclinaison de base                  |
| $inv$                | Fonction involute                            |
| $\Delta y$           | Coefficient de déplacement inverse           |
| $\varepsilon_\alpha$ | Rapport de conduite                          |

|                      |                           |
|----------------------|---------------------------|
| $\varepsilon_\beta$  | Rapport de recouvrement   |
| $\varepsilon_\gamma$ | Rapport total de conduite |
| $\tau$               | Angle de pas              |
| 1                    | Pignon                    |
| 2                    | Roue                      |

# **Introduction générale**

## ***INTRODUCTION GENERALE***

Les réducteurs à engrenages sont très répandus en mécanique ; on les trouve dans les types d'industries, ont pour fonction de transmettre une puissance d'un arbre en rotation à un autre arbre tournant à une vitesse généralement différente, les deux vitesses restant dans un rapport constant. Un engrenage est un phénomène connu par des mécaniciens grecs au IV<sup>ème</sup> et V<sup>ème</sup> siècle av J-C, ont été très peu utilisés à cette époque, ils ont été employés pour soulever des charges lourdes. Leur utilisation devient courante au moyen âge, à partir du X<sup>ème</sup> siècle dans les moulins à eau ou à vent. Les premiers engrenages ont été assez perfectionnés en bois, et les mécanismes d'horlogerie ont utilisés très tôt, et encore ils constituent les boites de vitesse des véhicules servant au transport. Le développement des moteurs thermiques et électriques a provoqué un fort développement de ce type de transmission.

Les engrenages peuvent alors présenter des défaillances qui limitent leur durée de vie, ils travaillent dans des conditions en général sévères et sont par conséquent soumis à une détérioration progressive de leur état, notamment au niveau des dentures (usure, écaillage, fissure, rupture,...)[01]. Divers types d'erreurs modifient légèrement leur géométrie. Lors de l'utilisation de ces mêmes engrenages, ils sont introduits à l'intérieur des systèmes mécaniques ayant des arbres avec un certain désalignement, de faux rond, de choc, ect., Ces défauts entraînent une défaillance dans le fonctionnement du réducteur, d'où la nécessité de les soumettre à une surveillance continue afin de détecter à un stade précoce les éventuels défauts naissants. Dans ce domaine, nous nous intéressons plus particulièrement à la surveillance vibratoire des engrenages à partir de signaux, Cette surveillance est essentiellement destinée à permettre l'arrêt d'une machine avant quelle ne subisse des dégradations importantes.

Dans le cas du comportement des machines tournantes, à engrenages et roulements, est de nos jours principalement suivi par analyse vibratoire. Cette dernière est un outil d'investigation indispensable à l'assise d'une maintenance moderne. Cet outil occupe une place privilégiée parmi les techniques de surveillance.

Enfin, L'organisation des différents chapitres du mémoire traduit la démarche que nous avons suivie :

**Le chapitre I** présente des notions générales sur la transmission par engrenage cylindrique à denture droite, les propriétés en développante de cercle et les principaux défauts survenant sur un couple d'engrenages d'un réducteur.

**Le chapitre II** présente l'étude de la maintenance par l'analyse vibratoire dont surveiller l'état de fonctionnement de la machine en diagnostiquant de manière précoce l'apparition des défauts par un prélèvement d'un signal à l'aide des différents capteurs. On définit alors une procédure de contrôle par comparaison d'indicateurs avec des seuils et de connaître les amplitudes et les fréquences de chaque composante vibratoire au différentes forces dynamiques engendrées par le fonctionnement normal ou anormal de la machine.

**Le chapitre III** présente l'interprétation d'un spectre par la technique d'analyse spectrale, qui consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes dans les engrenages émergeant sous l'influence de différents défauts.

**Le chapitre IV** présente principalement les avaries rencontrées sur les engrenages. Tout d'abord, nous donnons leurs origines. En second lieu, une classification des avaries qui peuvent être distinguées en deux familles :

- Des avaries superficielles;
- Des détériorations par rupture.

**Le chapitre V** présente notre but du travail qui est consacré sur l'application à la surveillance et à la détection à partir de l'analyse des accélérations pour la recherche d'un défaut d'engrenages est fondé sur le spectre : recherche d'augmentation du niveau d'harmoniques d'engrènement pour la détection d'Usure.

# **Chapitre I**

## **Notion générale sur les engrenages**

## I.1 Introduction :

Les engrenages ont pour fonction de transmettre une puissance d'un arbre en rotation à un autre arbre tournant à une vitesse généralement différente, les deux vitesses restant dans un rapport constant [5].

Un engrenage est souvent composé d'un pignon (c'est ainsi que l'on nomme la seule roue dentée ou la roue dentée la plus petite) et d'une roue, une crémaillère, une vis sans fin...

Le rapport de transmission : est un rapport entre le nombre de dents de l'entrée («Roue menante») et le nombre de dents de la sortie de l'engrenage («Roue menée»). Si ce rapport est supérieur à '1' on parle de «Multiplicateur», s'il est inférieur à '1' on parle de «Réducteur».

## I.2 La typologie des engrenages :

Les engrenages sont classés en différentes catégories caractérisées par [42] :

- la position relative des axes des arbres d'entrée et de sortie ;
- la forme extérieure des roues dentées ;
- le type de denture.

Selon la position relative des deux arbres, nous distinguons trois classes d'engrenages :

Engrenages parallèles : les deux arbres sont parallèles [13] :

a.1) denture droite :

- Les dents sont parallèles à l'axe des roues.

a.2) denture hélicoïdale :

- Les dents sont enroulées sur les cylindres primitifs suivant une hélice

a.3) denture en chevron :

- Deux dentures hélicoïdales juxtaposées, de même inclinaison mais de sens opposés.

a) Engrenages concourants (ou coniques) : les deux arbres sont tels que leurs prolongements se coupent :

b.1) Denture droite :

- Les dents sont rectilignes et convergent vers le sommet des cônes primitifs.

b.2) Denture hélicoïdale.

b.3) Denture spirale.

- b) Engrenages gauches : Les deux arbres occupent une position relative quelconque.  
 - Les engrenages à vis-sans-fin.

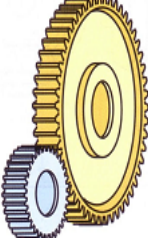

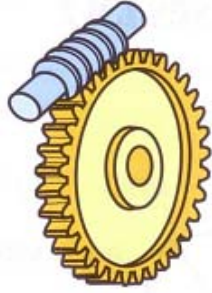
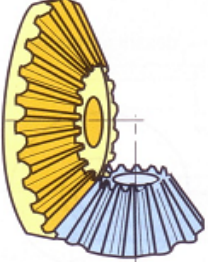

|  |   |   |
|--|---|---|
|   |  |  |
| Engrenage cylindrique à denture droite   | Engrenage hélicoïdal  | Engrenage gauche (vis sans fin)   |
|  |   |   |
| Engrenage concourant   |   | Engrenage à denture en chevron  |

Figure I.1 : Classification des engrenages [08]

### I.3 Le profil en développante de cercle et ses propriétés :

Définition mathématique [09] : La développante d'un cercle est la trajectoire d'un point d'une droite " D " qui roule sans glisser sur la circonférence sur laquelle roule la droite s'appelle circonférence de base ( $r_b$ ) ; la droite qui roule sur la circonférence de base s'appelle droite génératrice.(n-n).

Faisant rouler sans glisser la droite génératrice n-n sur la circonférence de base (figure 1-2). Chaque point de cette droite y compris  $C_0$  décrit la développante de cercle [04]. Les branches  $D_1$ ,  $D'_1$  sont symétriques par rapport au rayon  $OC_0$ . Le point Y est le point quelconque sur la développante  $D_1$ .

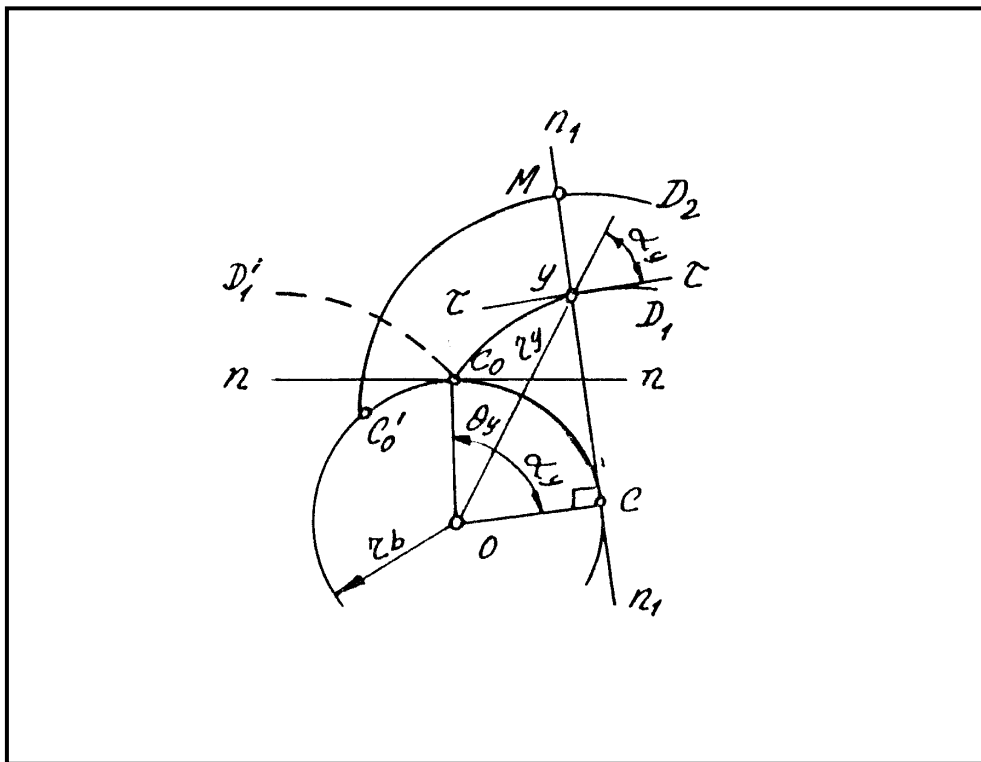


Figure I.2 : Equation polaire de la développante de cercle [04]

Désignons l'angle COY par  $\alpha_y$ . Cet angle est l'angle de profil dans le point Y. Il découle du triangle OCY que :

$$r_y = \frac{r_b}{\cos \alpha_y} \quad (I.1)$$

Ou  $r_b$  est le rayon de la circonférence de base.

Pour évaluer les avantages des profils en développante, il faut d'abord étudier les propriétés des développantes. Une des propriétés les plus importantes de la développante est la suivante :

1. La droite génératrice est la normale à la développante.

Il est clair que la normale  $n_1-n_1$  à la développante en un point Y est la tangente au cercle de base et le point de tangence C est le centre de courbure.

D'après la définition de la développante de cercle on peut écrire  $CC_0 = YC$

D'autre part :  $CC_0 = r_b(\theta_y + \alpha_y)$  et  $YC = r_b \operatorname{tg} \alpha_y$

D'ou:

$$r_b(\theta + \alpha_y) = r_b \operatorname{tg} \alpha_y \quad (I.2)$$

et

$$\theta_y = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y \quad (\text{I.3})$$

La fonction  $\operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y$  s'appelle involute de  $\alpha_y$  et elle est désignée par  $\operatorname{inv} \alpha$ , c'est-à-dire,

$$\operatorname{inv} \alpha_y = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y \quad (\text{I.4})$$

Où  $\alpha_y$  est mesuré en radian.

La fonction  $\operatorname{inv} \alpha_y$  peut être déterminée à l'aide de tables des involuées.

Nous avons finalement :

$$\theta_y = \operatorname{inv} \alpha_y \quad (\text{I.5})$$

Les expressions  $r_y = \frac{r_b}{\cos \alpha_y}$  et  $\theta_y = \operatorname{inv} \alpha_y$  sont des équations polaires de la développante de cercle. L'angle  $\alpha_y$  joue le rôle de paramètre. En fixant l'angle  $\alpha_y$  on obtient les coordonnées polaires  $r_y$  et  $\theta_y$ . Ainsi ces équations polaires sont présentées sous la forme paramétrique.

Les autres propriétés de la développante sont les suivantes [04] :

2. La forme de la développante de cercle dépend de la valeur du rayon de la circonférence de base ( $r_b$ ).
  - a) – Si le rayon de la circonférence de base tend vers l'infini ( $r_b \rightarrow \infty$ ), la développante de cercle tendra vers la droite.
3. Deux développantes  $D_1$  et  $D_2$  ayant la même direction sont des courbes équidistantes.

#### **I.4 Les propriétés de l'engrenage en développante de cercle :**

Soient  $O_1$  et  $O_2$  (figure 1-3), les centres respectifs des premières et deuxièmes roues. La droite  $O_1O_2$  s'appelle droite des centrés [04]. Le point de tangence P des cercles primitifs de fonctionnement ( $r_{w1}$  et  $r_{w2}$ ) s'appelle pole de l'engrènement. Soient  $D_1$  le profil de la dent de la première roue ;  $D_2$  le profil de la deuxième roue ; K le point de tangence des profils à l'instant correspondant.

De l'étude précédente nous déduisons les propriétés suivantes :

- 1- La tangence commune aux circonférences de base est le lieu géométrique des points de contact des profils conjugués des dents et elle est la normale (n-n) aux profils du point de contact. Cette droite s'appelle ligne d'action (d'engrènement).

Soient  $D_1$  et  $D_2$  deux développantes appartenant au point K à l'instant donné. Les profils

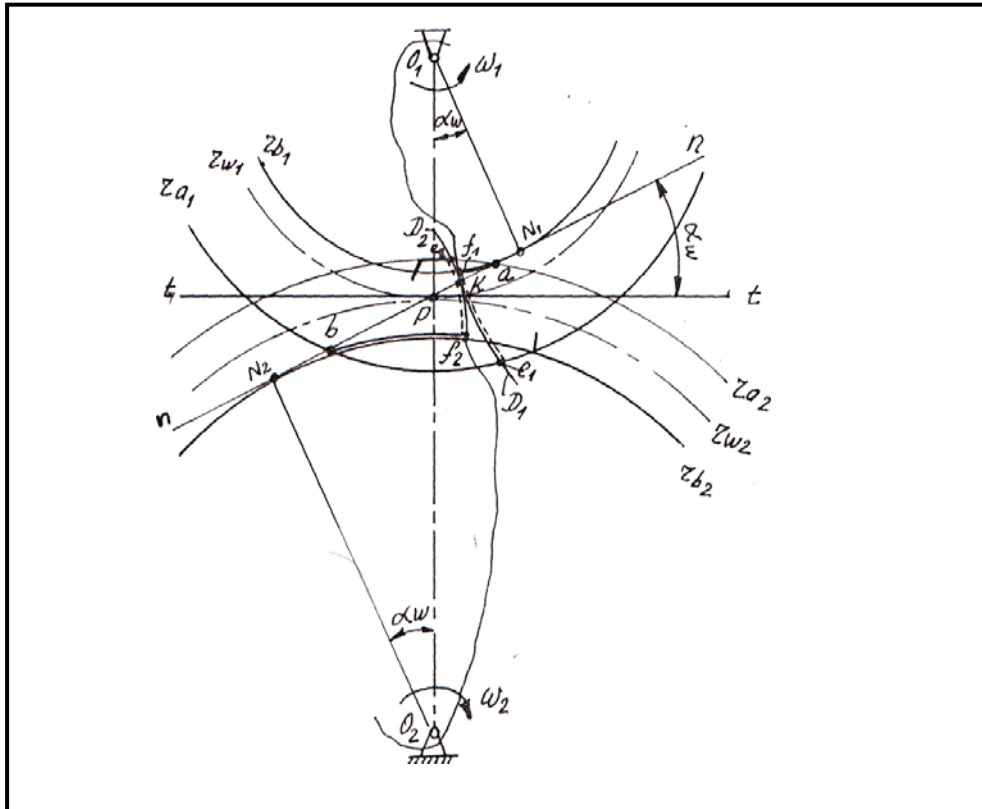


Figure I.3 : Propriétés de l'engrenage en développante de cercle [04]

Conjugués  $D_1$  et  $D_2$  ont au point de contact la normale commune. Cette normale comme celle du profil  $D_1$  doit être tangente au cercle de base de la roue 1 et la même normale comme celle du profil  $D_2$  est tangente au cercle de base de la roue 2 (d'après la propriété de la développante). Donc la normale commune aux profils  $D_1$  et  $D_2$  coïncide avec la tangente commune aux cercles de base et le point de contact étant d'un point de la normale repose sur cette tangente.

Ce résultat est valable pour tout point de contact [04]. D'où il vient de la ligne d'action des deux profils en développante de cercle est la droite tangente à deux cercles de base.

Le segment  $N_1N_2=g$  s'appelle ligne d'action théorique. En dehors de ce segment les développantes  $D_1$  et  $D_2$  ne sont pas conjugués parce qu'elles n'ont pas la normale commune, c'est pourquoi elles se coupent.

Pendant le mouvement de contact de deux profils  $D_1$  et  $D_2$  commence au point a (la roue 1 est menante). Ce point s'appelle, point de début de l'engrènement. Le contact de deux profils se termine en b qui est appelé point de fin d'engrènement.

Les cercles de tête limitent la partie de la ligne d'action théorique ou s'opère l'engrènement des profils de cette partie ab s'appelle partie utile de la ligne d'action (ligne d'action pratique). On la désigne par  $g_a$ .

En menant les arcs de centre  $O_1$  et des rayons  $O_1a$  et  $r_{a1}$  jusqu'au profil  $D_1$  on obtient le profil actif  $e_1f_1$  de la dent de la roue 1. De la même façon on trouve le profil actif  $e_2f_2$  conjugué de la dent de la roue 2. Dans ce but on mène les arcs de centre  $O_2$  et des rayons  $O_2b$  et  $r_{a2}$  jusqu'au profil  $D_2$ . Les courbes  $e_1f_1$ ,  $e_2f_2$  sont les profils actifs conjugués.

2- Le rapport de transmission d'un engrenage en développante de cercle est constant.

On sait que le rapport de transmission est invariable si la position du pôle d'engrènement ne change pas et on sait que le pôle d'engrènement est le point d'intersection de la normale commune des profils au point de contact avec la ligne passant par [04] les centres  $O_1$  et  $O_2$ . Donc pour que le rapport de transmission soit constant il faut et il suffit que la normale commune occupe la même position.

L'angle formé par la ligne d'engrènement et par la perpendiculaire à la droite des centres s'appelle angle de pression de fonctionnement1 ( $r_w$ ) et quand il est sur le cercle primitif de taillage 2 ( $r$ ).

3- L'angle de pression d'un engrenage en développante est constant.

L'angle formé par la ligne d'engrènement et par la perpendiculaire à la droite des centres s'appelle angle de pression de fonctionnement. On le désigne par  $\alpha_w$

Considérant deux positions particulières du point quelconque (figure I.4). Lorsqu'un point repose sur la circonférence primitive de fonctionnement 1 ( $r_w$ ) et quand il est sur le cercle primitif de taillage 2 ( $r$ ).

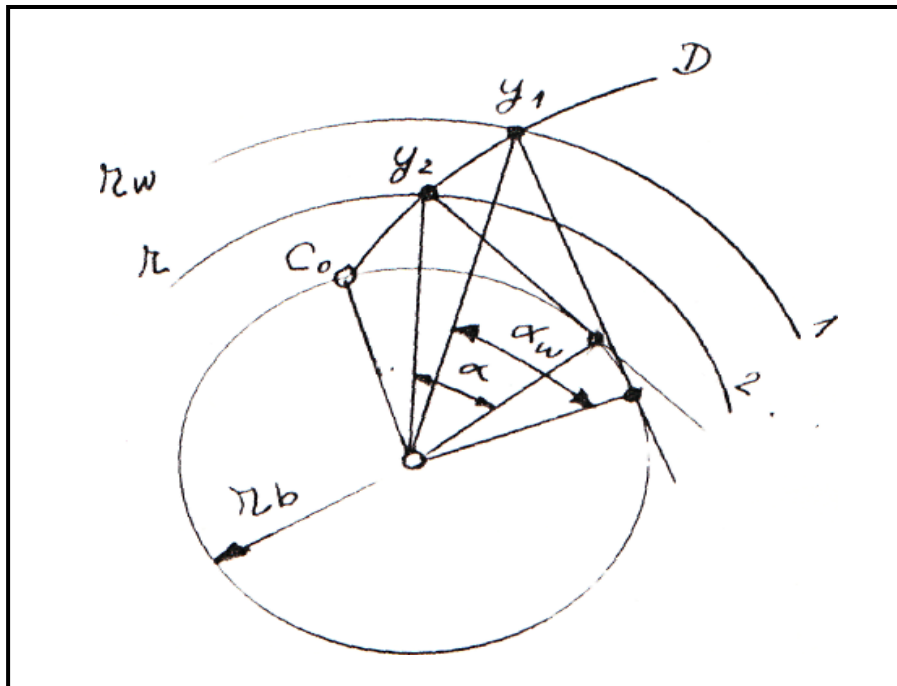


Figure I.4 : Développante de cercle [04]

L'angle qui correspond au premier cercle est désigné par  $\alpha_w$ , l'autre par  $\alpha$ . On appelle l'angle  $\alpha_w$  angle de pression de fonctionnement et l'angle  $\alpha$  de génération [04]. L'angle  $\alpha$  étant normalisé, on prend  $\alpha=20^\circ$ .

Ainsi, l'angle  $\alpha_w$  entre la normale  $n-n$  et la tangente  $\tau-\tau$  aux cercles primitifs est l'angle de pression de fonctionnement (figure 1.3). En effet les forces de pression entre les profils sont dirigées suivant la ligne d'action  $N_1N_2$  (en négligeant les forces de frottement). Les vitesses des points  $P_1P_2$  qui appartiennent aux profils  $D_1D_2$  et coïncident à l'instant considéré avec le point  $P$  sont dirigées suivant la ligne  $\tau-\tau$ . Donc c'est l'angle de pression de fonctionnement lorsque le contact coïncide avec le pôle d'engrènement  $P$ .

4- Le rapport de transmission ne dépend que des rayons des circonférences de base.

Il découle des triangles  $O_1N_1P$  et  $O_2N_2P$  que :

$$r_{w1} = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha_w} ; \quad r_{w2} = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha_w} \quad (I.6)$$

Par conséquent, le rapport des rayons des circonférences de base est égal au rapport de transmission :

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \pm \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (I.7)$$

Cette propriété des engrenages en développante de cercle a beaucoup d'importance en pratique. Grâce à celle-ci la variation de l'entraxe due par exemple, à des erreurs de montage des roues ne mène pas à la variation du rapport de transmission. Ce rapport reste rigoureusement constant.

### I.5 Éléments géométriques des roues dentées :

On voit sur les figures (1.5) une roue dentée qui comprend essentiellement :

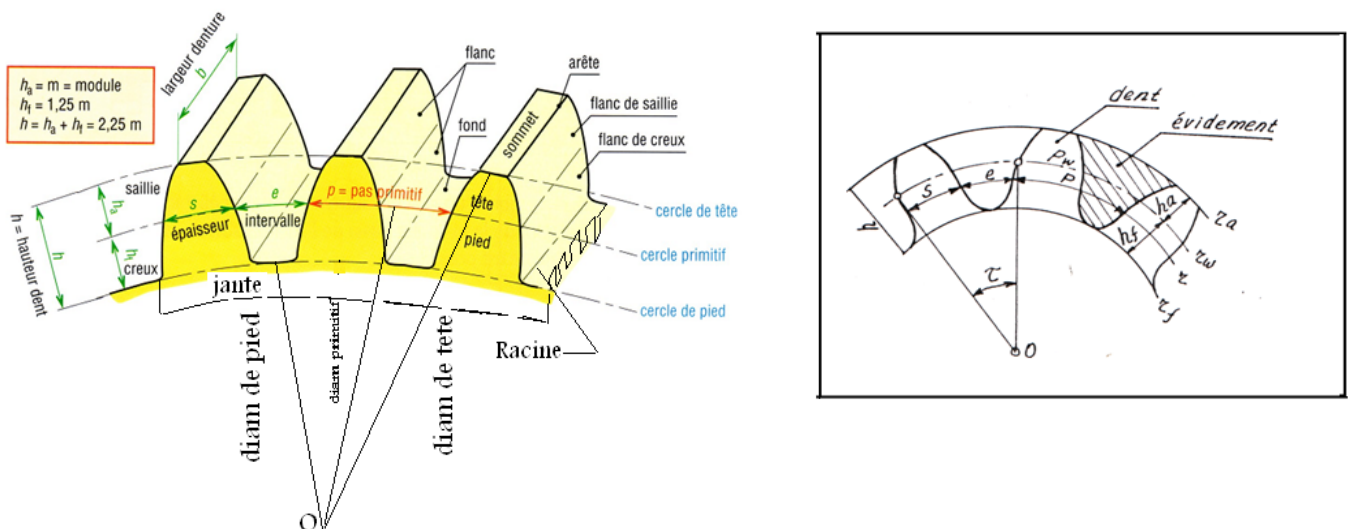


Figure I.5 : Caractéristiques géométriques principales [08]

- 1- La denture formée des dents équidistantes ;
- 2- La jante portant la denture.

L'intersection d'un flanc avec le plan qui est perpendiculaire à l'axe de la roue s'appelle profil de la denture [04]. Le profil droit et le profil gauche d'une dent sont (symétriques).

- La denture est limitée par deux cylindres :
- Le cercle extérieur s'appelle cylindre de tête ;
- Le cylindre intérieur s'appelle cylindre de pied.

L'intersection de ces cylindres avec le plan qui est perpendiculaire à l'axe de la roue donne deux cercles dits cercle de tête et cercle de pied. Les rayons des circonférences de tête et de pied sont désignés respectivement par  $r_a$  et  $r_f$ .

La surface d'une dent reposant sur le cylindre de tête est dite sommet de la dent. L'espace limité par les cylindres de tête, de pied et les flancs des deux dents voisines s'appelle « évidement ».

La distance entre la circonférence de tête et celle de pied est la hauteur de la dent  $h$ . Le cylindre primitif divise toute dent en deux parties « tête et pied »

Considérons les éléments géométriques mesurés suivant le cercle primitif de taillage. Ce sont le pas d'engrènement «  $P$  » [04], l'épaisseur de la dent «  $S$  » et l'intervalle «  $e$  ». La notion du cercle primitif de taillage est nécessaire, quand on exécute la roue. On appelle cercle primitif de taillage un cercle imaginaire dans lequel le pas est égal à celui de l'outil crémaillère. On le note par la lettre  $r$ .

Le cercle primitif de taillage et la circonférence primitive de fonctionnement ( $r_w$ ) peuvent coïncider (roues à denture normale) ou ne pas coïncider (roues à denture corrigée).

La longueur de l'arc du cercle primitif de taillage comprise entre deux profils homologues du même côté des dents voisines s'appelle « pas d'engrènement ».

L'épaisseur de la dent, c'est la distance mesurée sur le cercle de taillage entre deux profils d'une dent. L'intervalle de la denture, c'est la distance mesurée sur le cercle primitif de taillage entre les profils de deux dents voisines qui limitent un évidement on a :

$$P=S+e \quad (I.8)$$

Il est clair que le pas sur la circonférence primitive de fonctionnement est égal à :

$$P_w=S_w+e_w \quad (I.9)$$

Le cercle primitif de taillage partage la dent en deux parties : saillie  $h_a$  (hauteur de tête) et creux  $h_f$  (hauteur de pied). On a :

$$h=h_a+h_f \quad (I.10)$$

La saillie ou la hauteur de tête est la distance entre le cercle primitif et la circonférence de tête :

$$h_a=r_a-r_w \quad (I.11)$$

Le creux ou la hauteur de pied est égal à :

$$h_f=r_w-r_f \quad (I.12)$$

## I.6 Les dimensions géométriques des roues à dentures normales :

La construction mécanique des engrenages demande beaucoup de précision lors de leur dessin selon la (Fig.I.5) précédente [05,17], on distingue :

- 1- **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  $d$ .
- 2- **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  $d_a$ .
- 3- **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  $d_f$ .
- 4- **Saillie  $h_a$**  : distance radiale entre le cylindre de tête et le cylindre primitif.
- 5- **Creux  $h_f$**  : distance radiale entre le cylindre de pied et le cylindre primitif.
- 6- **Hauteur de dent  $h$**  : distance radiale entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.
- 7- **Flanc** : portion de surface d'une dent comprise entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.
- 8- **Profil** : section d'un flanc par un plan normal à l'axe.
- 9- **Pas** : longueur d'un arc de cercle primitif compris entre deux profils consécutifs.
- 10- **Largeur de denture  $b$**  : largeur de la partie dentée d'une roue mesurée suivant une génératrice du cylindre primitif.
- 11- **Entraxe entre deux roues  $a$**  : plus courte distance entre les axes des deux roues.

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

Tableau I.1 : Caractéristique géométrique des engrenages

Cylindriques à denture droite [05]

La forme des dents, leur hauteur et leur largeur sont déterminées pour donner un engrenement qui assure, en permanence [18], un point de contact entre les deux roues dentées : il y a donc transmission de l'effort d'une manière continue et sans heurt. Le module est une valeur importante ; seule des roues dentées du même module peuvent s'engrener entre elles. Le module est choisi en fonction de la résistance des matériaux et le nombre des dents en fonction du rapport des vitesses souhaité entre les roues dentées. Le module et le nombre des dents sont les caractéristiques mécaniques fondamentales des engrenages.

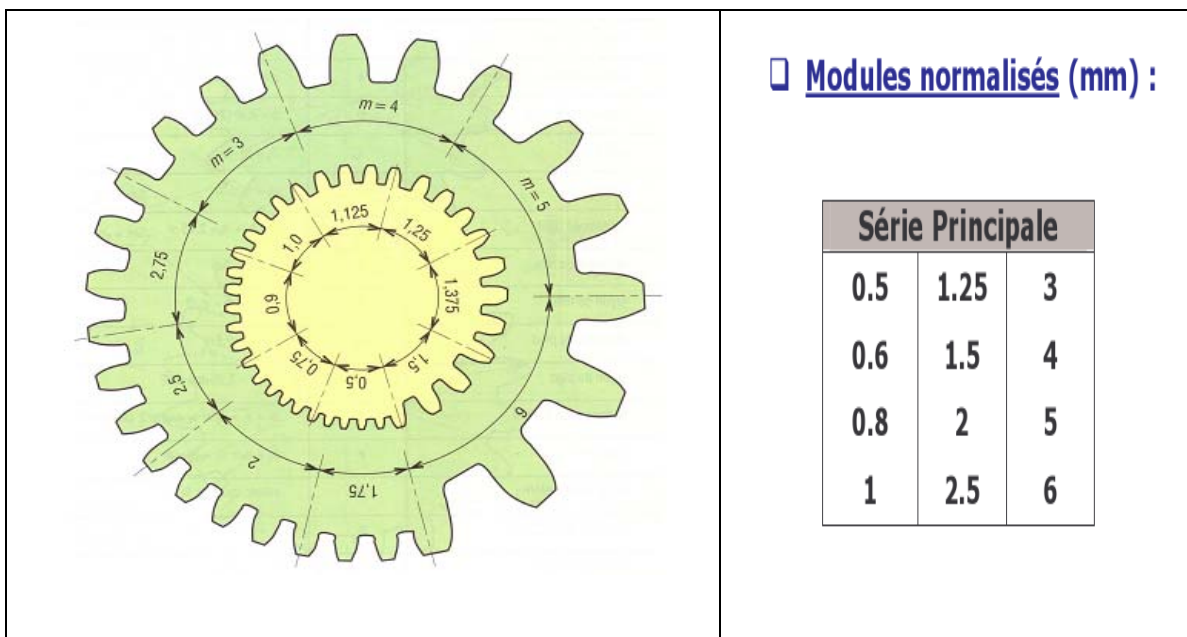


Figure I.6 : Les modules normalisés [08]

### I.7 Les avantages et les inconvénients des engrenages à denture en développante :

Une large extension des engrenages dans les machines variées (machines outils, véhicules de tourisme, camions, appareils de levage et de manutention etc...) est due à leurs faible encombrement, rendement élevé, simplicité et sécurité en service.

Un avantage important des transmissions en développante de cercle est la correction des roues. Cela permet l'obtention des caractéristiques les plus élevées pour un poids minimal. Un seul outil par module permet de tailler toutes les roues quelque soit le nombre de dents.

Les engrenages en développante de cercle présentent deux inconvénients essentiels [04]. En premier lieu, les rayons de courbures des profils des dents, qui influent sensiblement

sur la capacité de charge de la transmission suivant la condition de la résistance au contact, dépendent des diamètres des roues et de l'angle de pression  $\alpha$ . S'il faut transmettre une charge accrue, il convient d'augmenter les rayons courbures des profils des dents, ce rayon peut obtenir en augmentant soit l'angle de pression, soit les diamètres des roues, la correction permet d'augmenter la capacité de charge dans des limites définies. Il ne reste donc qu'une voie, celle d'augmenter les diamètres des roues, ce qui entraîne l'augmentation de l'encombrement de la transmission.

Le second inconvénient résulte du contact linéaire des dents en prise. Il en résulte que le manque de précision dans le positionnement des arbres ou dans l'orientation des dents, ainsi que la déformation des arbres et des paliers, rendent irrégulière la distribution de la charge le long des lignes génératrices de contact.

### I.8 Cycle de fonctionnement d'un engrenage parallèle extérieur à denture droite :

Lors de l'engrènement, le point 'A' de contact entre les profils des deux dents en développante de cercle, se déplace sur une droite tangente aux cercles de bases appelée : **droite d'action** définie par  $T_1T_2$ , cette dernière passant par le point 'I' de contact des deux cercles primitifs tangente aux deux cercles de base [20] et inclinées d'angle ' $\alpha$ ' appelé **Angle de pression de la denture**.

#### a) Début de l'engrènement :

Le contact 'A' matérialise le début de l'engrènement C'est le point d'intersection de la droite d'action avec le cercle de tête du pignon mené (Figure I.7).

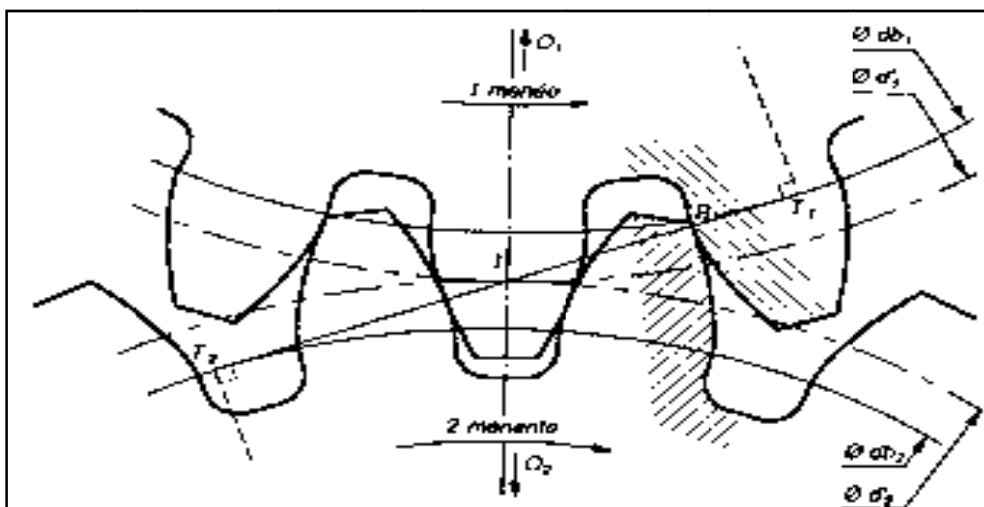


Figure I.7 : début de l'engrènement [20]

**b) Début du contact unique :**

Le point V de la (figure I.8) matérialise le début du contact unique, la dent précédente quittant le contact avec le pignon 1.

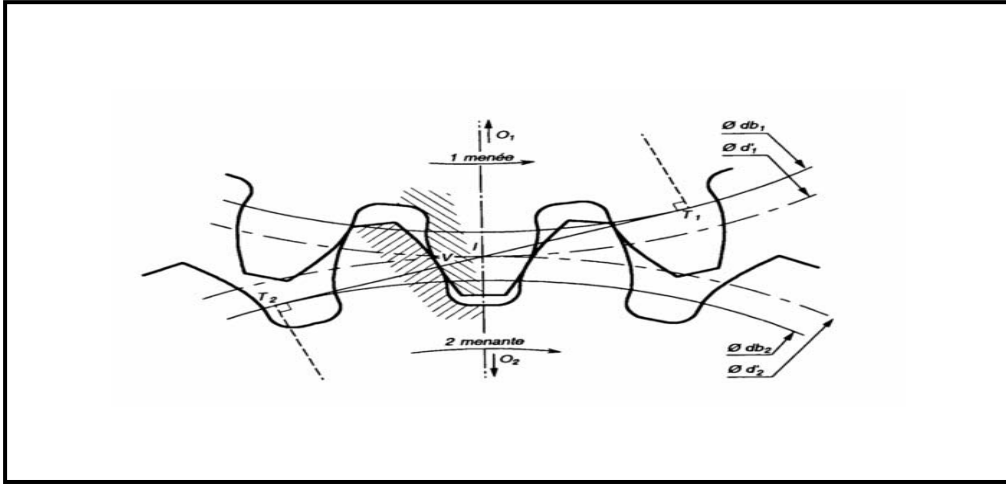


Figure I.8 : Début du contact unique [20]

**c) Fin du contact unique :**

Le point W de la (figure I.9) matérialise la fin de contact unique, la dent suivante entrant en contact avec le pignon 1.

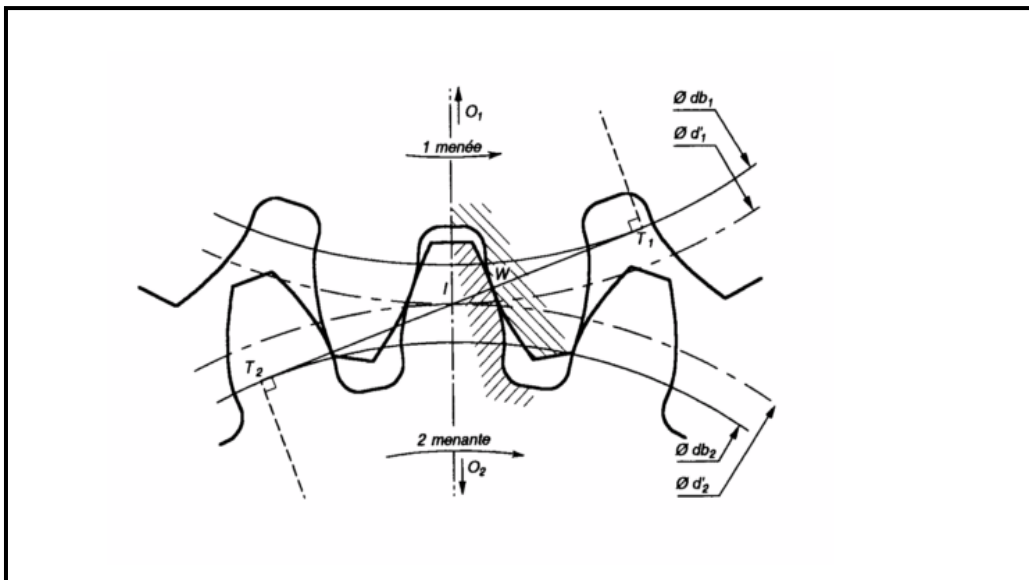


Figure I.9 : Fin de contact unique [20]

#### d) Fin de l'engrènement :

Le point 'B' matérialise la fin de l'engrènement : C'est le point d'intersection de la droite d'action avec le cercle de tête de la roue menante (Figure I.10) .

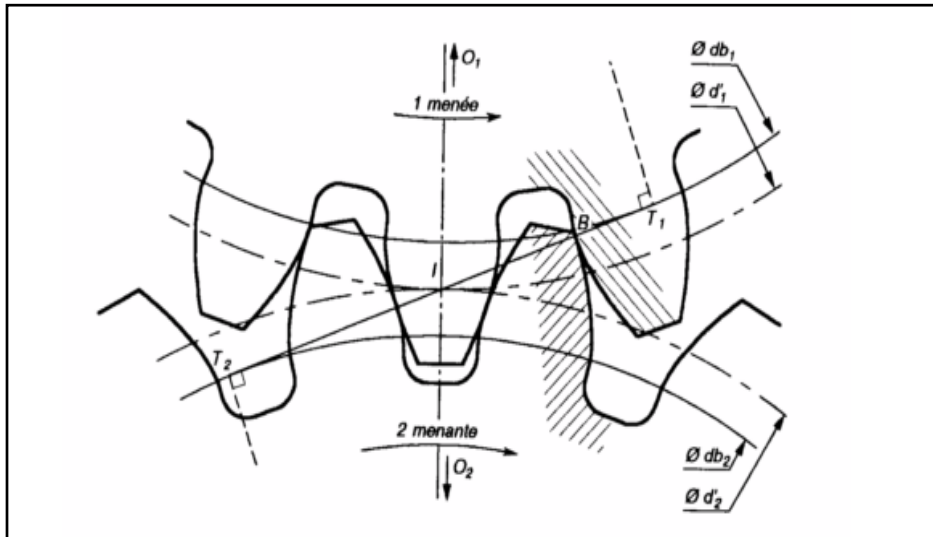


Figure I.10 : Fin de l'engrènement [20]

#### I.8.1 Période d'approche et de retraite :

Période d'approche est celle [20] qui est comprise entre le début de l'action et le moment où le point de contact est au primitif (point I sur la ligne d'action). La longueur d'approche est alors :

$$g_f = AI$$

Période de retraite est comprise entre le moment où le point de contact est en I et la fin de l'action (point B sur la ligne d'action). Elle est donnée par :

$$g_a = IB$$

#### I.8.2 Efforts sur les dents :

La (figure I.11) présente un engrenage entre la roue et le pignon [21]. L'action de la denture du pignon sur la roue se traduit par une force  $F_n$  dirigée suivant la normale commune aux dents en leur point de contact.

$F_n$  : a comme support la ligne d'action et elle se décompose en une force tangentielle  $F_t$  et une force radiale  $F_r$ .

Soit le couple moteur  $C_m$  et le rayon de base  $r_{b1}$ , alors on a :

$$F_n = \frac{C_m}{r_{b1}}$$

$$F_t = F_n \cdot \cos\alpha$$

$$F_r = F_n \cdot \sin\alpha = F_t \cdot \tan\alpha$$

La force tangentielle ( $F_t$ ), peut être déterminée, en connaissant la puissance transmise ( $P_1$ ) et la vitesse tangentielle ( $V_t$ ).

Nous avons donc :

$$F_t = \frac{P_1}{V_t}$$

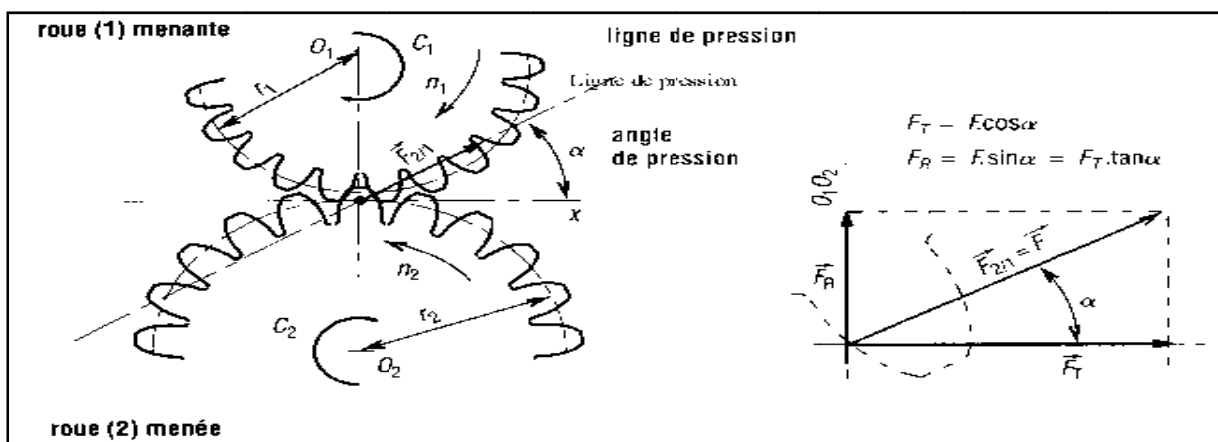


Figure I.11 : Efforts dans un engrenage extérieur à denture droite [45]

Ceci permet d'éviter les fluctuations du couple transmis. De plus, le nombre de dents en contact durant l'engrènement est variable. On définit le nombre moyen de dents en contact par le **rapport de conduite**  $\epsilon_\alpha$ . L'engrènement est supposé correct si  $\epsilon_\alpha > 1.3$ . Les figures (1.7 et 1.10) montrent le début et fin de l'engrènement entre deux dents : au début de l'engrènement, le couple de dents précédent est encore en contact, puis les dents en gris deviennent les seules en contact, enfin le couple de dents suivant commence à engrèner et il y a de nouveau deux couples de dents en contact.

En considérant la force  $F$  transmise sur la zone de contact constante, la variation de la force transmise par une dent est donnée par la (figure I.12). Un couple de dents est seul à transmettre  $F$  entre les points V et W, tandis que sur les portions AV et WB deux couples se partagent la charge. Le profil de la force transmise par une dent est ainsi en forme d'escalier.

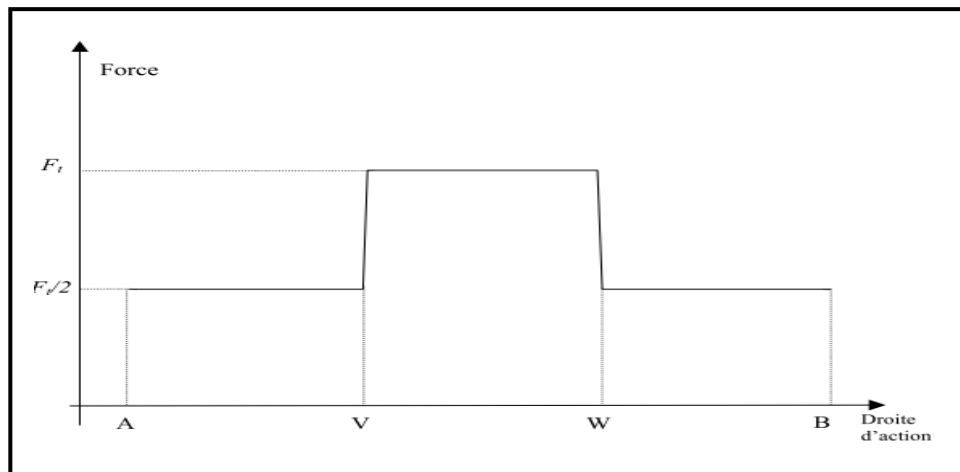


Figure I-12: Distribution de la force transmise sur la ligne de contact [20]

La force appliquée sur une même dent subit en théorie deux augmentations de  $F/2$ , puis deux diminutions de  $F/2$ . Le rapport de conduite [20] de l'engrènement s'écrit :  $\epsilon_\alpha = \frac{AB}{AW}$ ,  $AW$  étant le pas de base.

### I.9 Interférence de fonctionnement :

On s'intéressera ici aux interférences dans les engrenages cylindriques à axes parallèles et à denture droite ou hélicoïdale, et à leur solution par déport de denture sans variation d'entraxe.

#### I.9.1 Principe de l'interférence :

Lors de l'engrènement (Figure I-13), le contact entre dentures suit la ligne d'action (T1 T2) tangente commune aux cercles de base, donc inclinée de l'angle de pression ( $\alpha$ ) par rapport à la tangente commune aux deux cercles primitifs qui sont en contact au point I.

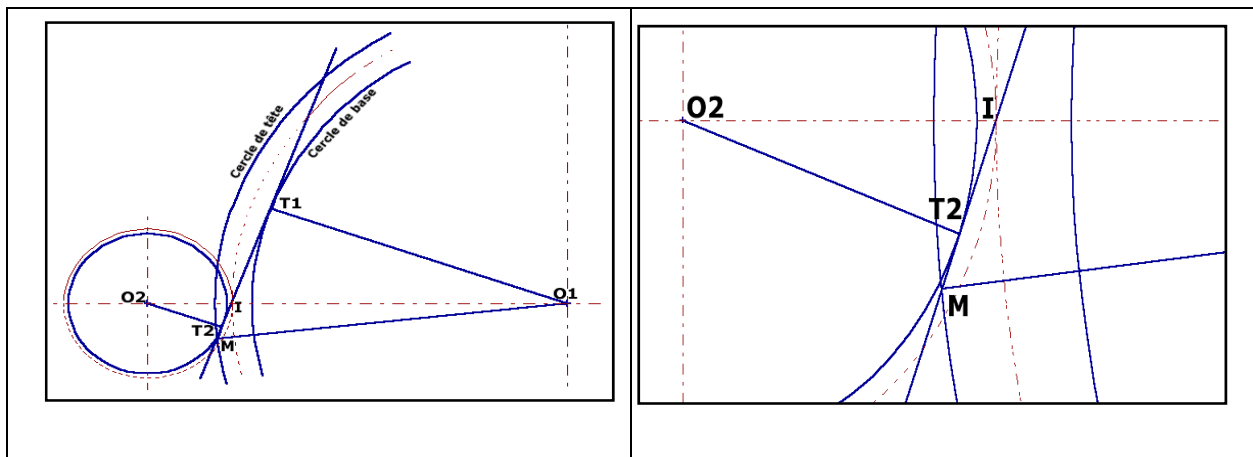


Figure I-13 : Détail de la zone de contact d'interférence

Lorsque le nombre de dents du pignon devient faible, on s'aperçoit que le cercle de tête de la roue sort de la ligne d'action. Il se produit alors une interférence d'engrènement.

Ce phénomène dépend de l'angle de pression ( $\alpha$ ), pour un angle de  $20^\circ$ , il apparaît lorsque le pignon a moins de 17 dents et la roue plus de 17, ou lorsque le pignon a moins de 13 dents quelque soit le nombre de dents de la roue.

La solution consiste à ramener le point M à l'intérieur de la zone de contact  $T_1 T_2$ . Ceci peut-être fait en déportant les dentures par rapport aux cercles primitifs. Pour une correction sans variation de l'entraxe  $O_1O_2$ , il est nécessaire de déporter les deux dentures en sens inverses:

- Vers l'extérieur pour le pignon
- Vers l'intérieur pour la roue

### **I.10 Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages :**

Les principaux défauts survenant sur un couple d'engrenages d'un réducteur simple sont les défauts répartis sur toute la denture et les défauts localisés sur une partie de la denture [34].

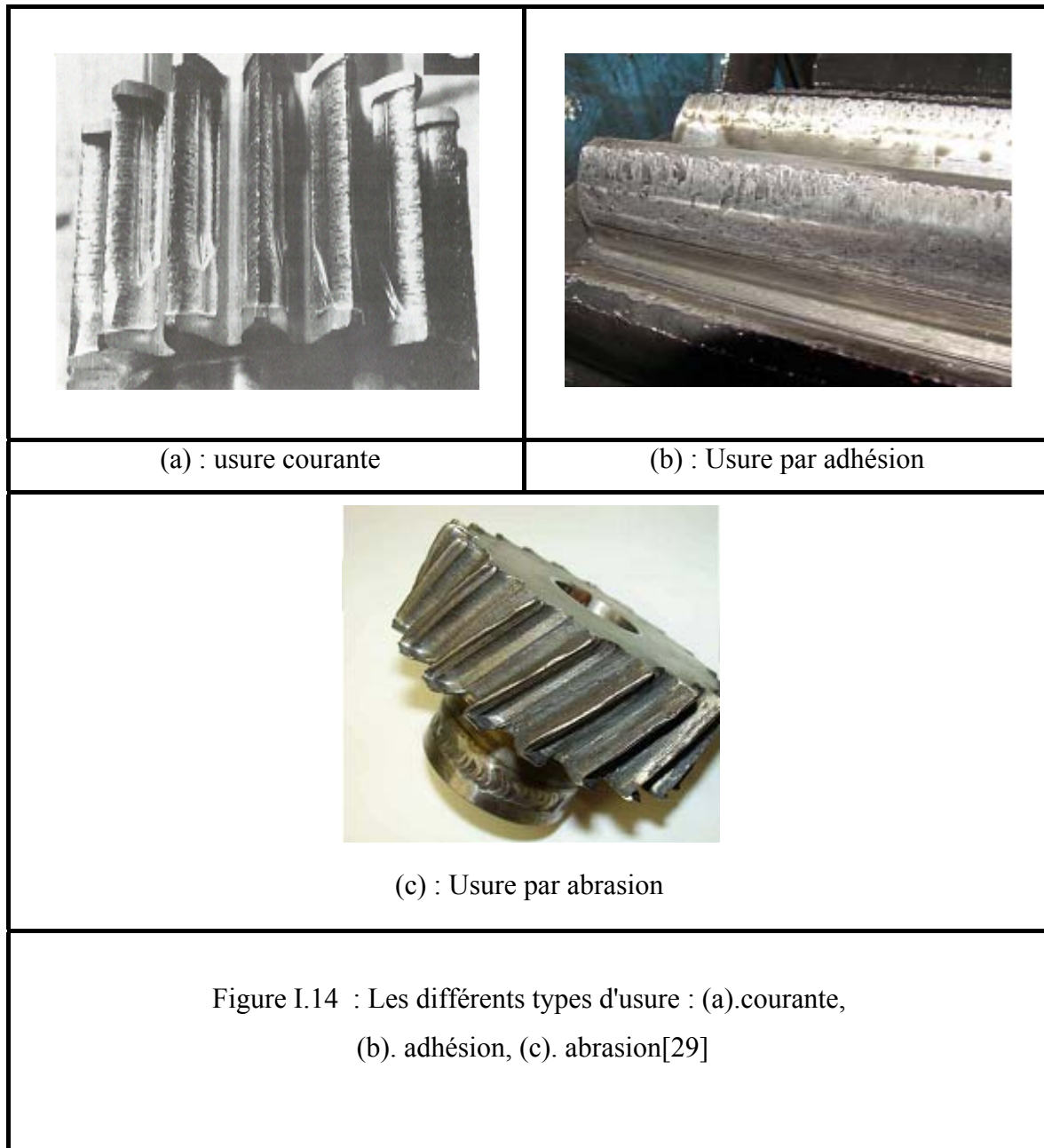
#### **I.10.1 Défauts répartis sur toutes les dents :**

##### **a) Usure abrasive et adhésive :**

Enlèvement de matière du au glissement des deux surfaces de contact. Le développement de cette usure est lié à la charge mécanique à transmettre et à la vitesse de glissement, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

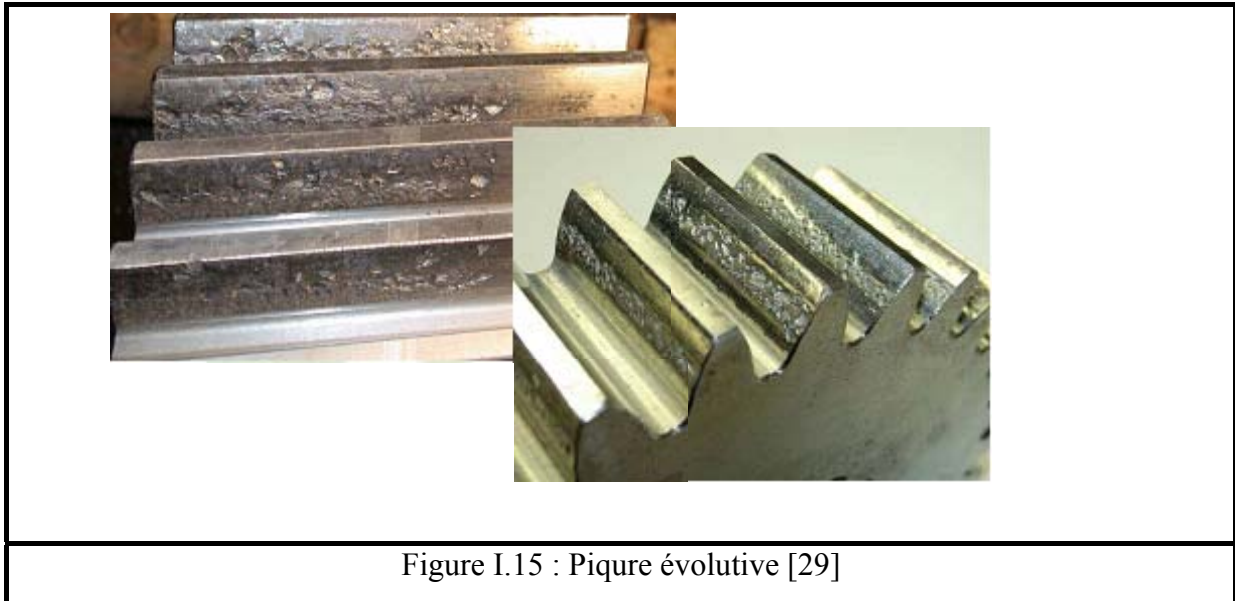
L'usure normale est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture et elle progresse lentement. Elle est négligeable pour les dentures de petit module et très durcies.

Une usure anormale est produite lorsque le lubrifiant est pollué de particules abrasives ou lorsqu'il est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement voir à une mise hors service.



### b) Pitting ( piqures) :

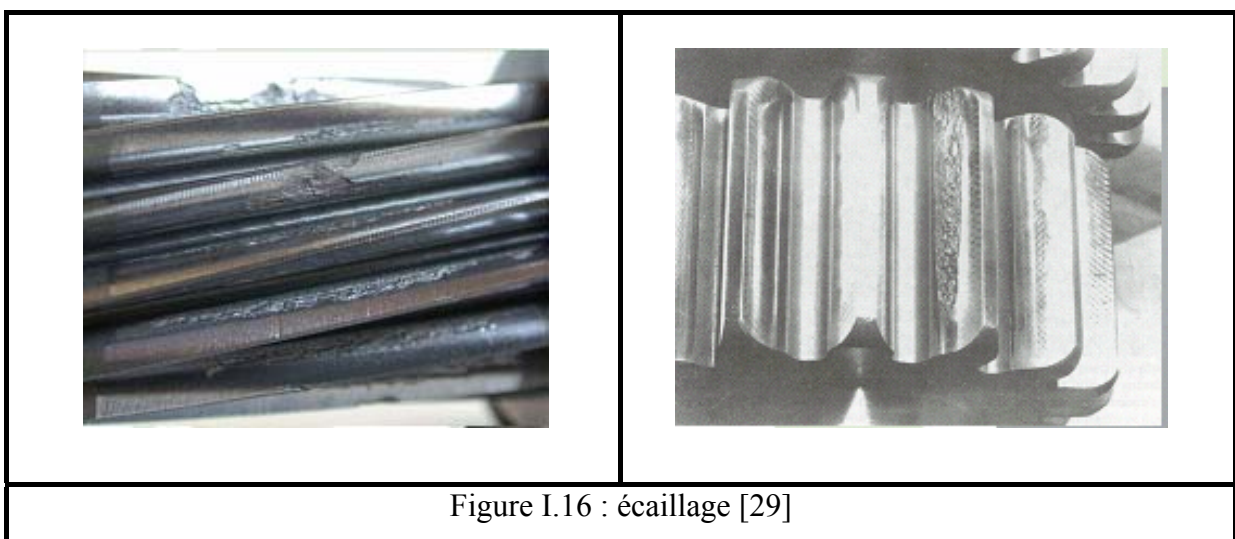
Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif. Cette avarie se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur, et donc plus fragile, sensible aux effets cumulatifs de surcontraintes (avance de fissures). Le pitting est moins à craindre lorsque la viscosité du lubrifiant est importante, car dans ce cas, le film d'huile séparant les surfaces en contact est plus épais. Cette avarie peut apparaître à la suite de légers désalignements d'axes par exemple, à cause de surpression locales.



### I.10.2 Les défauts localisés sur certaines dents:

#### a) Ecaillage :

Il s'agit également de trous mais ceux-ci sont moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux du pitting. Les dégradations sont produites par fatigues en sous-couche, au point de cisaillement maximal. On rencontre ce type d'avarie dans les engrenages cémentés (couche superficielle durcie) [34] ; ces engrenages sont actuellement très répandus car ils permettent de passer des couples importants dans des dimensions raisonnables. L'écaillage qui est le défaut principal, évolue très rapidement vers la rupture, sans passer par une phase d'usure.



**b) Le grippage :**

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.

**c) Fissure :**

Elle progresse à chaque mise en charge [24], et elle est située en pied de dent. Elle apparaît sur des aciers fins et durcis, qui sont sujets aux concentrations de contraintes. Leur apparition est due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction.

**I.11 Conclusion :**

Ce premier chapitre a été entièrement consacré à la description générale des transmissions par engrenage tels que les propriétés de la développante de cercle. L'évaluation des avantages de ce profil.

Par ailleurs, les différents types de détérioration des dentures d'engrenage sont également très significatifs. Ils sont, en effet, directement responsables des régimes de fonctionnement critiques ou les vibrations d'engrènement augmente considérablement et aussi conduisent rapidement à la rupture des dents.

**Chapitre II**  
**L'Analyse vibratoire**

## II.1 Introduction :

L'utilisation des différents équipements technologiques existants nécessite un suivi de comportement visant à garantir la sécurité, la qualité des produits, la disponibilité des installations, et la minimisation des coûts d'exploitation.

Plusieurs méthodes de surveillance des machines [02] ont été proposées dans la littérature. Manifestement la plus répandue est l'analyse des vibrations elle est indispensable à tout service de maintenance pour assurer une surveillance efficace.

En effet, cette méthode peut donner des renseignements qualitatifs sur les efforts développés au sein sur les organes de la machine et permet de détecter l'apparition précoce des défauts grâce à cette technique et éviter des arrêts de productions coûteux dus à la défaillance imprévue d'un engrenage.

Dans les procédures de maintenance, on peut classer les étapes d'intervention en deux niveaux :

1. le premier niveau consacré à la surveillance, utilise des indicateurs scalaires (niveau global, Facteur de crête, Kurtosis, etc....) pour mettre en évidence l'apparition d'un ou de plusieurs défauts.
2. le second niveau caractérisé par le diagnostic, intervient après l'étape de surveillance et utilise des indicateurs beaucoup plus fins (Spectre, Zoom, etc....), afin de localiser plus précisément la nature et le lieu du défaut, c'est une technique plus récente.

Dans ce chapitre sont présentées les notions de base d'une vibration et les techniques de surveillance,

## **II.2 La maintenance par analyse vibratoire :**

Selon la norme NF-X60-010 [AFNO 90b], « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état spécifique ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement [07], pour accomplir une fonction requise ».

### **II.2.1 Les différents types de maintenance :**

En effet, aussi bien pour des raisons de sécurité que pour des raisons de rentabilité, les activités de maintenance sont essentielles pour la pérennité des machines industrielles [07]. Elles permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits. Il est possible de distinguer deux stratégies de maintenance, comme le montre la (figure II.1) :

**II.2.1.1 La maintenance préventive conditionnelle :** subordonnée à un type d'événement prédéterminé.

**II.2.1.2 La maintenance préventive systématique :** effectuée selon un échéancier fixé sur la base du minimum de durée de vie des composants mécaniques.

**II.2.1.3 La maintenance corrective :** correspondant à une action effectuée après la panne.

- a) **Maintenance palliative :** Activités de maintenance corrective destinées à permettre à un bien d'accomplir provisoirement tout ou une partie d'une fonction requise.
- b) **Maintenance curative :** Activités de maintenance ayant pour objet de rétablir un bien dans un état spécifique ou de lui permettre d'accomplir une fonction requise.

Les résultats des activités réalisées doit présenter un caractère permanent .ces activités peuvent être :

- Des réparations.
- Des modifications ou améliorations ayant pour objet de supprimer la (ou les) défaillance(s).

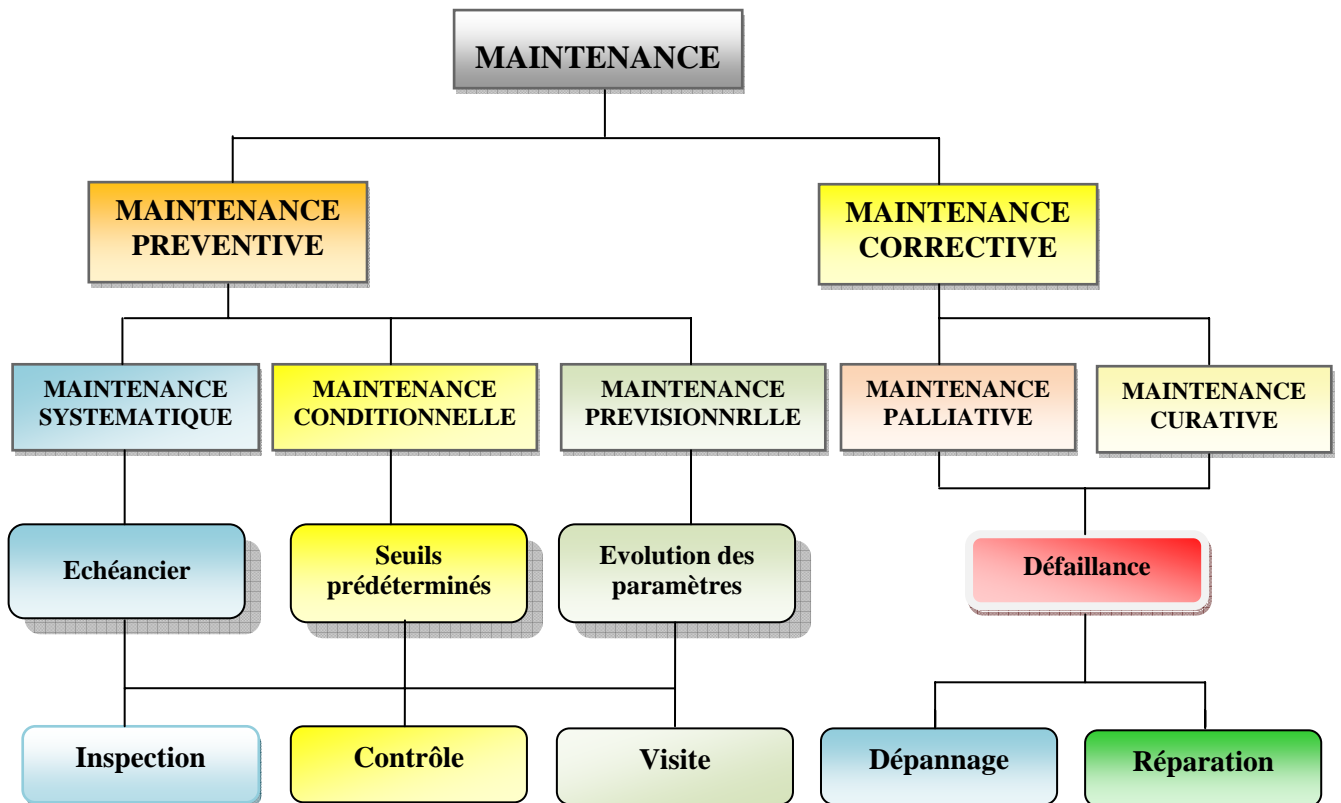


Figure II.1 : Les différents types de maintenance

**II.2.2 La surveillance et le diagnostic :**

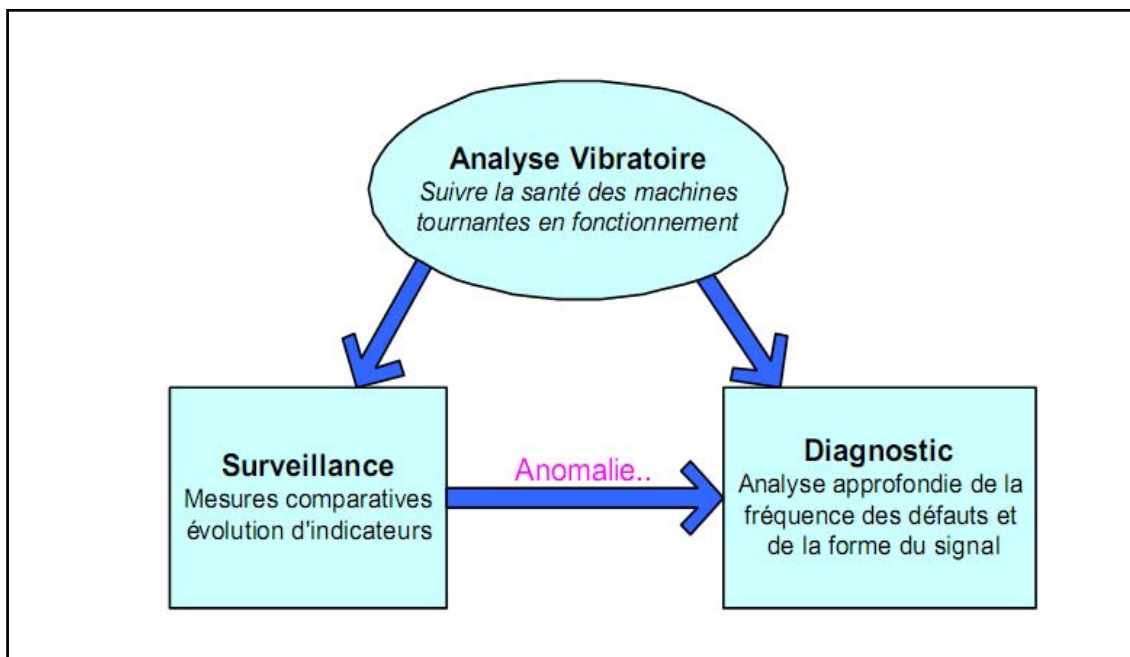


Figure II-2 - déroulement d'une analyse vibratoire [11]

Schéma de la Figure II-2 présente [11], de façon simplifiée, l'analyse vibratoire réalisée à partir de mesures effectuées sur les parties fixes des machines surveillées. On distingue communément deux principales activités :

- **La surveillance** : le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence, constituant la signature, alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée ;
- **Le diagnostic** : il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il fait suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance et il permet de désigner l'élément de la machine défectueux. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. Le diagnostic fait appel à des connaissances approfondies en mécanique et une formation spécifique en analyse du signal.

### **II.3 Notion et généralités sur les vibrations :**

On appelle une vibration c'est la variation cyclique d'une grandeur physique autour de sa valeur moyenne. Un système mécanique est dit en vibration, lorsque il est animé d'un mouvement de va et vient, autour d'une position d'équilibre (de repos).

Les vibrations sont la manifestation la plus évidente de l'apparition de contrainte sur une machine tournante. C'est la réponse de la structure à l'excitation des forces internes et externes.

Une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature.

#### **II.3.1 Signaux vibratoires :**

##### **II.3.1.1 Structure des signaux vibratoires :**

Les signaux vibratoires relevés sur les systèmes mécaniques en fonctionnement contiennent l'information nécessaire relative à l'état des composants de la machines, tout le problème consiste à isoler l'information relative à chaque élément. En effet, les signaux ont une structure complexe et sont constitués de différentes composantes [24] :

- Une partie du signal provient des phénomènes cycliques se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrenages, les mouvements existants au sein d'un enroulement... ;
- Une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système.

### II.3.1.2 signaux :

On désigne, sous ce vocable très général [11], toute grandeur pouvant avoir un effet sur une structure pour modifier son équilibre ou son comportement : force, tension, accélération, vitesse, pression acoustique, etc. En simplifiant, on peut classer les différents signaux dans l'une des catégories suivantes :

#### a) Signaux harmoniques :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde (Figure II-3 ). Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle générée par le balourd d'un rotor en mouvement.

Si l'on décrit mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons :

$$x(t) = X.\sin(\omega.t + \varphi) \quad (\text{II.1})$$

Avec : X : amplitude.

$\omega$  : vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ( $2\pi f$ ).

f : fréquence du mouvement.

$\varphi$  : phase du mouvement par rapport à une référence dans le temps.

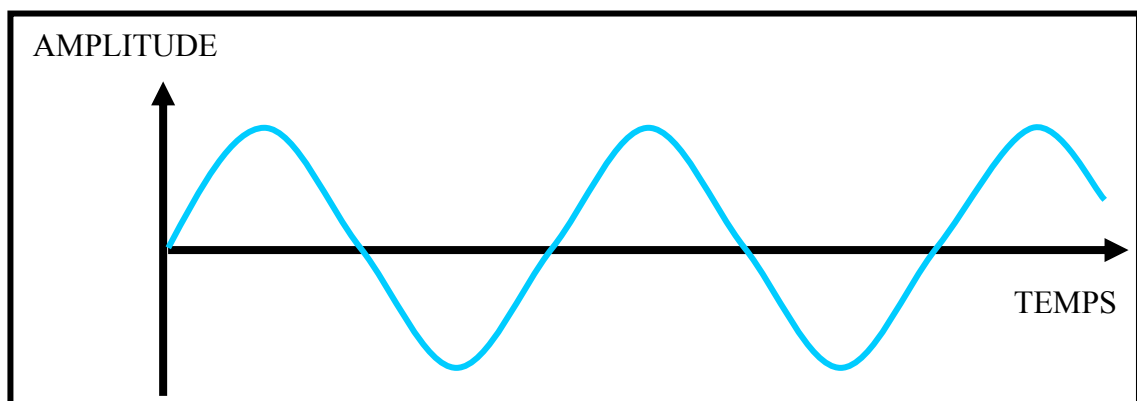


Figure II-3 : La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale)

#### b) Signaux périodiques non harmoniques :

Un signal périodique non harmonique est une somme de signaux harmoniques de différentes amplitudes maximales (constantes) mais dont les pulsations sont multiples d'une

pulsation dite fondamentale, comme l'illustre la (Figure II-4). Le signal est [35] connu à l'instant ' $t$ ' et se retrouve rigoureusement identique à l'instant ' $t \pm nT$ ' ( $n$  : étant un nombre entier).

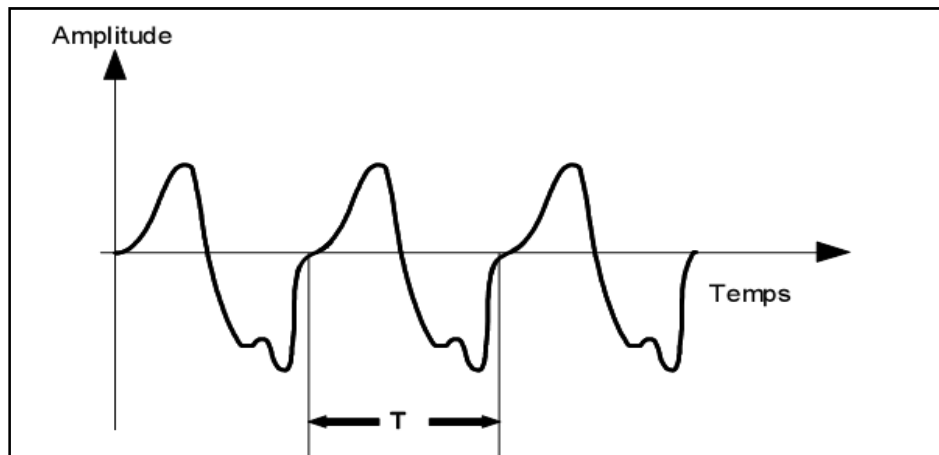


Figure II-4 : La représentation d'un signal périodique non harmonique [48]

### c) Signaux transitoires et aléatoires :

La Figure (II-5) : montre deux exemples de signaux non périodiques [11]. Les signaux transitoires se produisent pendant un intervalle de temps limité. Les signaux aléatoires ont leurs caractéristiques d'amplitude et de fréquences qui changent aléatoirement en fonction du temps.

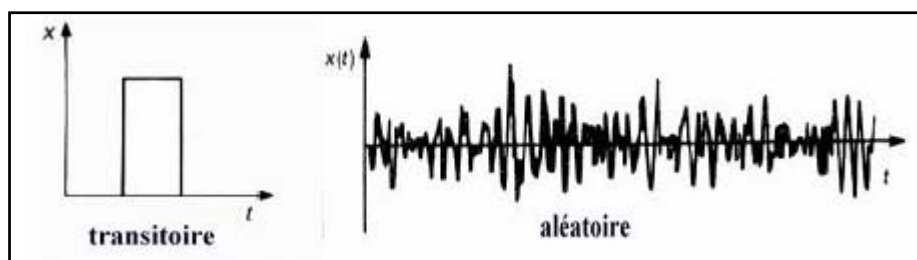


Figure II-5 : Exemples d'un signal transitoire et d'un signal aléatoire [11]

### II.3.2 Les modes de détections :

En mesure vibratoire, on utilise couramment trois modes de détection [44]:

- Valeur efficace.
- Valeur crête.
- Valeur crête à crête.

❖ **Valeur efficace :  $X_{eff}$ .**

Pour une vibration périodique [48], la valeur efficace (Figure II-6) est la moyenne quadratique des valeurs efficaces de chacune des vibrations sinusoïdales qui la composent :

$$X_{eff} = \sqrt{(X_{1eff}^2 + X_{2eff}^2 + \dots + X_{neff}^2)} \text{ ou } X_{eff} = \sqrt{\left[ \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \right]} \quad (\text{II.2})$$

Il existe une autre désignation de la valeur efficace qui est  $X_{rms}$  (rms : root mean square).

Pour une vibration sinusoïdale :

$$X_{eff} = \frac{X_c}{\sqrt{2}} = \frac{X_{cc}}{2\sqrt{2}} \quad (\text{II.3})$$

❖ **Valeur crête  $X_c$  :**

La valeur crête [48] d'une vibration est la valeur maximale prise par la vibration  $x(t)$  dans l'un des sens positif et négatif.

❖ **Valeur crête à crête  $X_{cc}$  :**

La valeur crête à crête d'une vibration est la somme des deux valeurs crête pour les sens positif et négatif.

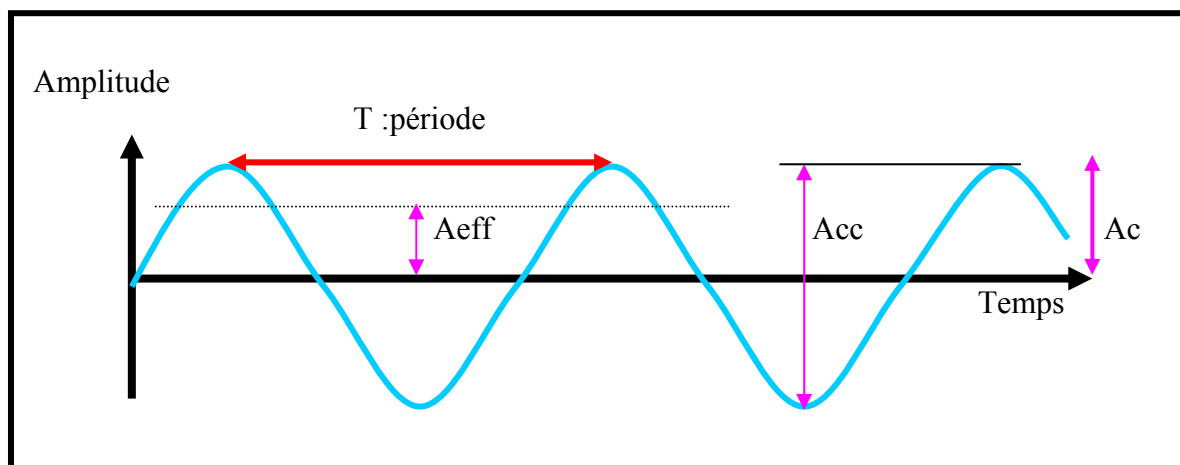


Figure II-6 : La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale)

**Remarque :**

On choisira de faire une mesure efficace lorsqu'on cherchera à apprécier l'énergie vibratoire mise en jeu dans la machine (effet de la moyenne quadratique).

On choisira de faire des mesures crêtes ou crête à crête lorsqu'on cherchera à apprécier les contraintes maximales subies par la machine.

### II.3.3 Les grandeurs de mesures et ses unités :

- \* **Déplacement** - micromètre [ $\mu m$ ]
- \* **Vitesse vibratoire** - [ $mm/s$ ].
- \* **Accélération vibratoire** - [ $mm/s^2$ ] ou [ $g$ ] =  $9,81m/s^2$

L'analyse de leurs signaux donne des informations [36] sur les dégradations internes (Figure II.7).

Il existe deux niveaux d'investigation:

- La mesure de niveau global permet de qualifier un état général par comparaison à des normes;
- L'analyse spectrale permet de diagnostiquer l'origine des défauts et de suivre l'évolution en fonction de temps.

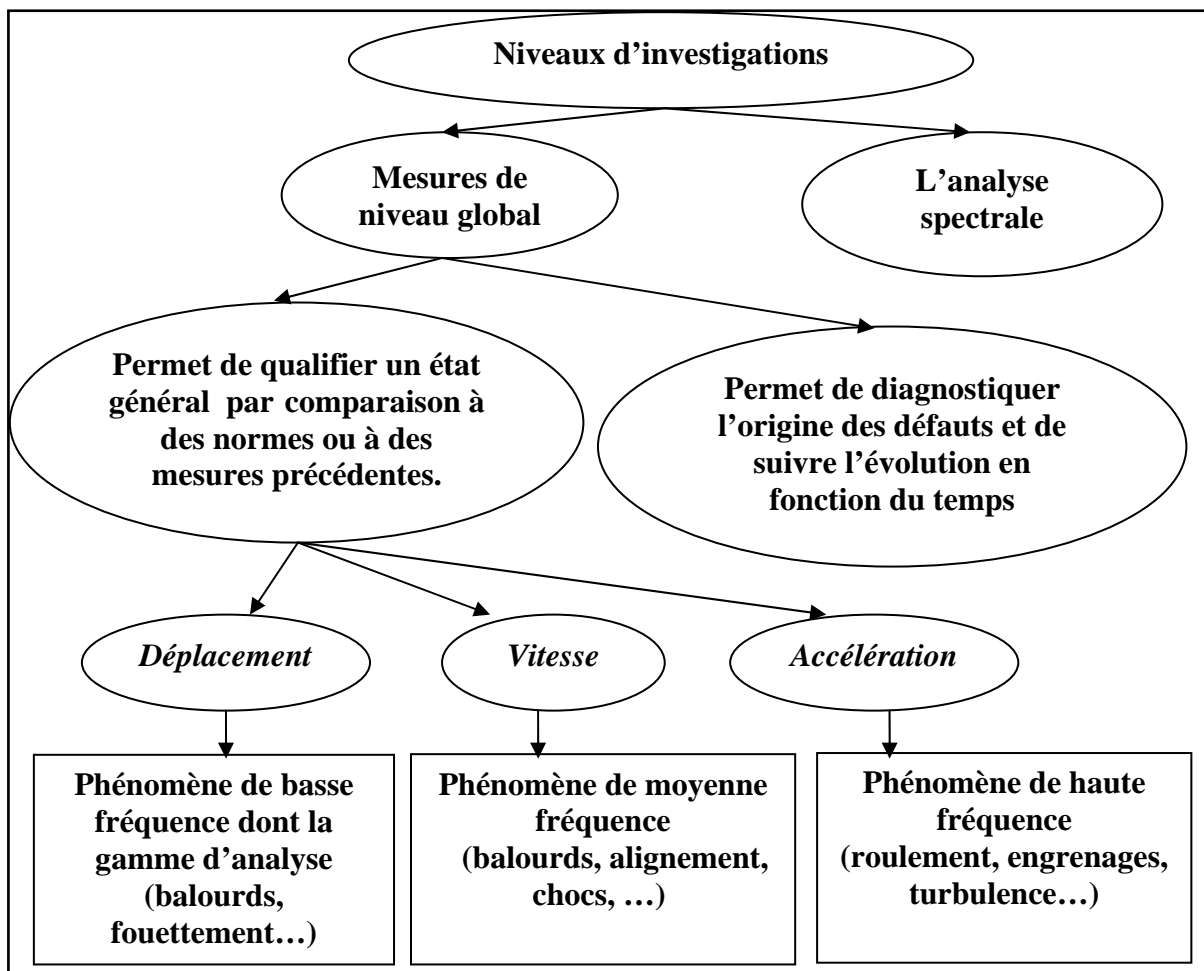


Figure II.7 : Niveaux d'investigations [44]

En règle générale, l'accélération et la vitesse de vibration sont évaluées en amplitude simple, alors que le déplacement s'exprime en amplitude double.

La mesure de niveaux globaux [36] de grandeurs permet d'apprécier l'état de la machine :

- L'évolution significative d'une dégradation;
- La comparaison des seuils.

## II.4 Présentation du signal vibratoire :

### II.4.1 Représentation spectrale (ou fréquentielle) :

Le spectre est le concept fondamental de l'analyse en fréquence (Figure II-8). C'est la représentation d'un signal dont l'amplitude ne serait plus donnée en fonction du temps mais en fonction de sa fréquence [35].

Si l'on décrit mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons :

$$a(t) = A \sin(\omega_0 t + \varphi_0) \quad (\text{II.4})$$

Où

Variable  $a(t)$  : c'est la valeur instantanée de la grandeur considérée.

Module  $A$  : est l'amplitude maxi du signal

Période  $T$  : c'est l'intervalle de temps au bout duquel la variable  $x(t)$  reprend la même valeur dans la même direction.

Fréquence  $f$  : c'est le nombre de périodes par unité de temps

$$f = 1/T \quad (\text{Hz}) \quad (\text{II.5})$$

$\omega$ : la pulsation ( $\omega = 2\pi f$ ) (rd/s)

$\varphi$ : La phase à l'instant  $t = 0$ .

Pour décrire complètement ce signal, il suffit de connaître :

$A$  : Amplitude maxi du signal ;

$f$  : Fréquence du signal ;

$\varphi$  : Phase.

Phase  $\varphi$  : elle est représentative du temps qui s'écoule entre une référence que l'on se donne et l'instant que l'on considère. Elle est exprimée en unité d'angle.

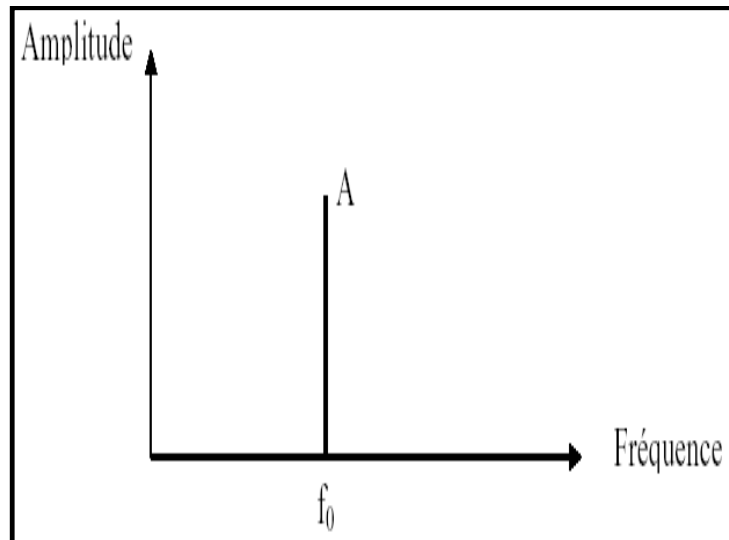


Figure II-8 : La représentation spectrale d'un signal sinusoïdal

#### II.4.2 Représentation temporelle :

L'amplitude du signal vibratoire est représentée en fonction du temps (Figure II.9). La figure montre un exemple de cette représentation pour un signal sinusoïdal.

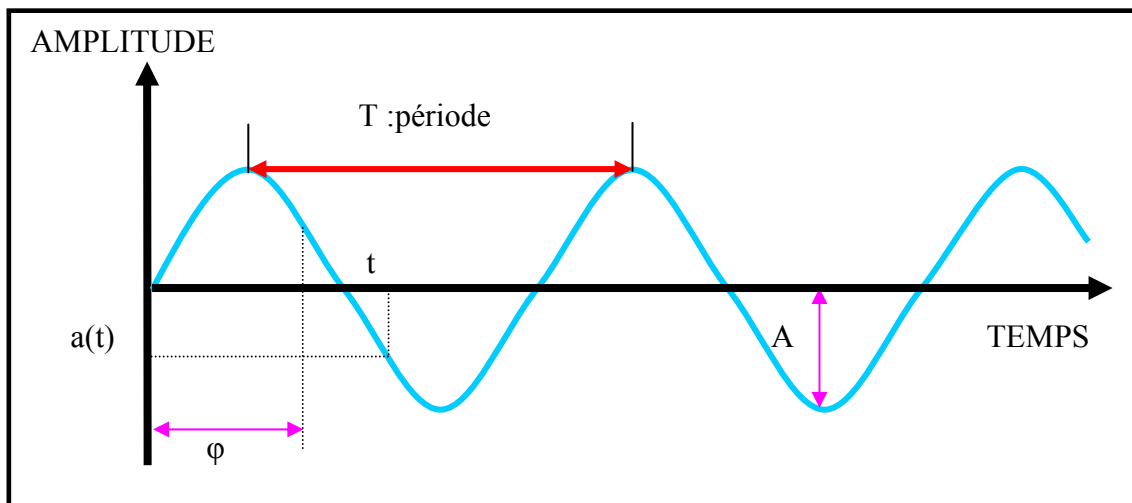


Figure II.9 : Représentation temporelle

#### II.4.3 Représentation d'un signal quelconque :

Un signal quelconque  $A(t)$  peut toujours être considéré comme la somme de Signaux sinusoïdaux :

$$A(t) = A_0 \cos(\omega_0 + \varphi_0) + A_1 \cos(\omega_1 + \varphi_1) + \dots + A_n \cos(\omega_n + \varphi_n) \quad (\text{II.6})$$

La représentation temporelle de ce signal est souvent complexe et devient vite Inextricable. Seule la représentation spectrale convient dans ce cas (Figure II.10).

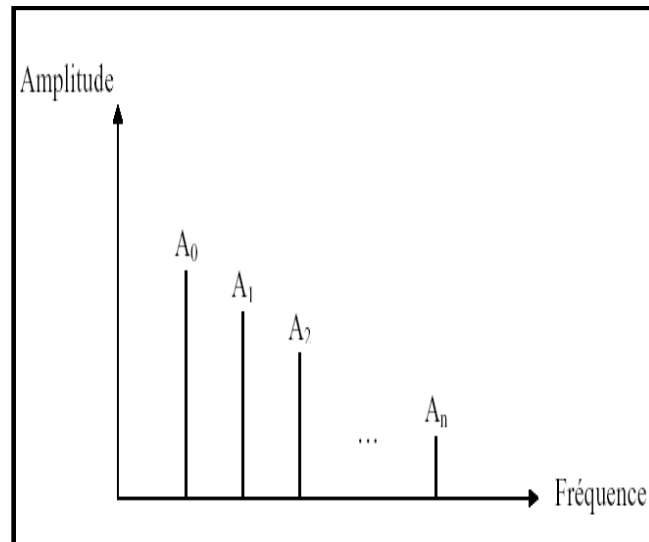


Figure II.10 : représentation spectrale d'un signal quelconque.

## II.5 Outils de l'analyse vibratoire :

### II.5.1 Capteur de vibrations :

L'homme grâce à ses sens, le toucher [38], l'œil et la vue, reconnaîtra grossièrement certains défauts mécaniques.

Ces mesures sensorielles sont maintenant complétées par des mesures objectives fournies par les capteurs.

On distingue les capteurs suivant les principes les plus particulièrement utilisés (Figure II.11) :

- \* Déplacement : principe des courants de Foucault.
- \* Vitesse : principe électrodynamique.
- \* Accélération : principe piézo-électrique.

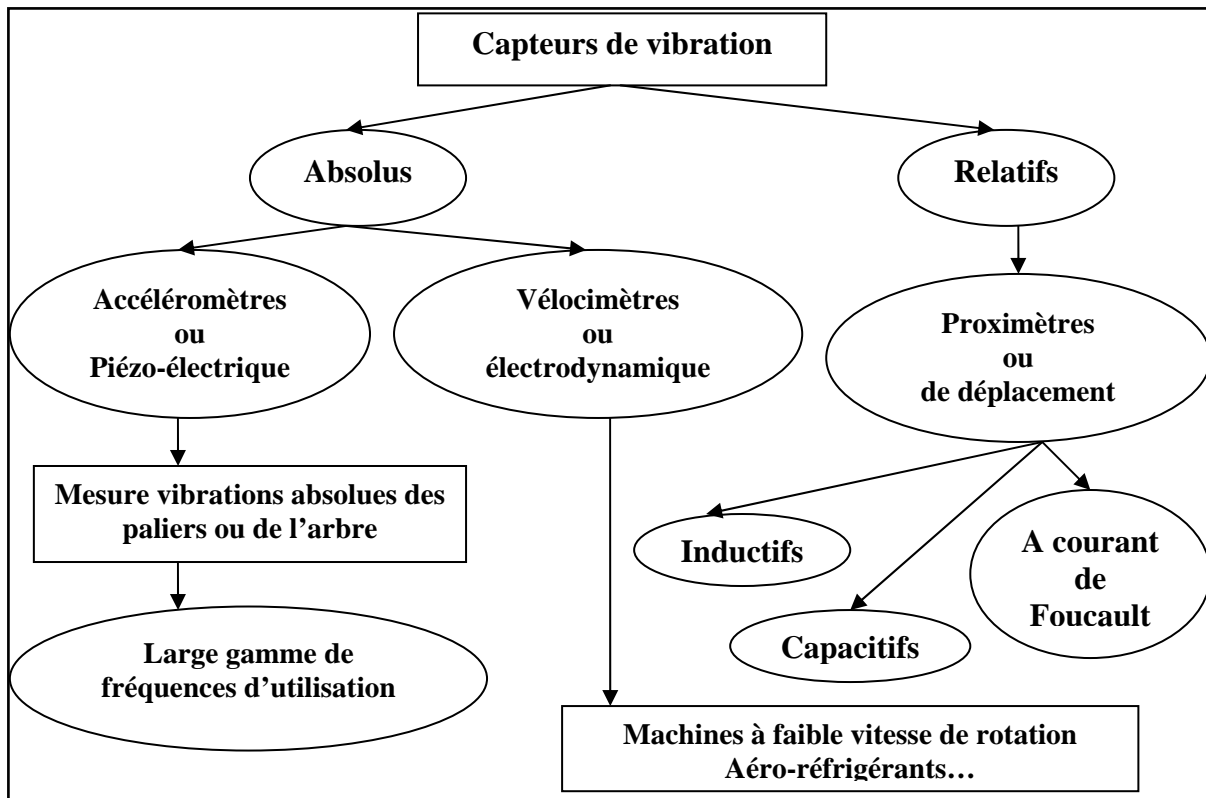


Figure II.11 : Capteur de vibrations [38]

**II.5.1.1 Capteur de déplacement :**

Ces chaînes sont constituées de deux parties essentielles (Figure II.12) :

- \* Le capteur.
- \* Le conditionneur (oscillateur démodulateur).

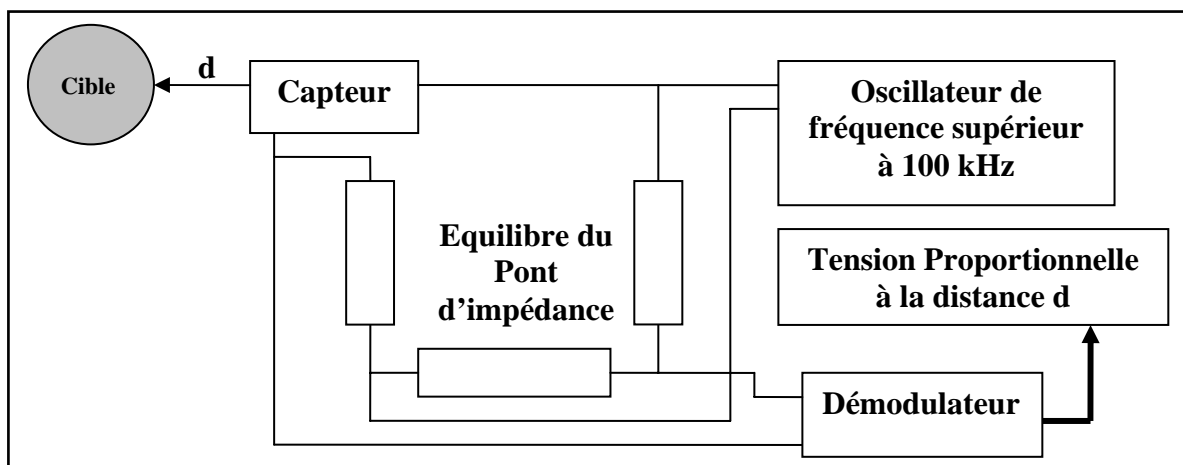


Figure II.12 : Une chaîne de mesure à courants de Foucault [37]

↳ Avantages :

- Mesures sans contact
- Mesures en continu ( il existe un signal pour une fréquence nulle)
- Mesure réelle du déplacement de l'axe dans son logement

↳ Inconvénients :

- Sensibles aux hautes fréquences
- Qualité de mesure dépendant de la qualité de surface
- Implantation difficile

### II.5.1.2 Vélocimètre :

C'est un capteur électrodynamique (Figure II.13 ), autogénérateur d'une tension proportionnelle à la vitesse de déplacement de la bobine [37]. Le mouvement de la pièce métallique dans les spires provoque une variation de flux, donc une induction de courant dans la bobine.

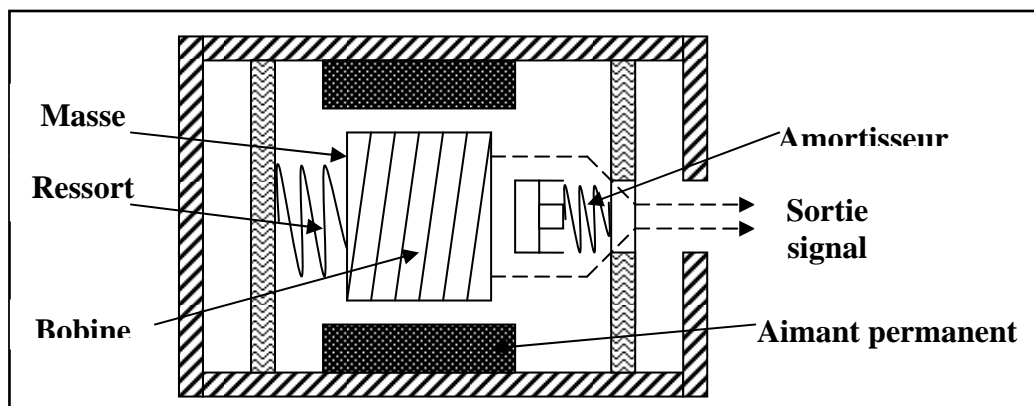


Figure II.13 : Vélocimètre fonctionnant selon le principe électrodynamique [37]

### II.5.1.3 Accéléromètre :

Lorsque ce matériau subit une [37] contrainte mécanique, en extension, compression ou cisaillement, il engendre une charge électrique proportionnelle à la force appliquée.

Le capteur piézo-électrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leurs larges gammes de fréquences d'utilisation.

Les différents types d'accéléromètres sont destinés (Figure II.14) :

- Aux mesures axiales
- A la surveillance continue
- A l'utilisation à haute température
- A la mesure des chocs de fortes intensités...

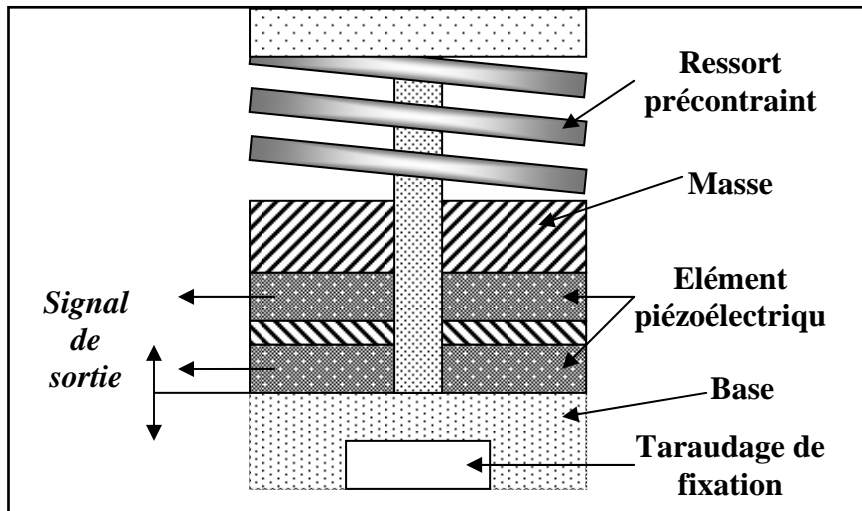


Figure II.14: Accéléromètre fonctionnant sur le principe piézo-électrique [37]

- ↪ Avantages :
- Pas d'amplification à haute impédance
  - Signal à de sortie de haut niveau

- ↪ Inconvénients :
- Pièce métallique en mouvement (usure)
  - Sensibilité latérale
  - Faible bande passante

## II.6 Intensité vibratoire et normes :

❖ **AFNOR E90-300** : « l'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant, de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine. »

L'intensité vibratoire a pour synonymes : sévérité vibratoire, mesure globale, tranquillité de marche. Tout cela montre que cette mesure permet de porter un jugement simple mais grossier sur l'état d'une machine, sans préjuger de l'origine des éventuels défauts [37].

### II.6.1 La définition des seuils d'alarme :

Se fait soit par la norme **ISO 2372**, ou **AFNOR E 90 300**, soit par expérience. La norme ne donne qu'un Ordre de grandeur car elle ne tient pas compte du type de machine et des conditions de

Fonctionnement. Sans Expérience, il est possible de se fixer une alarme sur la variation de niveau mesurée entre la première et la Dernière mesure (une multiplication par deux du niveau reflète généralement d'un début de dégradation).

Avec une bonne expérience, la meilleure méthode consiste à fixer deux seuils d'alarme :

- Un seuil de dégradation;
- Un seuil d'intervention obligatoire.

**II.6.2 Les normes en valeur RMS :**

Classes de vibration pour différentes [37] tailles (Tableau II.1) de machines tournantes valeur RMS de la vitesse :

- Groupe S : petite machine jusqu'à 15 kW;
- Groupe M : machine moyenne de 15 kW à 75 kW ou jusqu'à 300 kW ;
- Groupe L : machines lourdes sur fondations rigides et lourdes dans la fréquence naturelle dépasse la vitesse de la machine ;
- Groupe T : machines lourde fonctionnant a des vitesses supérieures à la fréquence naturelle de leurs fondations (cas des turbomachines).

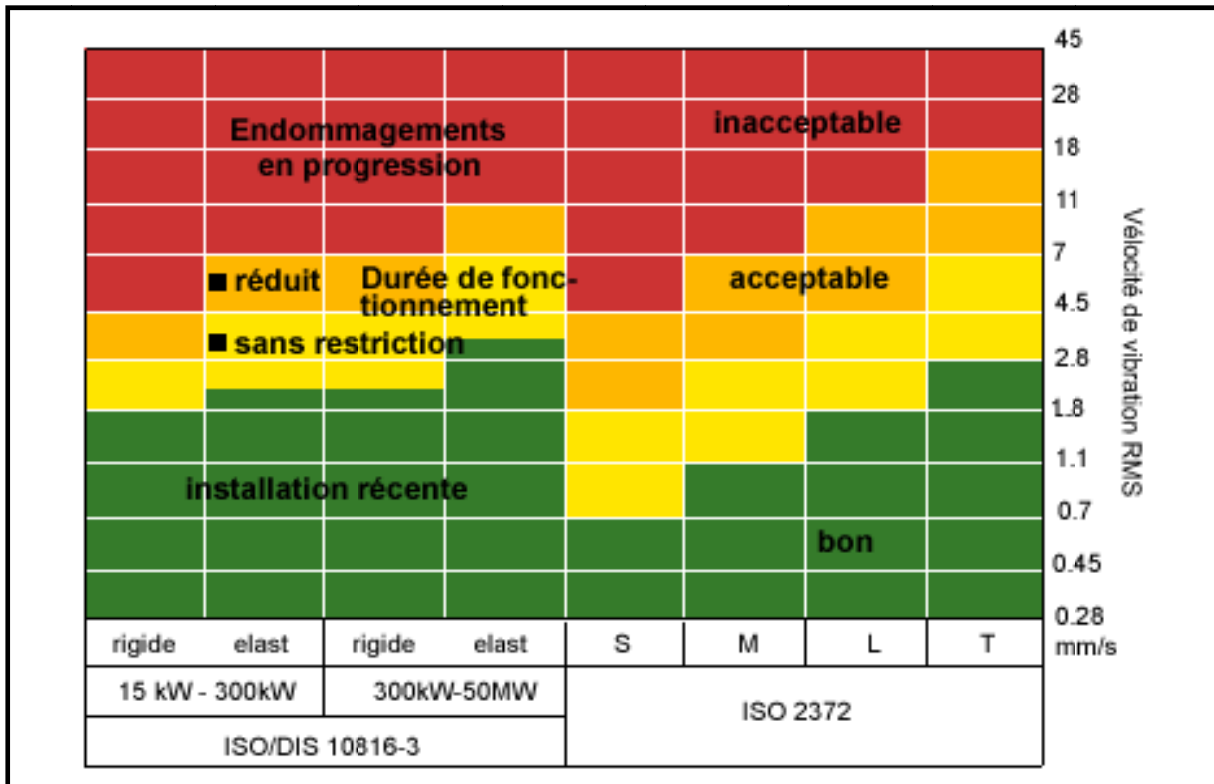


Tableau II.1 : Seuil d'alarme de défaut moyenne fréquence ISO 2372  
Ou AFNOR E 90-300

### II.6.3 Les Seuils de jugement :

#### a) AFNOR E 90-310 :

« Vibrations mécaniques présentent une large concordance avec la norme internationale ISO 2373. Elle suppose l'utilisation d'un appareillage normalisé selon AFNOR E 90-100. Elle concerne les machines électriques tournantes alimentées en courant alternatif triphasé ou en courant continu.

Il s'agit d'une norme de réception de machines, utilisable dans l'atelier du constructeur ou du réparateur. Elle propose des seuils de jugement en fonction des hauteurs d'axe et des vitesses de rotation, pour les trois classes de qualité suivantes (Tableau II.2) [37].

\* N (normale) : par exemple, moteurs de ventilateurs

\* R (réduite) : par exemple, moteurs de compresseurs centrifuges

\* S (spéciale) : par exemple, moteurs de rectifieuses de précision

| classe       | Vitesse N (tr/mn)    | Intensité vibratoire $V_{\text{eff}}$ [mm/s] pour une hauteur d'axe H [mm] |                    |                    |
|--------------|----------------------|--|--------------------|--------------------|
|              |                      | $80 < H \leq 132$  | $132 < H \leq 225$ | $225 < H \leq 315$ |
| N (nombre)   | $600 < N \leq 3600$  | 1.76   | 2.83               | 4.45               |
| R (réduite)  | $600 < N \leq 1800$  | 0.70   | 1.13               | 1.76               |
|              | $1800 < N \leq 3600$ | 1.13   | 1.76               | 2.83               |
| S (spéciale) | $600 < N \leq 1800$  | 0.44   | 0.70               | 1.13               |
|              | $1800 < N \leq 3600$ | 0.70   | 1.13               | 1.76               |

Tableau II.2 : Seuils de jugement selon AFNOR E 90-310 [mm/s...]

Le mesurage constructeur : normalisé de l'intensité vibratoire présente un grand intérêt pour le conducteur :

\* Mise au point de prototypes.

\* Contrôle qualité en fin de chaîne de montage.

Mais aussi pour l'utilisateur :

\* Surveillance continue ou périodique des machines en service.

\* Réception des machines.

## II.7 Application de l'analyse en fréquence aux machines tournantes :

Le but de l'analyse en fréquence est de rapprocher les composantes discrètes des spectres mesurés, du phénomène physique qui nous intéresse, c'est-à-dire du comportement des organes des machines tournantes [37].

La première des opérations à effectuer avant même de se rendre sur site pour faire les mesures est d'établir le *préspectre* de la machine, appelé également *spectre à priori* ou *spectre typologique*. Cette connaissance parfaite de la chaîne cinématique est indispensable au réglage de l'analyseur (unité, gamme de fréquence) et à la détermination des points de mesure.

Le traitement des signaux industriels conduit toujours à des spectres représentés par des courbes continues comprenant de nombreux pics. La présence de pics indique que le signal contient des composantes périodiques. Le fond continu est dû à la présence de bruit ou d'informations déterministes non périodiques.

L'interprétation des pics sur ces signatures spectrales conduit à diagnostiquer les défauts tels que détérioration de palier, détérioration d'engrenages, défaut d'alignement, balourd, frottement de pièces, excitation électrique, défaut d'accouplement.....

Les principales anomalies apparaissant sur les machines tournantes sont rappelées brièvement ci-dessous.

### II.7.1 Balourd :

Le balourd est un défaut qui se rencontre en présence du déséquilibre de l'arbre d'une machine tournante. Ce phénomène se produit à la vitesse de rotation et est causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor de la machine tournante (Figure II-15). La force engendrée par le balourd est fonction de la masse, et du rayon du cercle sur lequel le rotor tourne. Elle est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation.

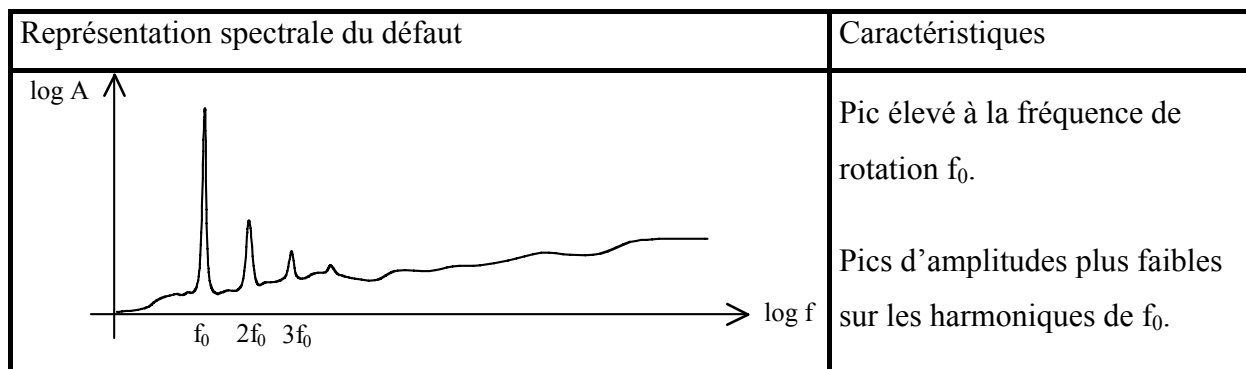


Figure II-15 : Représentation spectrale d'un défaut de balourd [33]

### II.7.2 Désalignement :

Le désalignement se produit lorsque deux machines tournantes sont couplées entre elles sur un même axe géométrique (Figure II-16). Si les deux axes ne sont pas parallèles, on observe des vibrations induites par le désalignement. Pour réduire ce phénomène on place entre les deux machines un dispositif d'accouplement qui joue le rôle de filtre et d'amortisseur mécanique.

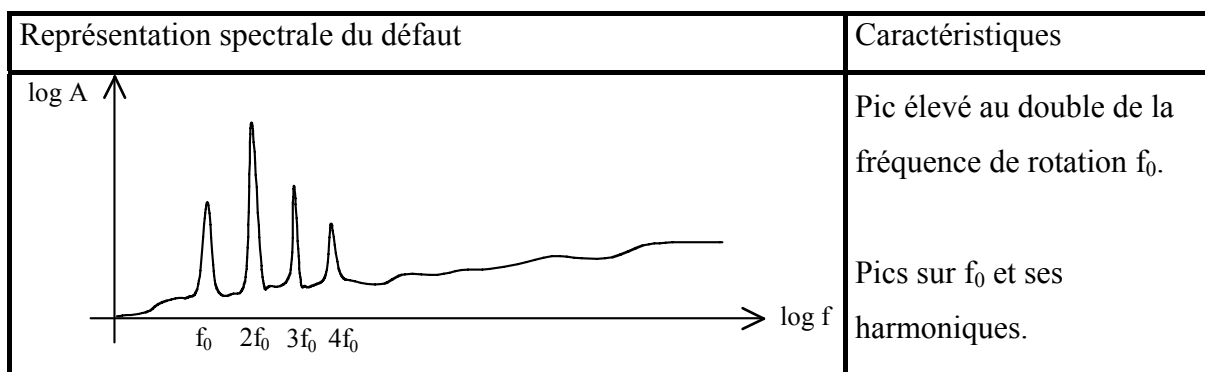


Figure II-16 : Représentation spectrale d'un défaut désalignement [33]

### II.7.3 Problèmes rencontrés sur les paliers :

Pour les paliers (lisses, à billes ou à rouleaux), on observe des vibrations induites par les problèmes liés à la lubrification. Le phénomène majeur causé par la lubrification est la rupture du film d'huile entre les différentes pièces des paliers. On observe alors des signaux vibratoires souvent aléatoires qui se traduisent par un foisonnement de raies dans le spectre vibratoire. Pour les paliers lubrifiés par des fluides à haute pression, des phénomènes de tourbillons d'huile peuvent apparaître si la quantité de lubrifiant est excessive.

### II.7.4 Desserrage :

Le desserrage d'un élément [33] engendre des chocs qui abîment les pièces et peut déboucher sur une casse (Figure II-17).

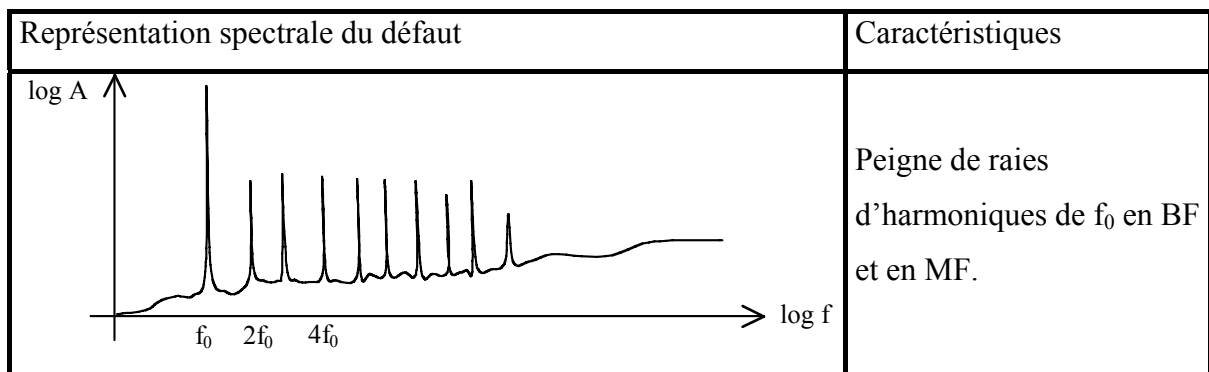


Figure II-17 : Représentation spectrale d'un défaut de desserrage [33]

### II.7.5 Frottement :

Le frottement produit une usure des pièces [33], de la poussière et augmente la température du mécanisme (Figure II-18). Il est cependant souvent difficile à diagnostiquer car il se confond avec les autres défauts BF.

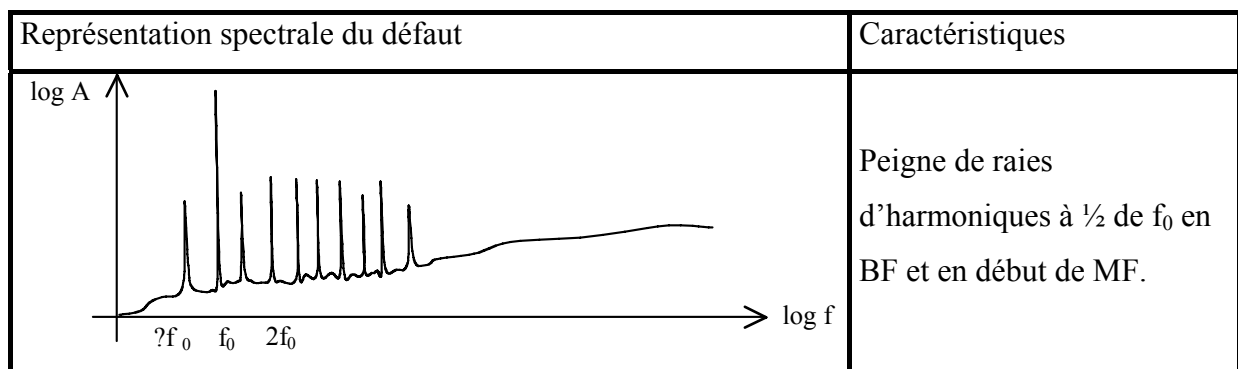


Figure II-18 : Représentation spectrale d'un défaut de frottement [33]

### II.7.6 Fréquence de compression de pales, d'aubes ou d'ailettes :

Cette fréquence  $f_p$  est due aux forces dynamiques induites par le passage des pales d'un ventilateur (Figure II-19), d'une turbine ou des palettes d'un compresseur. Si  $f_0$  est la fréquence de rotation de l'arbre :

$$f_p = f_0 \times \text{nombre de pales} \quad (\text{II.7})$$

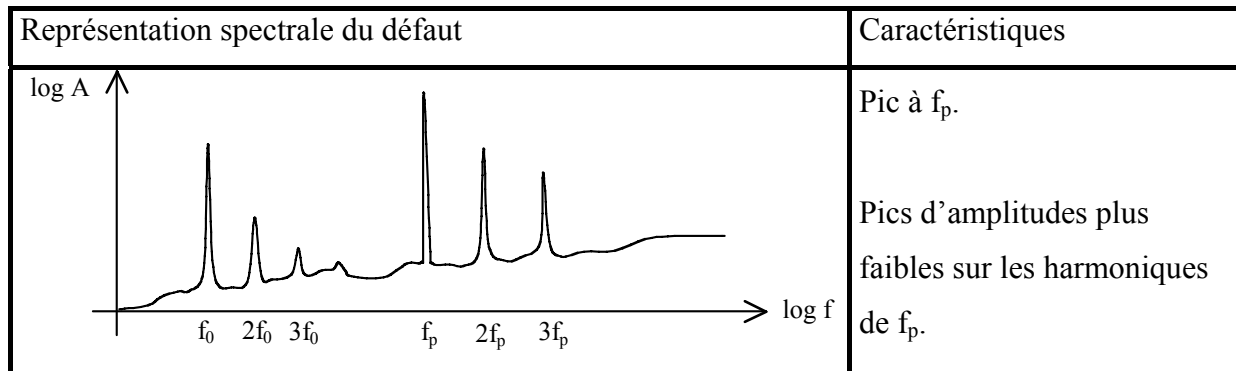


Figure II-19 : Représentation spectrale d'un défaut de pale [33]

### II.7.7 Problèmes rencontrés sur les engrenages :

Les engrenages donnent naissance à [37] deux types de vibrations dont les fréquences dépendent soit de la nature des matériaux, soit des vitesses de rotation des différents engrenages. On définit la vitesse d'engrènement  $f_e$  comme étant le produit de la fréquence de rotation  $f_r$  et du nombre de dents  $N_d$  :  $f_e = f_r \times n_d$ .

En présence d'usure, le signal vibratoire est un signal modulé en amplitude dont le spectre est composé d'un ensemble de raies très denses et difficiles à interpréter pour déterminer l'état de santé des engrenages. Comme les engrenages sont utilisés pour multiplier ou réduire une vitesse, on obtient des fréquences qui correspondent au plus petit commun multiple (P.P.C.M) entre les nombres de dents  $n_1$  et  $n_2$  des deux pignons. Pour des engrenages utilisant plusieurs pignons (boîte de vitesse d'une automobile par exemple), il faut prendre en compte, deux à deux, tous les couples de pignons.

### II.7.8 Problèmes rencontrés sur les machines électriques :

Pour les moteurs, alternateurs et transformateurs électriques [37], des vibrations spécifiques sont observées et sont dues soit aux phénomènes magnétiques, soit à la géométrie des éléments constitutifs de la machine.

Le bruit magnétique apparaît au double de la fréquence d'alimentation  $F_{al}$ .

Comme, en général, le signal magnétique est saturé, on observe sur le spectre vibratoire de nombreux harmoniques d'ordre impair.

Pour les alternateurs dont les circuits magnétiques comportent  $N_{ec}$  encoches, une fréquence caractéristique est appelée fréquence d'encoche  $F_{ec}$  et définie par  $F_{ec} = N_{ec} \times F_{al}$ .

Le signal est souvent modulé en amplitudes, ce qui conduit à un spectre composé de nombreuses raies.

### II.7.9 Vibrations rencontrées sur les ventilateurs, turbines et pompes:

Les vibrations pour ces machines résultent du passage des  $N_p$  pales ou aubes et de l'arbre tournant à la vitesse  $f_r$ . la fréquence caractéristique  $F_c$  est définie par :

$$F_c = N_p \times f_r \quad (II.8)$$

Ces machines ayant pour fonction de véhiculer un fluide, des bruits liés aux phénomènes d'écoulement ou à la cavitation se superposent aux vibrations induites par les aubes, ce qui complique l'interprétation physique des spectres vibratoires.

### II.7.10 Vibrations induites par les jeux mécaniques :

Toutes les machines sont réalisées avec des éléments mécaniques assemblés avec des jeux mécaniques dont les tolérances sont définies à la conception [37]. Après un certain nombre d'heure de fonctionnement, les jeux mécaniques s'amplifient et donnent lieu à des vibrations souvent de nature non linéaire. Le spectre vibratoire contient des sous-harmoniques de la vitesse nominale de rotation.

### II.7.11 Défauts de marquage des roulements :

Ce sont des défauts de marquage ou d'écaillage des pistes de roulement (Figure II-20). Les fréquences sont données par le constructeur.

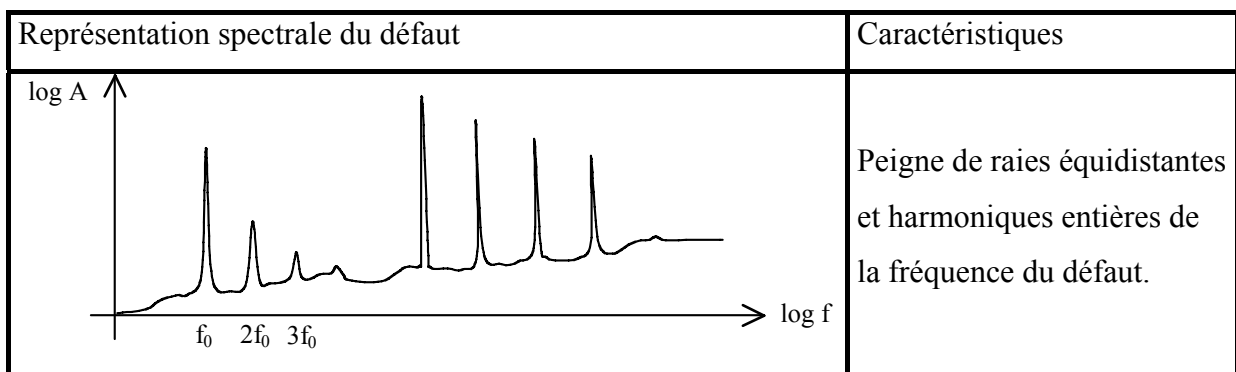


Figure II-20 : Représentation spectrale d'un défaut de roulement [33]

### II.7.12 Défauts à haute fréquence :

Ils concernent particulièrement les défauts [33] généralisés des roulements lors d'usure (Figure II-21), manque de lubrification...

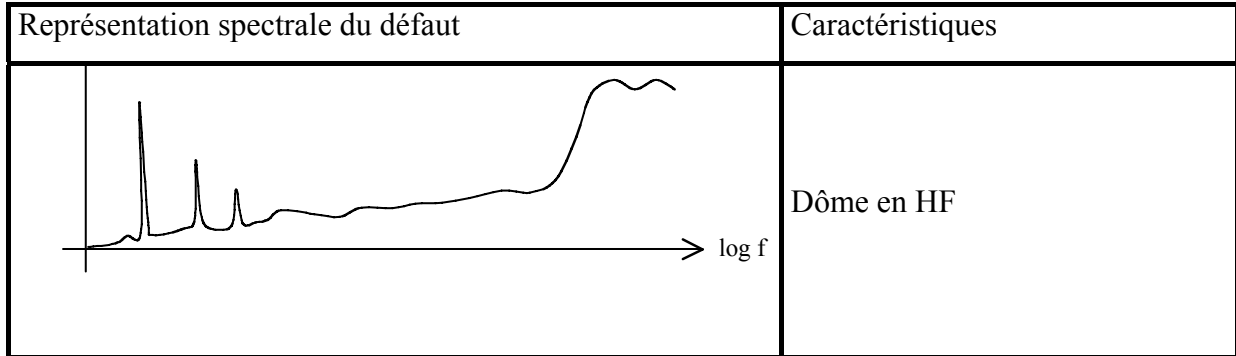


Figure II-21 : Représentation spectrale d'un défaut à haute fréquence [33]

### II.8 Conclusion :

Toutes ces théories ont une importance capitale dans le domaine de l'analyse vibratoire et le diagnostic des défauts :

- Etablir une analyse de maintenance conditionnelle ;
- Soir les modes de vibration ;
- Surveillance et diagnostiqué le défaut à l'aide des moyennes de détection de défaut.
- Voir les seuils d'alarme d'après les normes de vibration, et les différents défauts de vibration de machine tournante.

## **Chapitre III**

### **Analyse des signaux d'engrènements**

**III.1 Introduction :**

Un bon choix et une bonne utilisation des méthodes de traitement en analyse vibratoire nécessitent des connaissances a priori sur les signaux à traiter [20]. Dans le cas des machines tournantes, ces signaux peuvent être soit de type déterministe, lorsqu'ils sont liés à la cinématique des machines leurs périodicités résultent de la régularité de la vitesse de rotation ; soit de type aléatoire, provenant des phénomènes aléatoires liés au fonctionnement propre de ces machines, et également du bruit de mesure.

L'objet de ce chapitre est de proposer une procédure de traitement capable de désigner l'organe tournant qui développe un défaut dans [26] un réducteur complexe à engrenage. Cette procédure est basée sur l'analyse des vibrations d'un engrenage par les techniques à base du spectre.

### III.2 Analyse spectrale :

L'analyse spectrale [20] est un outil naturel pour le traitement des signaux en mécanique. En règle générale, le signal de vibration prélevé sur une machine tournante est une composition de réponse à toute force d'excitation. L'intérêt de l'analyse spectrale est de pouvoir dissocier et identifier les sources vibratoires en fonction des caractéristiques cinématiques des différents éléments constitutifs et de leur vitesse de rotation (ou de leur fréquence de mouvement).

#### III.2.1 Signal d'engrènement :

Les vibrations d'un engrenage (Figure III.1) sont produites principalement par le choc entre les dents des deux roues qui le composent [33].

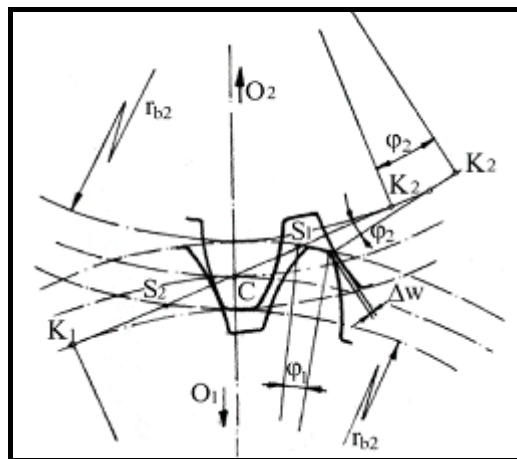


Figure III.1 : le choc entre les dents des deux roues [33]

La vibration, appelée signal d'engrainement, est périodique et sa fréquence est égal à la fréquence de rotation de l'une des deux roues, multipliée par le nombre de dents de cette roue.

On peut modéliser ce signal de la façon suivante :

$$S_e(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} S_e(t - n \cdot T_e) \quad (\text{III.1})$$

#### III.2.2 Modulations :

Le signal  $S_e(t)$  est toujours modulé en amplitude et en fréquence [33] par des signaux périodiques dont les fréquences sont les fréquences de rotation des deux roues  $v_{r1}$  et  $v_{r2}$ .

La caractéristique importante de ces modulations est qu'elles sont multiplicatives, et non additives. C'est pourquoi leur existence se traduit dans le spectre par une convolution avec les harmoniques d'engrènement, convolution qui étend la présence de ces modulations aux totalités du spectre.

C'est pourquoi nous modéliserons ces modulations par:

$$\left( \sum_{n=-\infty}^{+\infty} S_e(t - n \cdot T_e) \right) \left( 1 + \underbrace{\left( \sum_{m=-\infty}^{+\infty} S_{r1}(t - m \cdot T_{r1}) \right)}_{\text{Roue1}} + \underbrace{\sum_{p=-\infty}^{+\infty} S_{r2}(t - p \cdot T_{r2})}_{\text{Roue2}} \right) \quad (\text{III.2})$$

Où :

$T_e$  : est la période d'engrènement,  $T_{r1}$  et  $T_{r2}$  .celles des modulations,  $S_e(t)$ , la valeur du signal d'engrènement sur la durée de passage d'une dent, (soit  $T_e$ ), et  $S_{r1}$  et  $S_{r2}(t)$  la valeur des modulations sur la durée d'un tour de roue, (c'est-à-dire sur les durées  $T_{r1}$  et  $T_{r2}$ ).

$T_e$ ,  $T_{r1}$  et  $T_{r2}$  ont en outre la propriété suivante il existe deux entiers  $N_1$  et  $N_2$  tels que:

$$T_{r1,2} = \frac{2\pi \cdot N_1}{\omega_1} = \frac{2\pi \cdot N_2}{\omega_2} \quad (\text{III.3})$$

En effet, la fréquence d'engrènement est par définition un multiple entier de celles de rotation. Les signaux de modulation  $S_{r1}(t)$  et  $S_{r2}(t)$  sont de faible énergie par rapport au signal d'engrènement  $S_e(t)$ .

**a) Modulation d'amplitude :**

Certains phénomènes [46], ou défauts, apparaissent à une fréquence donnée mais l'amplitude de ces phénomènes varie avec la fréquence.

**b) Modulation de fréquence :**

Lorsque la fréquence du phénomène varie de manière périodique dans le temps.

### III.2.3 Spectre du signal :

La caractéristique la plus marquante du signal [20], est la modulation d'amplitude due la rotation des roues.

Le spectre sera composé par une famille de raies de fréquence  $k f_e = \frac{k}{T_e}$  due au fondamental et aux harmoniques du signal du signal d'engrènement (Figure III.2) .

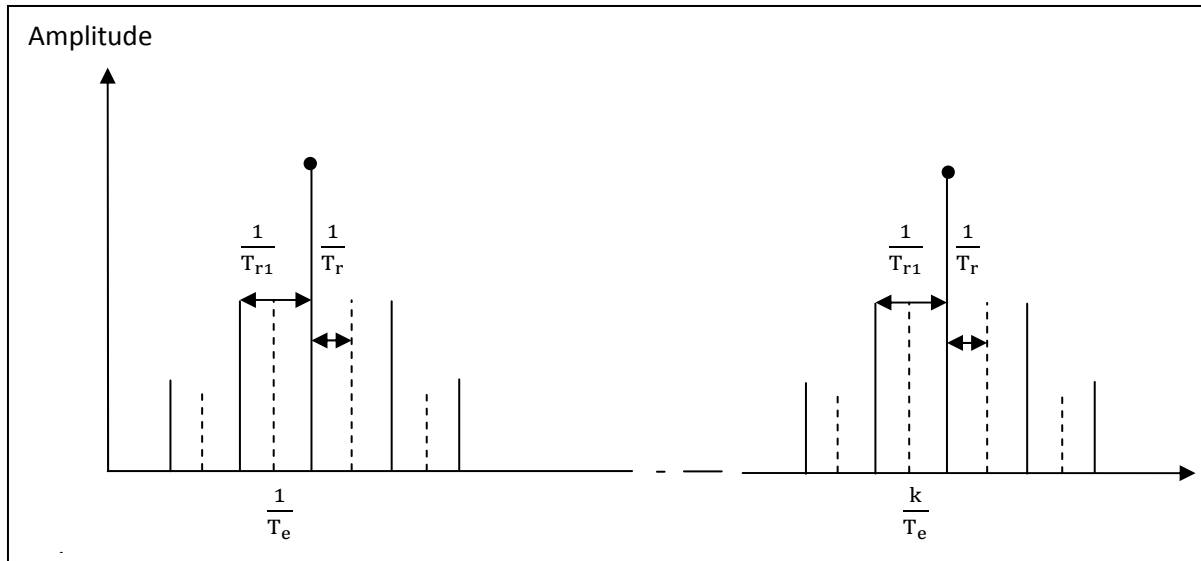


Figure III.2 : Spectre du signal vibratoire d'un engrenage [20]

Cette famille est étalée sur une grande partie du spectre, car la nature du signal d'engrènement est de type large bande. De plus, la modulation d'amplitude se traduit par la présence de bandes latérales autour des harmoniques, à des distances multiples de  $\frac{1}{T_{r1}}$  et  $\frac{1}{T_{r2}}$  et ayant pour, amplitude l'amplitude de  $S_{r1}(v)$ , (resp.  $S_{r2}(v)$ ), pondérée par celle de l'harmonique d'engrènement considéré.

### III.3 Défauts d'engrenages :

Les principaux défauts survenant sur un couple d'engrenage d'un réducteur simple sont les défauts répartis sur toutes les dents et les défauts localisés sur certains dents [31,32,34].

#### a) Défauts répartis :

- Usure : qui peut modifier les profils des dents et conduire à un mauvais fonctionnement de l'engrenage.
- Le pitting : qui peut évoluer ou non vers la destruction de l'engrenage.

#### b) Défauts localisés :

- Ecaillage : il conduit également très rapidement vers la rupture et donc la mise hors service de l'engrenage.

La fissuration : (généralement par fatigue) qui conduit rapidement vers la rupture de la dent.

### III.4 Les fréquences caractéristiques de défauts des engrenages :

Les engrenages sont des organes de transmission d'efforts et de mouvement par contact physique entre pièce [33]. Ce type de transmission émet naturellement bruit et vibration. Ainsi les vibrations principales sont produites par les chocs d'entrée en contact des dents d'engrenages. Les fréquences d'apparition de ce phénomène est la fréquence d'engrènement.

Les types de défauts choisis sont variés liées à des enlèvements de matière se produisant par usure par frottement de glissement pour le défaut réparti d'engrènement et par transmission de charge par contact quasi ponctuel pour l'écaillage. Chaque défaut participe régulièrement à la transmission d'efforts et de mouvement. La fréquence d'apparition peut alors être connue à partir de la géométrie et de la cinématique du système. Dans un système de transmission de puissance à engrenages, il est possible de connaître la vitesse de rotation de chaque arbre ainsi que la géométrie des engrenages.

L'écaillage situé sur une dent d'engrenage est sollicité à chaque tour d'arbre ; sa fréquence caractéristique est la fréquence de rotation de l'arbre sur lequel est montée la roue dentée.

L'usure répartie sur l'ensemble de la denture de l'engrenage se manifeste en continu, à chaque mise en contact de profils conjugués. La fréquence de ce type d'avarie est la fréquence d'engrènement : le produit de la fréquence de rotation d'arbre par le nombre de dents de la roue solidaire de cet arbre.

### III.5 Les signaux vibratoires délivrés par un engrenage:

#### III.5.1 Engrenage sans défauts :

Considérons un engrenage avec des dents parfaitement identiques sans défauts. Des excitations se produiront à chaque engrènement d'une paire de dents. Le signal vibratoire engendré par cet effort est recueilli au niveau du palier [16].

Le signal vibratoire d'un engrenage idéal est de type :

$$x(t) = \sum_{i=1}^N a_i \sin(2\pi Z f_R t + \varphi_i) + e(t) \quad (\text{III.4})$$

Où

$e(t)$ : Bruit blanc

$\varphi_i$  : La phase initiale du mouvement.

$f_R$ : La fréquence de rotation de l'arbre.

$Z$ : Nombre de dents d'une roue dentée.

$i$ : Nombre des harmoniques.

Le spectre vibratoire est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement  $f_e$  et ses harmoniques (Figure III.3).

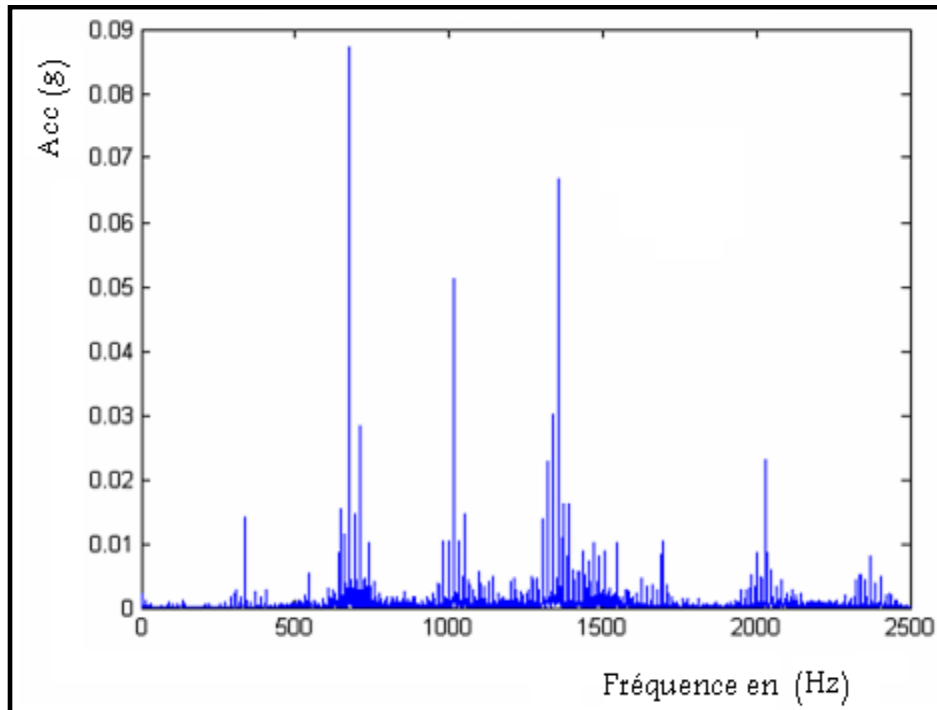


Figure III.3 : Spectre théorique d'un engrenage sain [23]

### III.5.2 Engrenage avec défauts:

Pour tenir compte de l'effet de [16] certains défauts (Figure III.4) ou de vibration de torsion, le modèle (I.1) va s'écrire en supposant l'existence de modulations d'amplitude et de phase:

$$x(t) = \sum_{i=1}^N a_i \sin(2\pi Z f_R t + \varphi_i(t)) + e(t) \quad (\text{III.5})$$

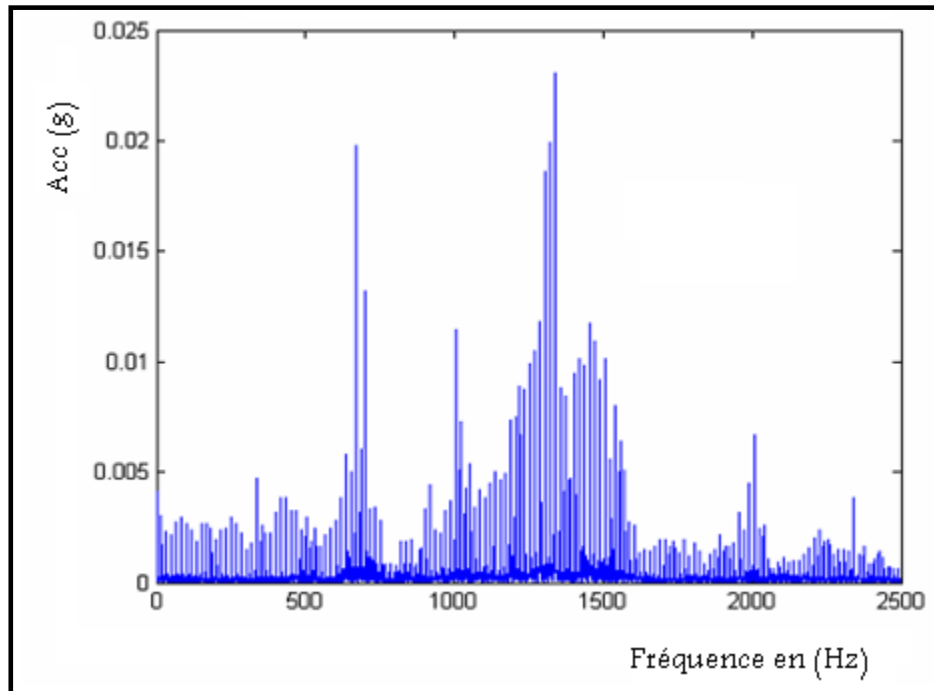


Figure III.4 : Spectre de même engrenage avec un défaut abimé [23]

### III.5.3 Spectre d'engrenage :

Dans un engrenage idéal (Figure III.5), chacune des roues est formée de dents identiques et régulièrement espacées. Le signal accélération étant périodique, son spectre est composé d'harmoniques de la fréquence d'engrènement  $f_{eng} = N_i f_i$  avec  $f_i$  la fréquence de rotation de la roue  $R_i$  et  $N_i$  le nombre de dents de la roue [16]. Une périodicité apparaîtra en cas de détérioration d'une dent. Donc les harmoniques de  $f_i$  correspondant à la dent défectueuse viennent s'ajouter au spectre précédent.

En pratique, un engrenage sain n'est pas idéal en raison de disparités géométriques; il possède un spectre composé des harmoniques d'engrènement. La détérioration de la surface de contact donne naissance à une fluctuation de la charge transmise qui se traduit par une modulation d'amplitude du signal vibratoire. Un défaut de denture rendra l'intervalle entre deux dents irrégulier; ce qui entraîne une fréquence d'engrènement instantanée variant autour de la valeur  $f_{eng} = N_i f_i$ .

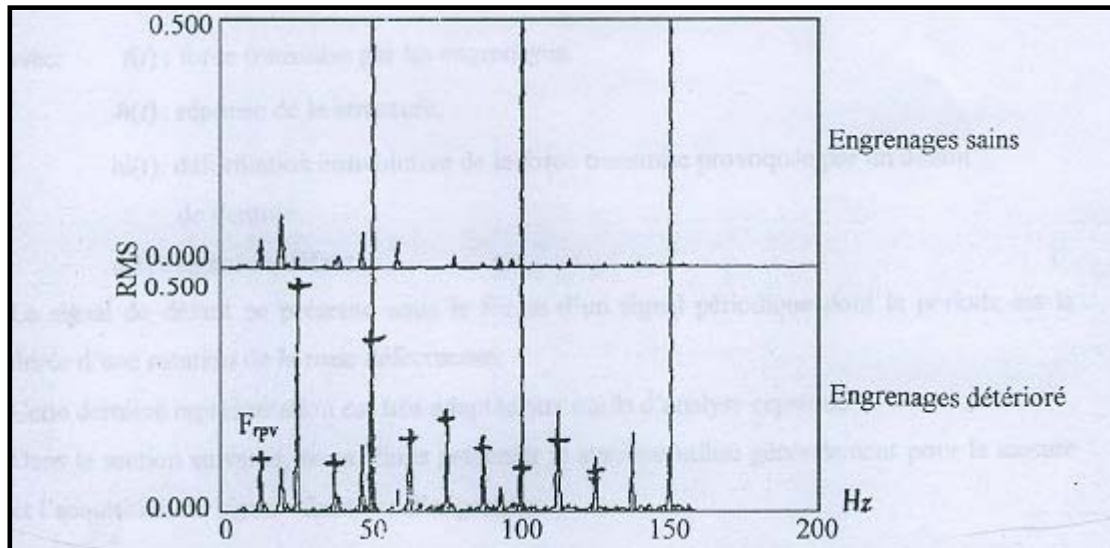


Figure III.5 : Comparaison d'un signal d'engrenage sain et celui détérioré [16]

### III.6 L'influence des défauts sur la structure des signaux :

Les défauts des engrenages ont une incidence sur les vibrations du système, car les engrenages constituent les organes principaux de transmission de puissance [49].

Les vibrations induites par les engrenages sont d'amplitude importante. Même en l'absence de défauts, les impulsions données à chaque engrènement provoquent des vibrations produites par des chocs.

### III.7 L'apparition des défauts d'engrenages :

L'apparition d'un défaut se manifeste uniquement par une modulation d'amplitude ou de la fréquence d'une composante cinématique (fréquence de rotation, d'engrènement,...) [36].

Ces phénomènes de modulation se traduisent dans le domaine spectral par l'apparition, autour de ces composantes, de familles de bandes latérales de faibles amplitude.

L'augmentation de la puissance du signal est faible s'il s'agit d'une modulation d'amplitude induite par des défauts d'excentricité, et elle est nulle dans le cas d'une modulation de fréquence induite par des fluctuations périodiques de couple ou de vitesse.

### III.8 Gravité des défauts des engrenages :

La difficulté, concernant les engrenages [47], est de juger de la gravité des défauts. En effet, même sur une machine en bon état, on obtient des images. Seule l'augmentation des amplitudes des raies décrites ci-dessus permet de diagnostiquer une dégradation de l'augmentation.

On peut néanmoins retenir deux règles toujours vérifiées :

- Si les amplitudes du peigne de raies ne dépassent pas celle de la fréquence centrale ( $f_c$ ), l'engrènement peut être considéré comme en bon état ;
- Un zoom présentant une image dissymétrique des modulations autour de la fréquence centrale caractéristique d'un engrènement dégradé.

### III.9 Les principales sources de vibrations dans un engrenage :

Parmi les sources essentielles d'excitation [16] d'un engrenage en mouvement on peut noter :

- ❖ L'erreur de coaxialité dans les roues à engrènement qui provoque des vibrations (balourd).
- ❖ La modification du profil due à l'erreur de fabrication et à la déformation des dents.
- ❖ L'influence des arbres et grandeurs des masses (accouplement, moteur,...) sur la charge dynamique.
- ❖ Les chocs entre les dents à l'amorce de l'engrènement lorsque la dent non déformée supporte une fraction de la charge tandis que les autres dents se déchargent.
- ❖ La déformation variable des dents produit la variation de la charge le long des profils des dents et une variation de la charge à travers la ligne d'engrènement pour une paire de dents en contact.
- ❖ Les forces de frottement variables en sens.
- ❖ L'expulsion de l'huile et de l'air de l'entre dent.
- ❖ Les fluctuations de la charge des dents surviennent durant l'engrènement des dents même dans les conditions de la charge constante.

### III.10 Les détériorations des engrenages dans l'analyse spectrale :

#### a) Une dent détériorée sur un pignon :

Si l'une des roues possède une dent détériorée, il se produit un choc périodique à la fréquence de rotation de la roue considérée. Le spectre montrera donc, non seulement la fréquence d'engrènement, comme précédemment, mais aussi et surtout un pic à la

fréquence de rotation (par exemple  $F_1$  si le défaut est sur le roue 1) et de nombreuses harmoniques  $f_1 : f_1, f_2, 2.f_1, 3.f_1, \dots, k.f_1$  [47]. Les nombreuses harmoniques de la fréquence constituent ce que l'on appelle **un peigne de raie**. Elles sont dues au phénomène de chocs. Dès qu'un défaut se traduit par des chocs, cela se retrouve sur le spectre par un peigne de raie dont la fréquence est celle du défaut.

Le nombre d'harmoniques de  $f_1$  et leurs amplitudes caractérisent l'état de détérioration de la dent.

### b) Une dent détériorée sur chaque pignon :

Les fréquences détectées sont liées :

- soit aux chocs entre une dent détériorée d'un engrenages et une dent non détériorée de l'autre : fréquences  $f_1$  et  $f_2$ .
- Soit aux chocs entre les dents détériorées de chacun des engrenages, toutes les raies générées par ces défauts apparaissent des fréquences multiples de  $f_{\text{coïn}}$  avec :

$$f_{\text{coïn}} = \frac{f_{\text{eng}}}{\text{PPCM}(n_1, n_2)} \quad (\text{III.6})$$

Où :

PPCM : Plus Petit Commun Multiple.

$f_{\text{eng}}$  : Fréquence d'engrènement

$n_1, n_2$  : Nombre de dents (1,2)

### c) Défaut d'excentricité :

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou de faux rond (Figure III.6), il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence de rotation due à la modulation de l'effort d'engrènement.

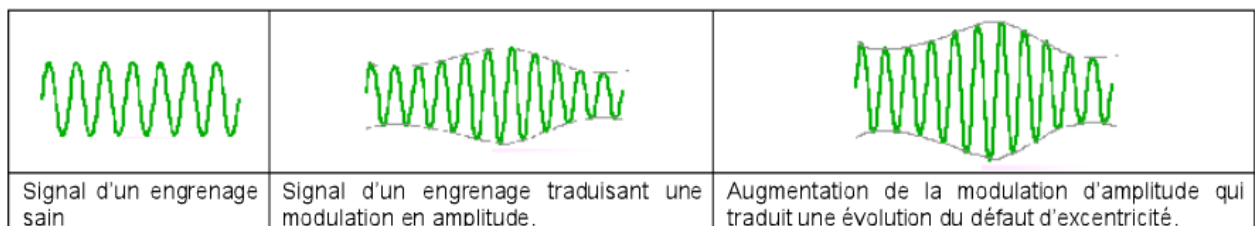


Figure III.6 : Un défaut d'excentricité au niveau du pignon [47]

L'image vibratoire théorique de ce type de défaut présente autour de la fréquence d'engrènement ou de ses harmoniques (Figure III.7), des raies latérales dont le « pas » correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut. C'est ce qu'on appelle des bandes latérales de modulation d'amplitude. Les amplitudes des bandes latérales sont généralement très faibles devant l'amplitude de la fréquence d'engrènement.

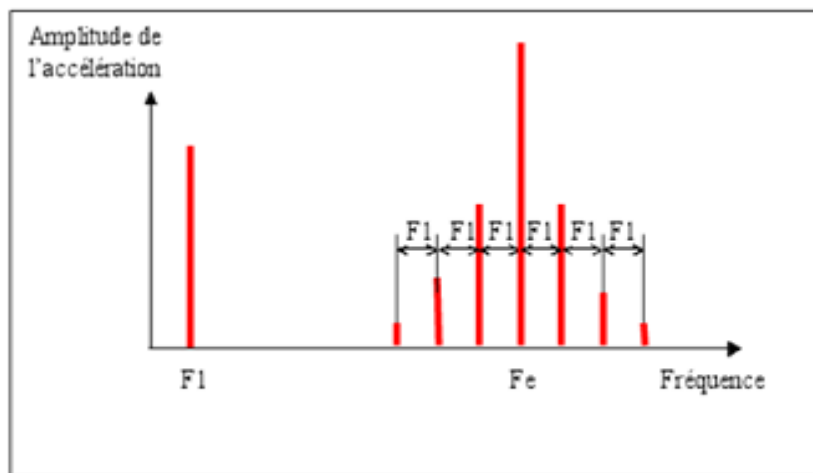


Figure III.7: Spectre théorique d'un engrenage présentant un défaut d'excentricité [47]

#### d) Axe support de pignon cintré :

La modulation d'amplitudes peut être générée par une déformation de l'arbre, l'excentration du pignon, la déformation du pignon [15].

#### e) Déformation simple de l'arbre :

Si l'arbre 1 est légèrement cintré et l'arbre 2 non cintré [15], la pression au niveau des dentures est modulée à chaque tour de rotation de l'arbre 1. La fréquence d'engrènement est donc modulée par la fréquence  $f_1$ , il y a donc apparition de deux fréquences (Figure III.8) de part et d'autre de la fréquence d'engrènement  $f_e$  :  $f_e \pm f_1$ .

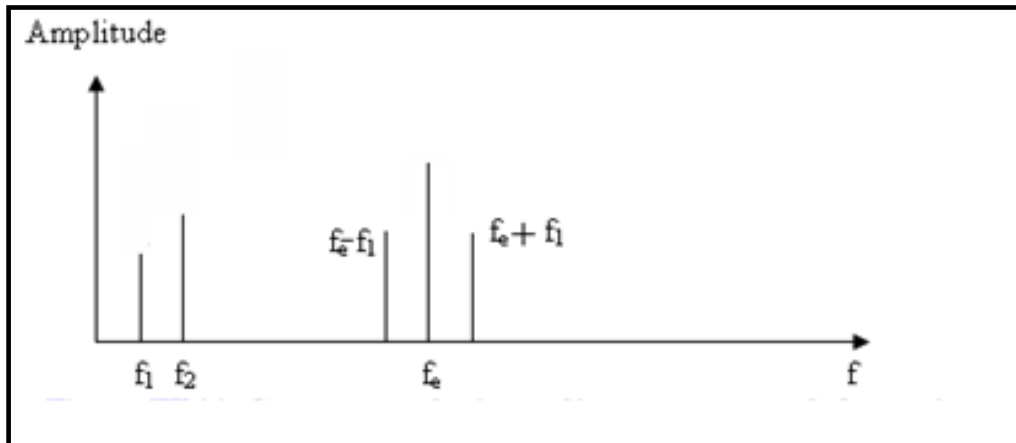


Figure III.8 : Spectre typologique d'engrènement: déformation simple d'un arbre

#### f) Déformation quelconque de l'arbre :

La déformation complexe de l'arbre multiplie les bandes de fréquences latérales de fréquences d'engrènement :

$$f_e \pm \sum_{i=1}^n f_i \quad (\text{III.7})$$

#### g) Influence du jeu de montage entre les dents :

Un jeu [41] trop important amène les dents à s'engrener à l'extérieur du cercle primitif, cet effet se traduit par une usure plus forte (Figure III.9). Un jeu insuffisant contribue à réduire la durée de vie en service. Il peut même provoquer le grippage et la destruction rapide de la pièce.

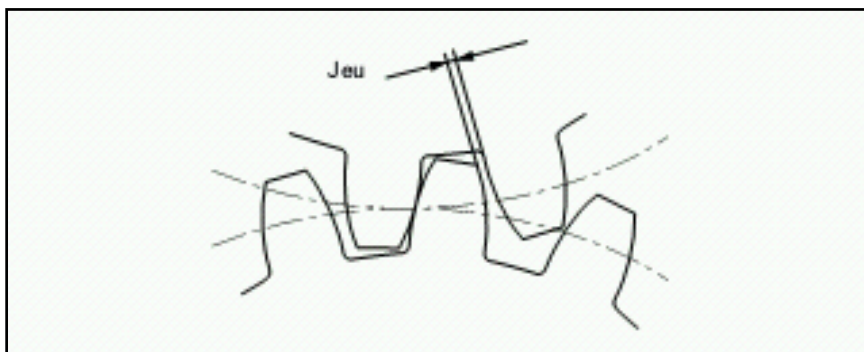


Figure III.9 : jeu entre les flancs des deux roues [41]

En analyse spectrale ce phénomène (Figure III.10) se traduit par l'apparition de harmonique 2 de la fréquence d'engrènement  $f_e$  et la disparition partielle.

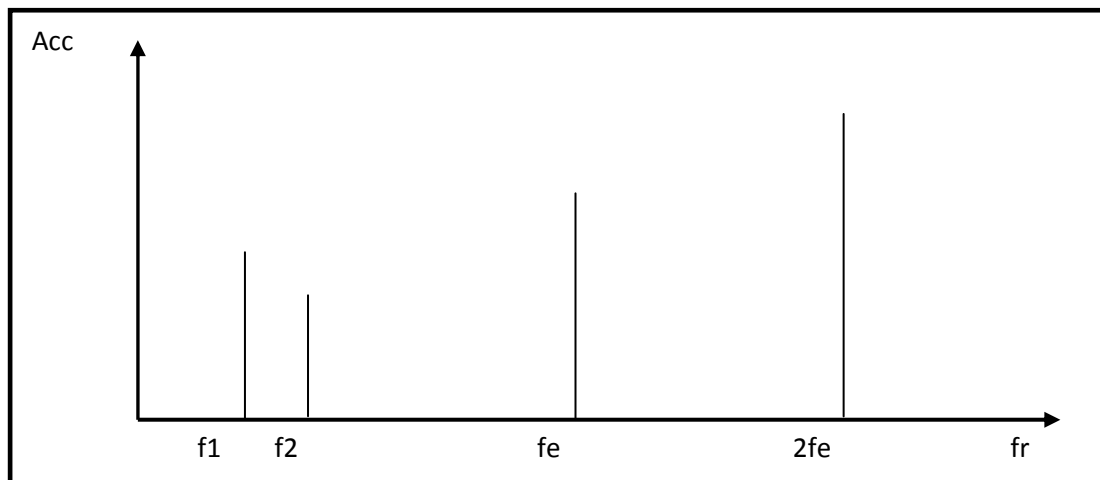


Figure III.10: Spectre typologique d'engrènement avec jeu trop important [47]

Pour confirmer ce diagnostic, il faut vérifier que :

Les composantes  $3f_e$ ,  $4f_e$ ... sont inexistantes, sinon il s'agit d'un problème lié à la détérioration de l'ensemble de la denture ;

L'amplitude de la composante à  $f_e$  est bien inférieure à celle relevée pour  $2f_e$ .

➤ **Sources des vibrations des engrenages [48] :**

- Flexion des dents due à la charge ;
- Usure régulière uniforme de la dent ;
- Phénomènes locaux (Ecaillage, fissuration, rupture) :
  - Chocs localisés,
  - Fréquence de chaque arbre  $f_{r1}$  et  $f_{r2}$  ;
  - Modulation autour des raies  $f_{eg}$ .

Ces phénomènes affectent la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. Bandes latérales (modulation).

- Phénomènes produisant des modulations harmoniques de fréquence
  - Défauts d'engrènement :  $f_{eg} \pm f_{r1}$ ,  $f_{r2}$  radiale / axiale : Chocs.
  - Faux rond : pignon :  $f_{eg} \pm f_{r1}$ ,  $f_{r2}$  radiale / axiale.

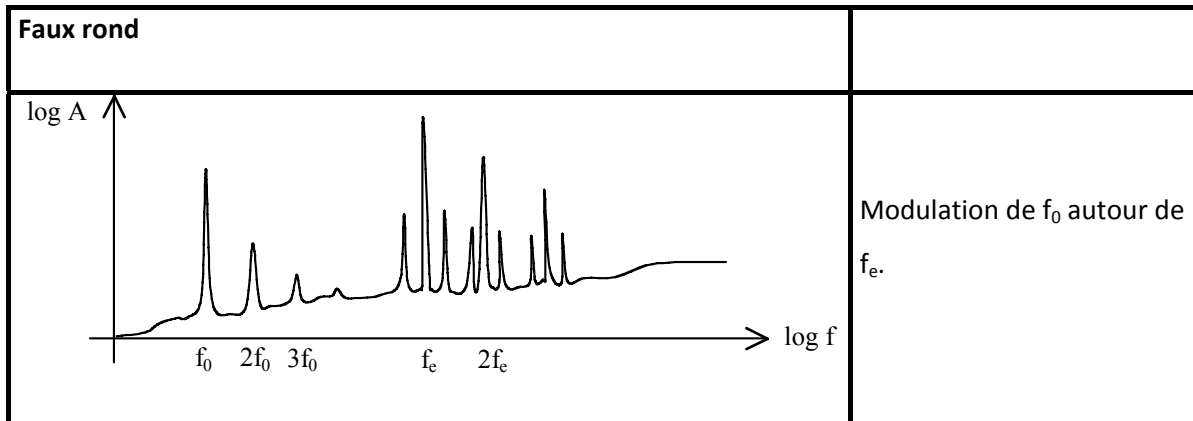


Figure III.11 : Représentation spectrale d'un défaut de faux rond [40]

D'autres phénomènes peuvent encore apparaître du fait de défauts divers [48]:

- Composantes fantômes dues à un usinage des dents.
  - Erreur sur la roue guide ( $n_2$  dents) transféré à l'engrenage taillé  $n_1$  dents;
  - Due à l'outil de taillage/ rectification des dents ;
  - $f_{eng}^f$  correspondant aux dents  $n_1$  et  $n_2$ , elle diminue avec le rodage.

### III.11 Conclusion :

Dans ce chapitre la technique du spectrale qui a été utilisée et a permis de détecter dans les engrenages un certain défaut : de fond rond, de choc, jeu, d'excentricité, d'usure....ect. Ces défauts survenant au cours de fonctionnement affectent essentiellement les dents de la roue ou du pignon.

## **Chapitre IV**

### **Famille des avaries dans les engrenages**

#### **IV.1 Introduction :**

Les avaries de surfaces dans les dents des engrenages ont l'objet de plusieurs études. La plupart des mécanismes qui possèdent des pièces en mouvement, comportent des engrenages, des roulements..ect. Le fonctionnement de ces mécanismes est lié essentiellement à la durée de vie de ces composants. Ces dernières subissent sous influence de multiples facteurs tels que charge transmise, dureté des matériaux vitesse de glissement, rugosité, frottement, lubrifiant, ... ect des avaries qui peuvent dans le cas extrême interrompre leur fonctionnement.

Dans les engrenages, les avaries sont de nature diverses suivant la conception, l'entretien, la lubrification et les conditions de fonctionnement des mécanismes. Par exemple, Lorsque les efforts de frottement et les vitesses de glissement sont élevés, elles s'apparentent le plus souvent à l'usure et parfois au grippage. Lorsque les vitesses de glissements sont faibles et les charges transmises élevées, ces avaries se caractérisent par des déformations plastiques ou bien des écailles et micro-écailles (c-à-d des fatigues superficielles).

Dans ce chapitre sont présentées les principales familles d'avaries dans les engrenages. Il s'agissait des défauts localisés qui apparaissent au niveau du cercle primitif des dentures et les défauts sur toutes les dents, ainsi que les détériorations par rupture.

#### **IV.2 Origines d'avaries d'engrenages :**

Les avaries des engrenages en service représentent un cout important pour l'industrielle et il est essentielle de les prévenir. Les statistiques concernant les causes des défaillances et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages permettent de conclure que les organes dans les plus sensibles sont les roulements et les engrenages.

Une enquête réalisée par une société des assurances [18] a permis d'établir des statistiques sur les causes des défaillances. Les résultats de cette enquête sont résumés dans le (Tableau IV.1) :

| Origine et localisation des défauts dans les engrenages |    |                          |    |
|---|----|--------------------------|----|
| Fabrication des défauts                                 | %  | Localisation des défauts | %  |
| Fabrication (Calcul des assemblages, matériaux)         | 40 | Dentures                 | 60 |
| Exploitation (Maintenance)                              | 43 | Palier                   | 19 |
| Autres machines adjacentes                              | 17 | Arbres                   | 10 |
|   |    | Carter                   | 07 |
|   |    | Autres                   | 04 |

Tableau IV.1 : Origines et localisation des défauts [18]

Cette enquête montre que :

- La denture concerne la majorité des sources des défaillances;
- Les erreurs de conception et les défauts de fabrication sont à l'origine de 40 % des avaries.
- Une maintenance conditionnelle et préventive devrait permettre de réduire les nuisances occasionnées par les avaries en cours d'exploitation.

Les sources d'avaries d'engrenages sont multiples et peuvent être classées suivant leurs origines. Le fonctionnement d'un engrenage entraîne généralement une modification de la macro et de micro-géométrie des dentures et de l'état du métal dans les endroits sollicités. Cette modification est très complexe et difficile à expliquer: elle est liée aux conditions de fonctionnement, à l'entretien et à la lubrification.

Les avaries souvent rencontrées dans les engrenages ont alors pour l'origine :

- Les effets normaux, dus à la charge transmise et à la pression de contact : c'est le cas par exemple des déformations plastiques et des fatigues superficielles.
- Les effets tangentiels superposés aux effets normaux, dus à la vitesse de glissement des surfaces : c'est le cas de l'usure et des piqures.
- Les effets thermiques superposés aux précédents, dus à l'énergie dissipée à l'interface : c'est le cas du grippage.

### **IV.3 Familles d'avaries :**

Selon les sollicitations imposées au contact, les avaries de surface dans les engrenages ont été répertoriées et classées à plusieurs types par AFNOR E23-014 [25]. Ces avaries peuvent être également classées en deux grandes familles. Il s'agit principalement:

- Des avaries superficielles;
- Des détériorations par rupture.

#### **IV.3.1 Les avaries superficielles :**

##### **IV.3.1.1 Usure :**

L'usure est un phénomène normal [28] caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre.

Dans les engrenages, l'usure se caractérise par une diminution lente et régulière de l'épaisseur des dents, accompagnée d'une modification plus ou moins prononcée de la surface des dentures, due au glissement. Son développement est lié à la charge mécanique à transmettre et à la vitesse de glissement, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

Pour séparer les différents types d'usure nous utiliserons deux classifications distinctes:

- L'une prendra en compte l'intensité des phénomènes d'usure et définira des éléments pour pouvoir quantifier leur évolution;
- L'autre, qualitative, sera basée sur les modes d'action des différents phénomènes d'usures sur les dents et elle permettra de caractériser les divers aspects de surface que l'on peut rencontrer.

Au cours de l'analyse quantitative, nous définirons successivement :

- Usure normale;
- Usure modérée;
- Usure successive.

L'analyse qualitative des phénomènes d'usure amène à définir successivement :

- Usure (sous ses différentes formes).

**a. Analyse quantitative :****a.1 Usure normale :**

C'est une usure à progression très lente [28] qui ne porte aucun préjudice à la tenue en service de l'engrenage pendant la durée normale d'utilisation que l'on peut attendre.

En général, ce type d'usure ne nécessite aucun contrôle particulier, ni aucun suivi systématique si on constate aucune évolution notable après un certain temps de fonctionnement de l'engrenage. C'est souvent le cas pour les dentures traitées superficiellement pour lesquelles il est très difficile d'apprécier l'usure au cours du temps car elle est extrêmement faible. C'est aussi le cas des engrenages peu chargés.

Pour les engrenages non traités ou à dureté, l'usure va se développer chaque côté du primitif là où le glissement est nul, en modifiant la forme du profil comme indiqué sur la (Figure IV.1).

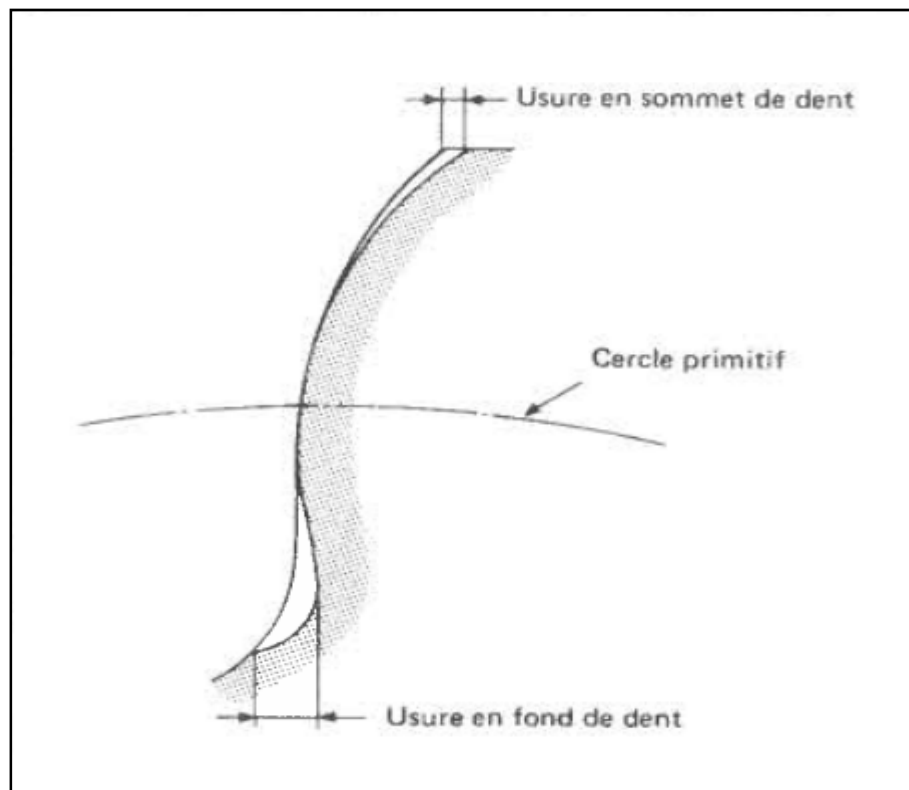


Figure IV.1 : Aspect caractéristique de la déformation du profil d'une dent sous l'action de l'usure [28]

Tant que l'usure reste faible, ce type d'évolution de forme du profil des dents est bénéfique au niveau de l'engrènement car il permet de mieux absorber les impacts des dents lors

de leur engagement. On va donc souvent assister à la disparition au cours du temps des stries en sommet ou en pied de dent qui apparaissent parfois peu près la mise en route d'un engrenage ( cas en général des dentures chaegées à vitesse faible ou moyenne).

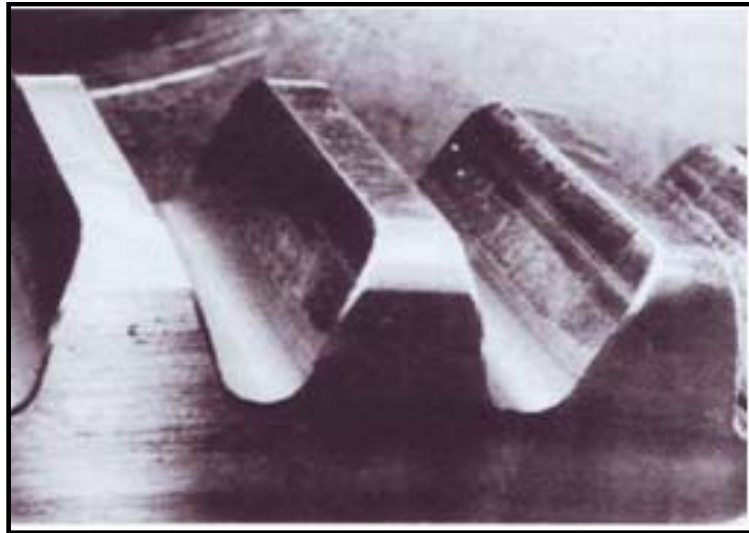


Figure IV.2 : Usure normale [21]

Aspect normal [28] des flancs d'une denture d'engrenages (Figure IV.2). On releve quelques traces de passages de corps étrangers entre les dents et quelques petites pique sans gravité.

#### **a.2 Usure modérée :**

À ce stade de développement de l'usure [28], l'aspect de la denture est tel qu'on peut facilement déceler qu'il y a eu enlèvement de matière au cours du fonctionnement au niveau de la saillie et du creux des flancs des dents.

En général, la trace de surface primitive de fonctionnement devient apparente et elle se présente sous la forme d'une ligne continue de faible épaisseur s'entendant sur toute la largeur de la denture. Sur cette ligne on constate aucune usure ni enlèvement de manière.

L'usure modérée se caractérise par des pertes de matière le long des profils qui sont plus rapides que celle obtenue dans le cas de l'usure normale. Cette usure apparait le plus souvent lorsque les engrenages fonctionnent près de leur régime limite de lubrification. De nombreux engrenage, à cause d'une limitation volontaire de la viscosité d'huile rendue obligatoire par les conditions d'utilisation (démarrages à froid sans préchauffage par exemple) fonctionnent dans de telles conditions.

Ce type d'usure apparait presque systématiquement dans le cas d'engrenages très chargés tournant à faible vitesse et réalisés en acier traité dans la masse. Dans ce cas, on constate souvent l'apparition de piqure plus ou moins denses sur les profils des dents.

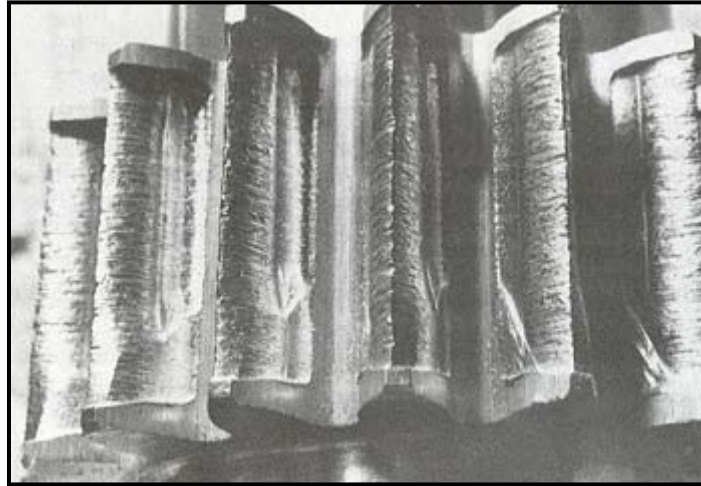


Figure IV.3 : Usure modérée [28]

On remarque la trace du primitif de fonctionnement sur les flancs des dents (Figure IV.3 ) et la présence de fines stries qui montrent que la denture fonctionne près de son régime limite de lubrification.

### a.3 Usure excessive et destructive :

Ce type d'usure est considéré comme une anomalie [28] qui souvent entraîne la mise hors service de l'engrenage ou qui laisse prévoir sa fin proche.

Elle se traduit par un changement important de la forme de dents et dans la plupart de cas part une diminution dans des grandes proportions de leur épaisseur.

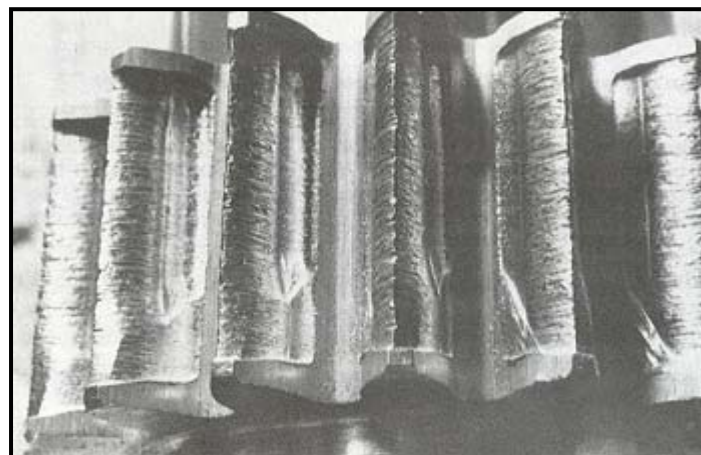


Figure IV.4 : Usure excessive d'un pignon [28]

Cette usure qui a été provoquée par un grippage à froid a entraîné une diminution impressionnante de l'épaisseur des dents dans les zones de l'engrènement (Figure IV.4).

On note la présence:

- De sillons profonds dans le sens du glissement;
- D'une ligne au niveau du primitif;
- De dents pointues.

Ce pignon est hors usage.

## **b. L'analyse qualitative :**

Usure sous différentes formes :

### **b.1 Usure par abrasion à deux corps :**

Cette avarie se manifeste très tôt dans la vie [28] de l'engrenage et se traduit par un enlèvement de microparticule de métal des dents. Ce phénomène est dû au contact et au glissement métal sur métal qui se produit au travers du film d'huile.

Cette usure entraîne une diminution progressive de l'épaisseur des dents accompagnée d'une déformation plus ou moins marquée du profil dans les zones à fort glissement mais sans dégradation notable de l'état de surface.

Comme le montre la (Figure IV.1) , l'usure qui est pratiquement nulle dans la zone primitive là où les vitesses de glissement sont faibles ou nulles devient de plus en plus importante au fur à mesure que l'on s'éloigne de cette zone pour être maximale sur le cylindre de tête et le cylindre actif de pied là où les vitesses de glissement sont les plus élevées.

### **b.2 Usure adhésive :**

Cette avarie apparaît au niveau de deux surfaces [28] glissant l'une sur l'autre lorsque la pression entre les aspérités en contact est suffisante pour provoquer des déformations plastiques localisées, des microsoudures ou des adhésions locales. Lorsqu'il y a génération d'une déformation plastique, il y a absorption d'énergie se traduisant par un échauffement dû au frottement.

La plus légère manifestation d'une usure par adhésion est la formation de " poli miroir" sur les flancs actifs des dents. Lorsque les conditions de charge et de frottement deviennent

plus intenses, et lorsque la température au niveau du contact augmente on peut assister à l'apparition:

- Poli miroir;
- D'arrachements localisés sur les dents;
- De grippage à chaud;
- De grippage à froid (pour des faibles vitesses et de forte charge).

#### **b.2.1 Poli miroir :**

C'est un type d'usure à progression très lente dans lequel les aspérités des flancs en contact sont progressivement déformées et laminagées, il apparaît alors sur les dents des surfaces très lisses et polies qui prennent l'aspect d'un miroir.

#### **b.2.2 Arrachement localisés sur les dents :**

Ce type phénomène qui apparaît sur certains flancs des dents en contact est toujours très localisé et en général, il est présent que sur une faible surface de quelques dents de l'engrenage.

#### **b.2.3 Grippage à chaud :**

Ce phénomène d'usure résulte de la rupture [28] du film d'huile sous l'action d'une surchauffe excessive au cours de l'engrènement qui provoque un contact métal contre métal des flancs des dents.

Entre les surfaces en contact il se produit alternativement des soudures des déchirements qui contribuent à arracher rapidement des particules métalliques des flancs des dents en modifiant ainsi la forme de leur profil.

Les traces de grippages se présentent sous forme de tries ou de raies avec fonds des bords rugueux qui sont souvent rassemblées sous la forme de bandes profondeurs et de largeurs diverses.

Les traces de grippages sont en général plus nettement marquées au sommet et en pied des dents dans les zones à fort glissement.

Dans le grippage à chaud, c'est l'action conjointe :

- D'une pression entre surfaces élevées;
- Des vitesses de glissement élevées;

- D'une température de contact excessive, résultant des valeurs de la pression et des vitesses de glissement.

Qui provoque la rupture du film d'huile entre les flancs des dents.

- Lors de la mise en route ou du rodage de certains engrenages, des grippages localisés de faible importance caractérisés par des traces peu profondes et de rugosité très fine peuvent apparaître au certains points de la denture dans les zones où la portée est maximale.

En général, après un certain temps de fonctionnement à charge réduite, ces traces de grippage localisé se résorbent par usure et autorisent en suite le fonctionnement de l'engrenage sous sa charge nominale. Dans ce cas une légère augmentation de la viscosité du lubrifiant permettra d'avoir une meilleure sécurité en service.

Si elles deviennent grossières, le grippage peut alors évoluer soit vers des arrachements ponctuels, soit vers un grippage plus intense sui risque d'être destructeur pour l'engrenage.

- En général, l'apparition d'un grippage destructif se manifeste en service par une élévation brutale de la température de l'huile à la sortie des dentures. Si la charge et les conditions de fonctionnement sont maintenues il va évoluer, les stries vont généraliser sur toute la surface des flancs et vont se creuser.

Il risque aussi s'apparaître localement des arrachements de manière, des transferts parcelles métalliques et une déformation progressive de la surfaces des profils.

Dès que cette dernière sera suffisamment importante, le niveau de bruit de l'engrenage va augmenter. Il en est de même de la température du corps de la roue et du pignon.

Des exemples de surfaces grippés sont présentés dans ces figures. Elles sont extraites d'une large publication du CETIM par une équipe du département D'Analyse et l'Expertise des Défaillances (ADE).



Figure IV.5 : Grippage modéré sur les flancs d'un engrenage cémenté trempé [28]

On remarque les stries réparties en bandes, et plus ou moins intenses sur le profil. Ce grippage n'est pas destructif car il n'altère pas notablement le profil (Figure IV.5). Cet engrenage pourra fonctionner à nouveau après une période de rodage et de meilleures conditions de lubrification et de charge en service.

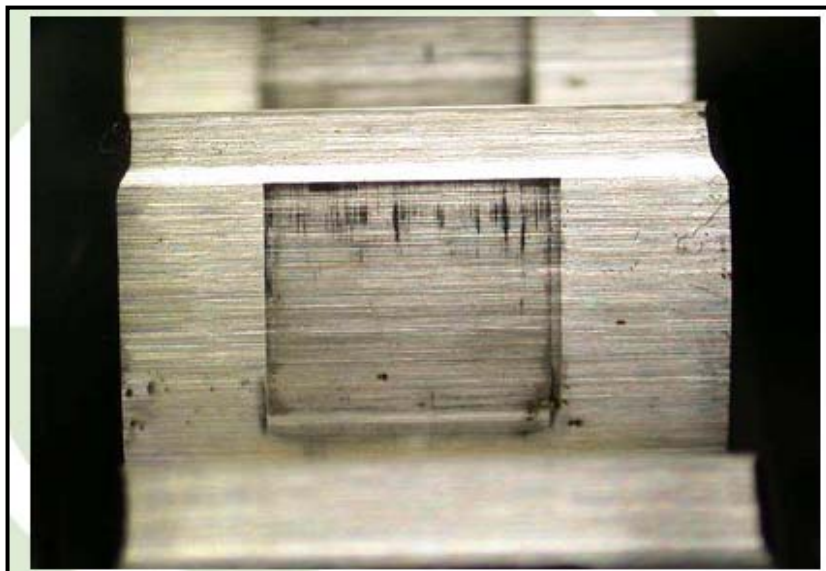


Figure IV.6 : Grippage généralisé et destructif d'une roue d'engrenage [28]

On note une usure importante du profil avec présence de stries radiales rugueuses et irrégulières (Figure IV.6). On remarque un arrachement de métal qui s'est produit le haut de la dent.

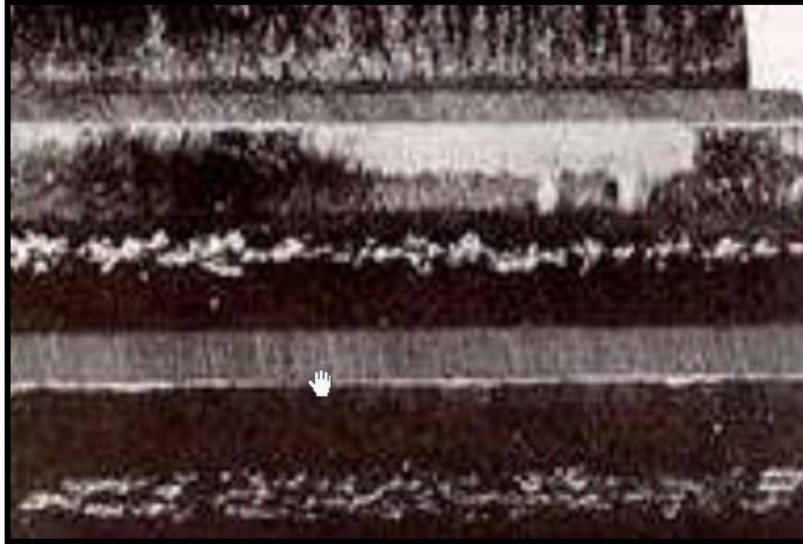


Figure IV.7 : Grippage destructif

On remarque (Figure IV.7) la présence de rayures plus profondes et de déformation des profils dans les zones de contact. Cette roue d'engrenage peut être considérée comme détruite.

#### **b.2.4 Grippage à froid :**

Ce phénomène d'usure résulte de la rupture du film lubrifiant (huile ou graisse) sous l'action d'une pression excessive au cours de l'engrènement, en provoquant un contact métal des flancs des dents.

Le mécanisme de génération de la dégradation est identique à celui du grippage à chaud (soudure + déchirement). Seulement dans ce cas, il ne s'agit que de l'action conjointe:

- D'une pression entre surfaces élevées;
- D'une vitesse de glissement extrêmement faible (vitesse périphérique ne dépassant pas 4 m/s environ);

Qui provoque la rupture du film de lubrifiant entre les profils de contact.

En général, ce type de grippage commence par un ou plusieurs arrachements qui se produisent sur quelques flancs des dents et qui se propagent de poche en poche jusqu'à une généralisation sur tout le pourtour de l'engrenage.

La vitesse de propagation de l'avarie est fonction du type de lubrifiant utilisé, du mode de finition de la denture et de la dureté des matériaux en présence.

En général, pour de tels engrenages l'apparition d'un grippage à froid est brutale et se traduit souvent par leur mise hors service.

- Les causes possibles du grippage à froid sont:
  - Une insuffisance de lubrification;
  - Une surcharge importante de l'engrenage pendant une période suffisamment longue;

(Ces deux causes peuvent d'ailleurs agir simultanément).



Figure IV.8 : Traces de grippage à froid sur les dents d'une couronne de treuil [21]

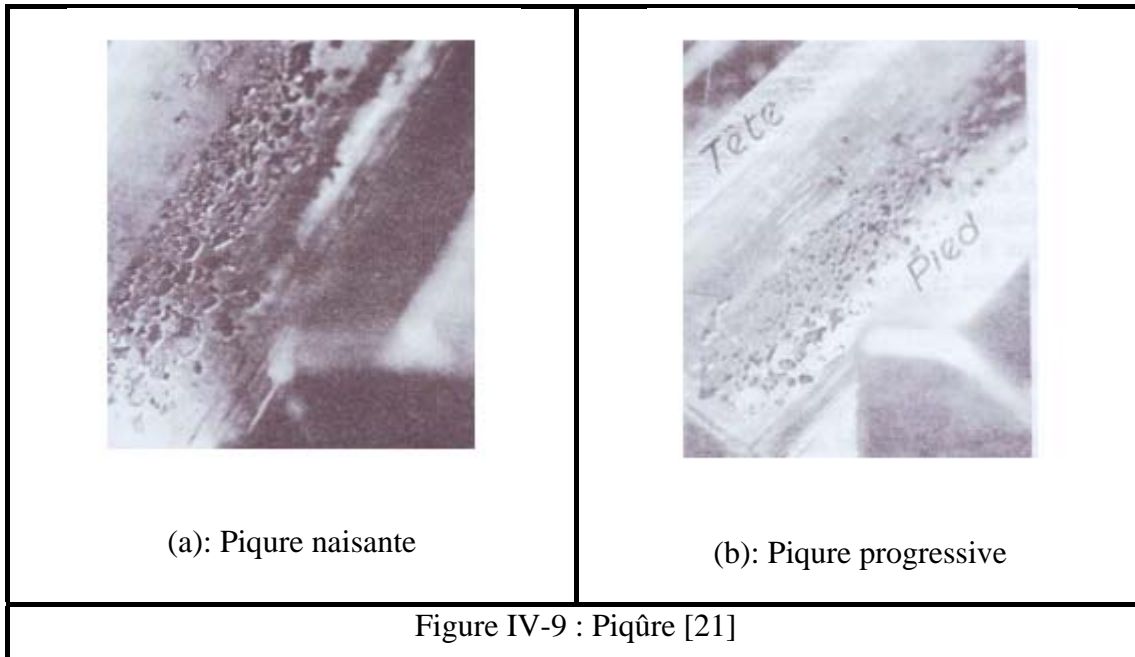
Ce type d'avarie est en général destructif pour la denture et se développe le plus souvent sur les dentures lubrifiées à la graisse (Figure IV.8) La rugosité des surfaces des dents à une grande importance et lorsqu'elle est élevée, elle favorise la formation des microsoudures et le développement du grippage en profondeur.

#### IV.3.1.2 Piqûres :

Les piqûres sont des trous peu profonds, en forme d'éventail caractéristique, qui affectent toutes les dents, dans la zone du primitif ou légèrement en dessous. La pointe de l'éventail est en général tournée vers le pied de la dent dans le cas d'un pignon menant, vers le sommet dans le cas d'une roue menée. Ce type de détérioration dépend généralement de la pression

superficielle d'Hertz. Afin d'éviter l'apparition de piqûres destructrices, il faut que la pression d'Hertz ne dépasse pas une certaine limite admissible.

Si la pression superficielle est raisonnable, nous avons des piqûres naissantes (figure IV.9.a), surtout pour des aciers non durcis. Elles ne sont pas dangereuses si elles ne s'amplifient pas pendant la période de rodage. Elles disparaîtront au bout d'un certain temps de fonctionnement par polissage. Un choix d'huile approprié peut en retarder également la progression (figure IV.9.b)

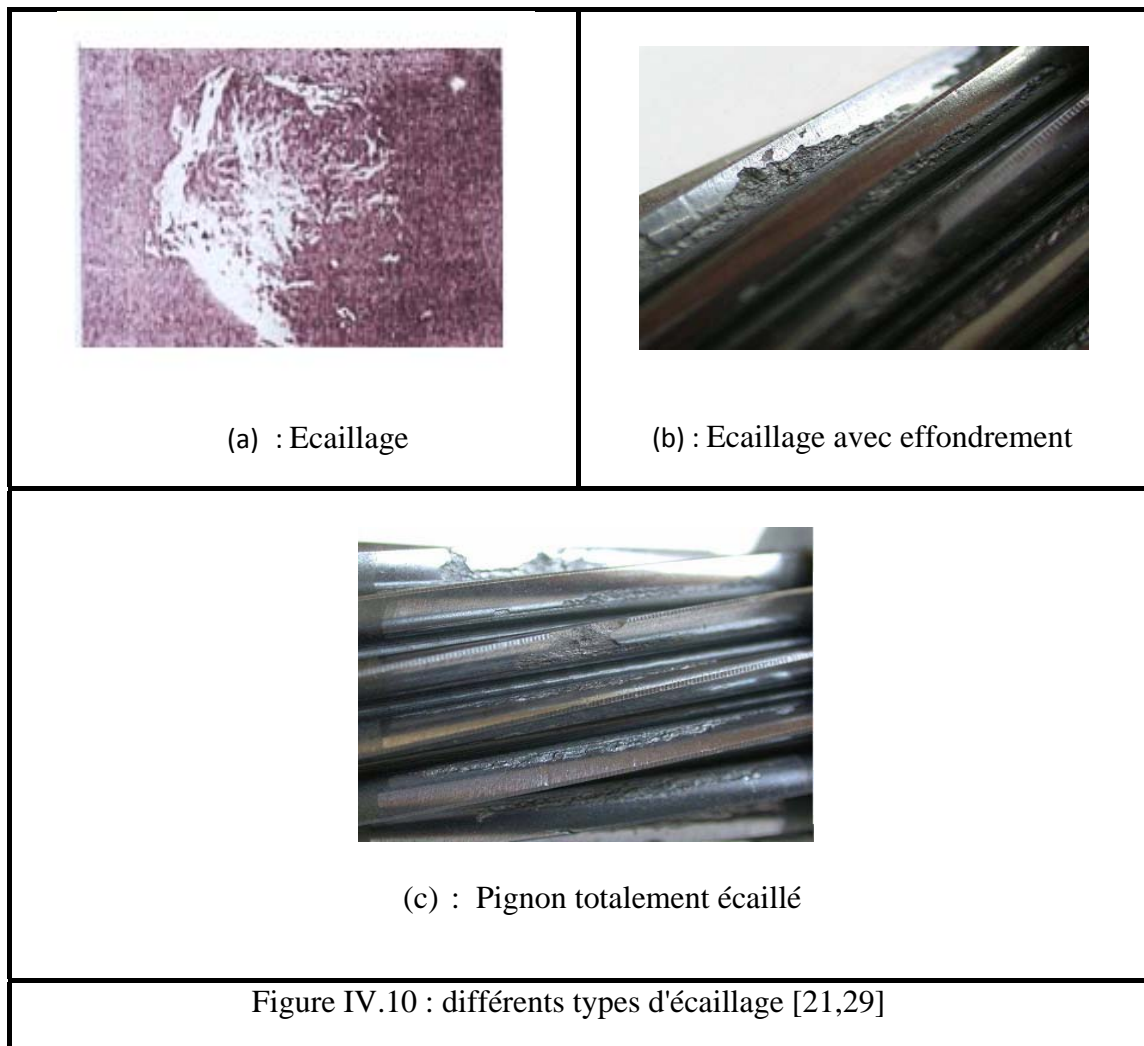


#### IV.3.1.3 Ecaillage :

C'est une cavité de dimensions analogues à la largeur de la zone de contact. Il a quelques millimètres carrés de surface et quelques dixièmes de millimètre de profondeur (figure IV.10.a). Généralement, il se manifeste par la formation d'une écaille à l'échelle du contact hertzien

L'écaillage survient dans des contacts très chargés. Il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la sous couche du massif. Il apparaisse après une période importante, de l'ordre de plusieurs dizaines de millions de cycles. Il est précédé et associé à un réseau de fissures à la même profondeur. C'est une dégradation classique dans les engrenages. Dès leur apparition, les trous d'écaillage ont une forme irrégulière et n'affectent pas toutes les dents. Ils sont plus profonds et de dimension plus grande que les piqûres.

Dans les engrenages durcis superficiellement, l'écaillage est un défaut très grave, elle évolue vers la rupture : elle témoigne de l'effondrement de la couche durcie suite à la formation de trous internes au dessous de cette couche. Par contre, il est rarement rencontré dans les engrenages peu durs. La (figure IV.10.b) montre de l'écaillage avec un effondrement de la couche cémentée ayant conduit à la rupture d'une des dents du pignon. La (figure IV.10.c). Présente un pignon cémenté trempé dont l'une des dents est presque totalement écaillée.



#### IV.3.1.4 Micro-écaillage :

C'est une cavité beaucoup plus petite par rapport à celle de l'écaillage (figure IV-11). Il est de dimensions dix à vingt fois plus faibles que la largeur du contact et se manifeste par la formation des micro-fissures et des micro-écailles à l'échelle des rugosités.

Le micro-écaillage survient dans les contacts faiblement chargés. Il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la peau du massif après une période plus courte que pour l'écaillage, de l'ordre de quelques millions de cycles.

Cette avarie est dangereuse, car elle détruit la micro-géométrie des surfaces et conduit à la rupture du mécanisme si les micro-fissures se propagent jusqu'à la profondeur d'hertz.

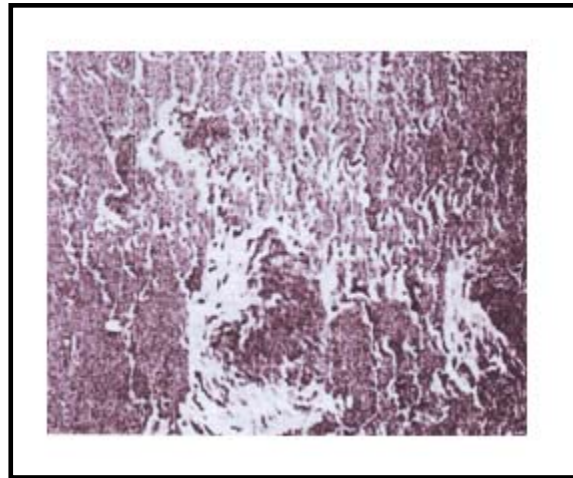


Figure IV-11 : Micro-Ecaillage [21]

### IV.3.2 Détériorations par rupture :

Les causes de détérioration des dents sont multiples. La rupture est une avarie brutale et souvent inattendue. Elle est parmi les plus dangereuse, car elles entraînent l'arrêt de l'installation, et parfois la destruction généralisée par la suite de l'entraînement de partie de dents dans l'engrènement. On distingue généralement:

- Rupture par surcharge;
- Rupture par fatigue;
- Rupture par concentration de contrainte;

#### IV.3.2.1 Rupture par surcharge :

Ces ruptures surviennent le plus souvent d'un seul coup, c'est-à-dire en une seule mise en charge de la dent.

La surface de rupture peut indiquer (Figure IV.12. ):

- Des zones granuleuses et brillantes, appelées " Zone de rupture fragile" ou le métal s'est rompu parce qu'il n'a pu supporter les contraintes de traction atteintes;
- Des zones avec arrachement ou même bourrelets lisses, appelées (Zone de rupture ductile";

La surface de rupture peut alors présenter l'un de deux modes de rupture mentionnées ci-dessus.

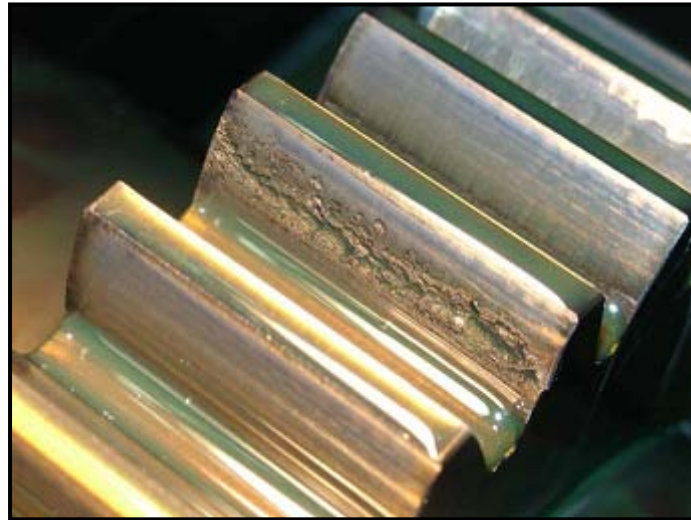


Figure IV.12 : Rupture par surcharge [29]

#### IV.3.2.2 Rupture par fatigue :

Il est bien connu lorsque la contrainte dépasse une certaine valeur limite dite de fatigue, il se produira rupture au bout d'un certain nombre de cycles (Figure IV.13).

Ce mode de rupture évolue à chaque mise en charge à partir d'un point initial localisé au pied de la dent, diminuant la section d'encastrement qui se trouve ainsi affaiblie jusqu'au point où manifeste la rupture.

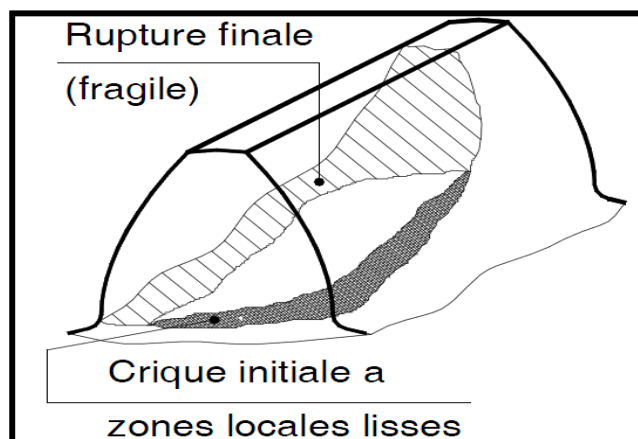


Figure IV.13 : Rupture par fatigue

### IV.3.2.3 Rupture par concentration de contrainte :

Cette avarie se manifeste suite à des défauts de positionnement de dentures les unes par rapport aux autres (Figure IV.14), dus par exemple à :

- Une erreur relative de distorsion des dentures conjuguées;
- Un mauvais alignement des axes (fabrication, déformation).

Ce mode de rupture est souvent accompagné de traces de piqures et d'écaillages.

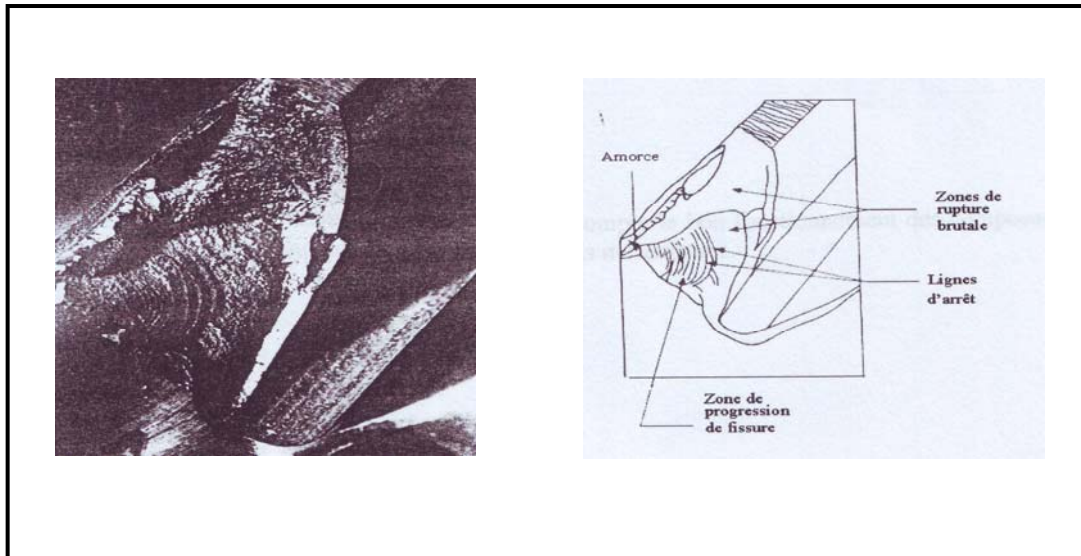


Figure IV.14 : Rupture par concentration de contrainte [21]

## IV.4 Conclusion :

L'objectif de ce chapitre est de montrer les principales avaries rencontrées dans les engrenages. Elles sont classées selon les sollicitations imposées dans le contact en deux modes. Il s'agit :

- Des avaries superficielles;
- Des avaries par rupture.

Ces avaries néfastes et peuvent interrompre le bon fonctionnement des composants de machines, voire la mise hors service des mécanismes.

# **Chapitre V**

## **Etude expérimentale**

**V.1 Introduction :**

Dans le cadre de la surveillance vibratoire, et du diagnostic de défauts dans les machines tournantes, les engrenages ont fait et font encore l'objet de nombreuses études. Ce sont des éléments très sollicités et susceptibles de présenter des défauts qui évoluent rapidement vers la rupture [16].

L'interprétation d'un spectre consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes les plus énergétiques. Sa lecture nécessite donc le maximum de renseignement concernant les conditions de fonctionnement du système : nombre de dents des engrenages, vitesse de fonctionnement...

L'objectif de ce chapitre est de permettre d'optimiser l'apparition d'un défaut d'engrenage, il s'agit d'un défaut distribué représentatif d'une usure uniformément répartie.

## V.2 Etude cinématique de l'installation :

Cette application \* diagnostic et surveillance des systèmes d'engrenage par analyse vibratoire\* à eu lieu au sein de l'université de \*BADJI MOKHTAR D'ANNABA \* le stand objet de notre étude est constitué d'un système d'engrenages entraîné par le mandrin d'un tour, installé au niveau du département de mécanique dans un laboratoire de recherche.



Figure V.1 : Le système d'engrenages entraîné par le mandrin d'un tour



Figure V.2 : Les dents et les roues d'engrenages

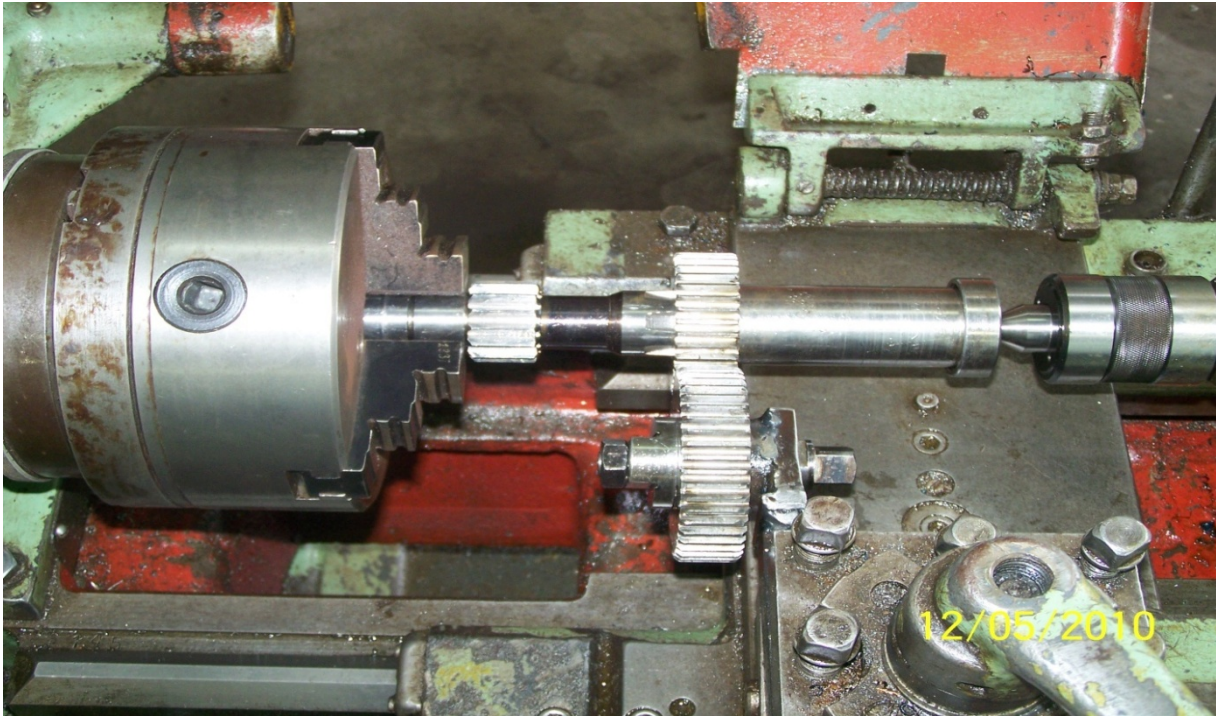


Figure V.3 : Vue d'ensemble du stand



Figure V.4 : Les outils qui fait l'engrenement



Figure V.5 : Lubrification d'engrenage

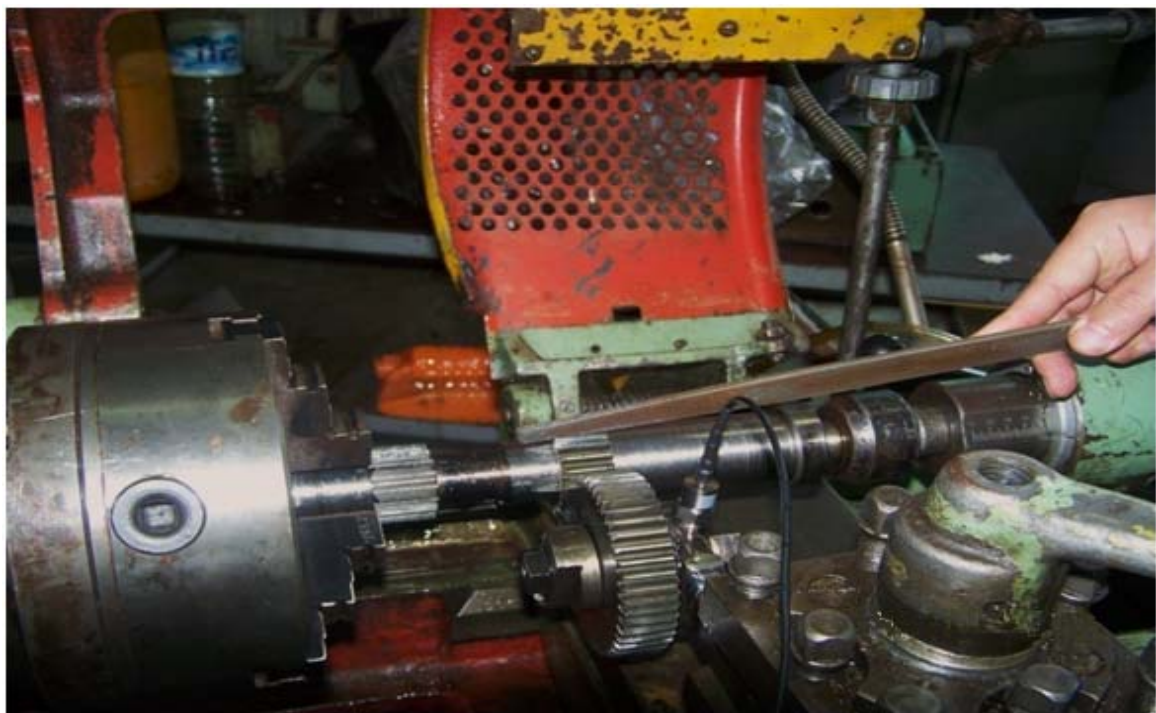


Figure V.6 : Detection d'usure par la sande verticale



Figure V.7 : Mesure Horizontale par le vibrotest - VB-8200

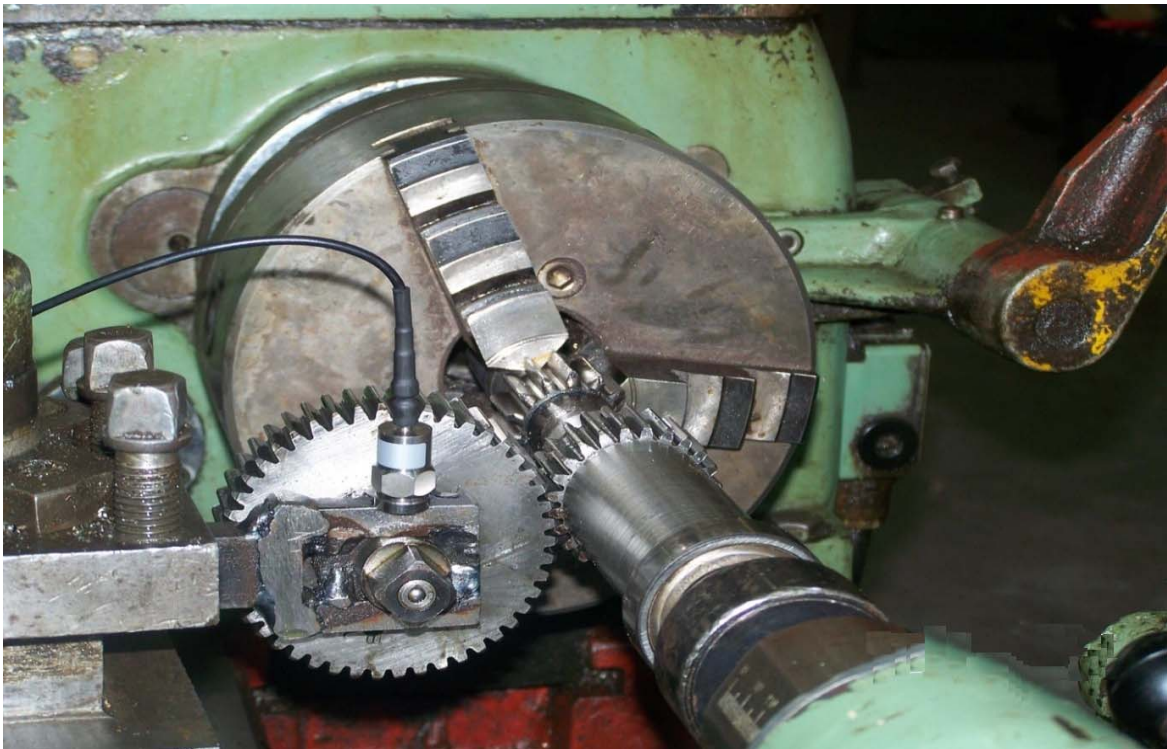


Figure V.8 : Mesure verticale par le vibrotest - VB-8200



Figure V.9 : L'usure d'une dents

### V.3 Les appareils de mesure :

#### V.3.1 Appareil de mesure (vibration meter VB-8200) :



Figure V.10 : Appareil de mesure vibration meter VB-8200

La VB-8200 vibration compteur numérique est idéale pour la vérification des niveaux de vibration sur tous les types de machines tournantes, compris les ventilateurs, les pompes, les moteurs et compresseurs.

Fournir des mesures de la vitesse ou l'accélération, la VB-8200 Vibration Mètre est un outil facile à utiliser mètre de large bande. Il est conçu pour être utilisé dans des applications industrielles ou de l'environnement pour objectif général d'enquêtes telles que l'état de choc ou de pulsation des contrôles, mécanisme de base de surveillance et des études comparatives, les spécifications de qualité des contrôles, ou des travaux de génie. Les contrôles simples fournir pour faciliter l'utilisation et le grand écran LCD facilite la lecture de l'affichage des données. L'ordinateur de poche, abrité dans un boîtier robuste, il est extrêmement léger, pesant environ 14,6 oz.

Domaines d'application comprennent la production d'électricité, les services publics, la fabrication, les systèmes de transport, le gouvernement et des organismes militaires, les laboratoires, les universités et tout autre domaine où une précision, d'un coût abordable, l'instrument est nécessaire.

### **V.3.2 Appareil de mesure «VIBROTEST 60 » :**

#### **V.3.2.1 Moyens de collecte des données et de diagnostic :**

Les relevées vibratoires sont faites périodiquement par une équipe spécialisée 'VEQ/MRE' de MITTAL STEEL ANNABA, elle est équipée d'un «**VIBROTEST 60** » qui a les caractéristiques que nous allons les citées ultérieurement. Les données sont transférées au micro-ordinateur pour réaliser le diagnostic à l'aide d'un logiciel spécifique «**VIBROEXPERT CM-400**»

#### **V.3.2.2 «VIBROTEST 60 » :**

C'est un appareil de mesure [45] des vibrations pour apprécier l'état vibratoire des machines. Il permet le diagnostic comme il peut être utilisé comme collecteur de données.

Cet appareil réunit à la fois les fonctions d'analyse 'FFT', d'équilibrage et de collecte de données.



Figure V.11 : Appareil de mesure de vibration « VIBROTEST 60 »

### V.3.2.3 Caractéristique de l'appareil :

- 1- Appareil bi voie avec mesure de la vitesse de rotation.
- 2- Appareil portable (900 g).
- 3- Nouvelle technologie de collecte de données (Figure V.12).
  - traitement rapide et simultané des données (jusqu'à 5 données à la fois).
  - Des routes de mesure multiples.
  - Possibilité de basculer entre les fonctions analyseur, équilibreur et collecteur de données.
- 4- Technologie de points de traitement numérique grâce à un processeur numérique (DSP).
- 5- Précision élevée grâce au convertisseur 'CAN' 16 bits.
- 6- Bonne résolution pour les spectres en fréquence (jusqu'à 12800 ligne).
- 7- Possibilité d'utilisation d'une variété de capteurs d'accélération, de vitesse et de déplacement vibratoire.
- 8- Grande capacité de stockage.



Figure V.12 : les éléments de VIBROTEST 60 avec capteurs de vibration (accéléromètre)

Le logiciel **VIBROEXPERT CM-400** est un élément du système **VIBROCAM 4000**. Ce système propose toute la palette de la maintenance conditionnelle des machines. Depuis la simple acquisition de mesure globale en un point, jusqu'à la gestion de plusieurs lignes de production.

Le logiciel **VIBROEXPERT CM-400** qui bénéficie de la convivialité de l'environnement **WINDOWS**, permet à l'utilisateur d'être pleinement opérationnel après une courte période de formation.

Le logiciel **VIBROEXPERT CM-400** est modulaire. Le chargement d'un module se fait en cliquant sur l'icône correspondante dans les groupes de programmes **VIBROEXPERT CM-400**.

La banque de données est le cœur du logiciel. Elle est automatiquement ouverte en chargeant le **CM-400**.

Pour aider au jugement des machines, **VIBROEXPERT CM-400** doit acquérir des mesures de vibration.

Il existe plusieurs possibilités d'acquisition des mesures :

- Acquisition « en ligne » à l'aide d'appareils et de capteurs installés à pose fixe.
- Acquisition « hors ligne » à l'aide d'appareils portables.

#### **V.3.2.4 L'analyse des données :**

Le logiciel **VIBROEXPERT CM-400** dispose d'un module (Figure V.13) d'exportation de données dans le module analyse qui permet de transférer des données vers d'autres applications telles que **EXEL** ou **LOTUS**.

Ce logiciel dispose de plusieurs fonctions telles que :

- Analyse de tendances en valeurs efficaces ou en **BCU**.
- Diagnostic et analyse vibratoire à l'aide des spectres, Cepstre ou à l'aide du spectre **BCS**.

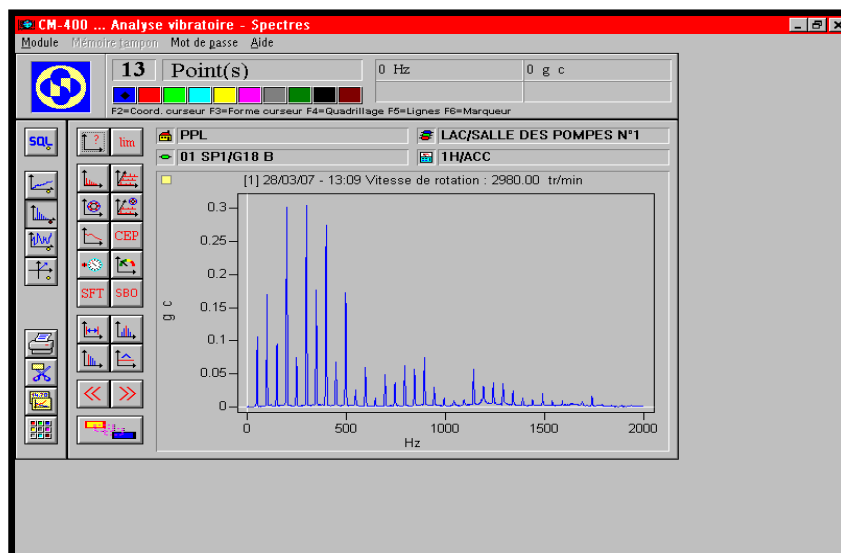


Figure V.13 : photo d'écran de logicielle VIBROEXPERT CM 400

#### V.4 Description de l'installation et contexte de mesure :

Dans cette étude expérimentale qui a eu lieu au niveau du département de mécanique, nous avons considéré un stand qui se compose d'un ensemble d'engrenage (roue et pignon à denture droite), à cet effet nous avons fait plusieurs essais à savoir sans et avec lubrification à différentes vitesses et en créant une usure sur une dent, deux dents et trois dents, en faisant appel à l'analyse vibratoire et enfin en mesurant la température d'engrenage.

##### V.4.1 Les caractéristiques des roues :

###### V.4.1.1 Caractéristiques de la roue menée :

| Désignation        | symbole | Résultat |
|--------------------|---------|----------|
| Module             | m       | 2        |
| Nombre de dents    | z       | 24       |
| Diamètre primitif  | d       | 48       |
| Diamètre de tête   | $d_a$   | 52       |
| Diamètre de pied   | $d_f$   | 43       |
| Saillie            | $h_a$   | 2        |
| Creux              | $h_f$   | 2,5      |
| Hauteur de dent    | h       | 4,5      |
| Pas                | p       | 6,28     |
| Largeur de denture | b       | 25,3     |
| Entraxe            | a       | 28       |

Tableau V.1 : Les caractéristiques de la roue menée

**V.4.1.2 Caractéristiques de la roue menante :**

| Désignation        | symbole | Résultat |
|--------------------|---------|----------|
| Module             | m       | 2        |
| Nombre de dents    | z       | 32       |
| Diamètre primitif  | d       | 64       |
| Diamètre de tête   | $d_a$   | 68       |
| Diamètre de pied   | $d_f$   | 59       |
| Saillie            | $h_a$   | 2        |
| Creux              | $h_f$   | 2,5      |
| Hauteur de dent    | h       | 4,5      |
| Pas                | p       | 6,28     |
| Largeur de denture | b       | 25,3     |
| Entraxe            | a       | 66       |

Tableau V.2 : Les caractéristiques de la froue menante

**a. Protocole d'essais**

Nous avons élaboré plusieurs essais, à savoir sans et avec lubrification, puis en créant une usure sur une dent, deux dents, et trois dents d'intervalle de  $120^\circ$  enfin en mesurant la température d'engrènement et pour chaque essai en faisant varier la vitesse de rotation.

- A sec :(sans lubrifications) :

| VITESSE    | RMS         |           | PEAK        |           |
|------------|-------------|-----------|-------------|-----------|
|            | HORIZONTALE | VERTICALE | HORIZONTALE | VERTICALE |
| <b>180</b> | 0.6         | 1.4       | 0.7         | 6.2       |
| <b>355</b> | 0.9         | 11.4      | 0.9         | 6.5       |
| <b>560</b> | 1.4         | 10.6      | 1.6         | 11.5      |
| <b>710</b> | 1.5         | 12.7      | 1.9         | 15.2      |
| <b>900</b> | 2.6         | 14.7      | 2.7         | 17.4      |

Tableau V.3: Engrenage à sec (sans lubrification)

- Avec lubrification (lubrifications w90):

| <b>VITESSE</b> | <b>RMS</b>    |             | <b>PEAK</b> |             |
|----------------|---------------|-------------|-------------|-------------|
|                | <b>Tr/min</b> | HORIZONTALE | VERTICALE   | HORIZONTALE |
| <b>180</b>     | 0.4           | 1.7         | 0.5         | 2.2         |
| <b>355</b>     | 0.5           | 3.7         | 0.6         | 4.6         |
| <b>560</b>     | 1             | 6           | 1.1         | 7.2         |
| <b>710</b>     | 1.3           | 9.8         | 1.5         | 11          |
| <b>900</b>     | 1.6           | 11.4        | 1.9         | 14.2        |

Tableau V.4 : Engrenage avec lubrification (lubrification w90)

- Usure d'une dent (avec lubrification w90):

| <b>VITESSE</b> | <b>RMS</b>    |             | <b>PEAK</b> |             |
|----------------|---------------|-------------|-------------|-------------|
|                | <b>Tr/min</b> | HORIZONTALE | VERTICALE   | HORIZONTALE |
| <b>180</b>     | 0.4           | 2.1         | 0.7         | 2.6         |
| <b>355</b>     | 0.8           | 4.3         | 0.9         | 4.4         |
| <b>560</b>     | 1.3           | 7.3         | 1.6         | 8.8         |
| <b>710</b>     | 1.5           | 10          | 1.8         | 12.8        |
| <b>900</b>     | 1.9           | 15.5        | 2.4         | 18.2        |

Tableau V.5 : Usure d'une dent avec lubrification w90

- Usure deux dents (sans lubrification w90):

| <b>VITESSE</b> | <b>RMS</b>    |             | <b>PEAK</b> |             |
|----------------|---------------|-------------|-------------|-------------|
|                | <b>Tr/min</b> | HORIZONTALE | VERTICALE   | HORIZONTALE |
| <b>180</b>     | 0.8           | 5.7         | 0.9         | 6.4         |
| <b>355</b>     | 2.5           | 26.2        | 2.7         | 13.8        |
| <b>560</b>     | 1.8           | 16.8        | 6.7         | 18.1        |
| <b>710</b>     | 2.3           | 20          | 2.5         | 22.3        |
| <b>900</b>     | 6.5           | 52.2        | 3.9         | 62.8        |

Tableau V.6 : Usure d'une dent (avec lubrification w90)

- Usure deux dents (avec lubrification w90):

| <b>VITESSE</b> | <b>RMS</b>    |             | <b>PEAK</b> |             |
|----------------|---------------|-------------|-------------|-------------|
|                | <b>Tr/min</b> | HORIZONTALE | VERTICALE   | HORIZONTALE |
| <b>180</b>     | 0.3           | 1.5         | 0.3         | 1.6         |
| <b>355</b>     | 0.5           | 3.6         | 0.5         | 3.5         |
| <b>560</b>     | 0.5           | 5.5         | 0.5         | 4.2         |
| <b>710</b>     | 1.7           | 12.9        | 1.8         | 13          |
| <b>900</b>     | 6.1           | 49.2        | 4.9         | 35.9        |

Tableau V.7 : Usure deux dents ( avec lubrification w90)

- Usure trois dents (avec lubrification w90):

| <b>VITESSE</b> | <b>RMS</b>    |             | <b>PEAK</b> |             |
|----------------|---------------|-------------|-------------|-------------|
|                | <b>Tr/min</b> | HORIZONTALE | VERTICALE   | HORIZONTALE |
| <b>180</b>     | 0.5           | 2.8         | 0.4         | 2.3         |
| <b>355</b>     | 0.8           | 5.8         | 0.8         | 5.4         |
| <b>560</b>     | 1.6           | 11.3        | 1.6         | 12          |
| <b>710</b>     | 2.6           | 16.3        | 2.7         | 14.1        |
| <b>900</b>     | 2.8           | 19.2        | 2.6         | 19.5        |

Tableau V.8 : usure trois dents (avec lubrification w90)

- La température d'engrènement (sans et avec lubrification w90):

| <b>VITESSE</b> | <b>La temperature d'engrènement</b> |                    |
|----------------|-------------------------------------|--------------------|
|                | <b>Tr/min</b>                       | Sans lubrification |
| <b>180</b>     | 22.4                                | 24.2               |
| <b>355</b>     | 22.8                                | 25.6               |
| <b>560</b>     | 23.4                                | 25.8               |
| <b>710</b>     | 25.2                                | 26.2               |
| <b>900</b>     | 25.8                                | 26.6               |

Tableau V.9 : La température d'engrènement (sans et avec lubrification w90)

### b. Les courbes de tendance :

Nous avons élaboré à partir des données, les courbes des tendances afin de nous permettre de localiser le défaut sur notre système d'engrenage pour plusieurs d'expériences (sans et avec lubrification – huile 90w et une usure sur une dent, deux dents et trois dents).

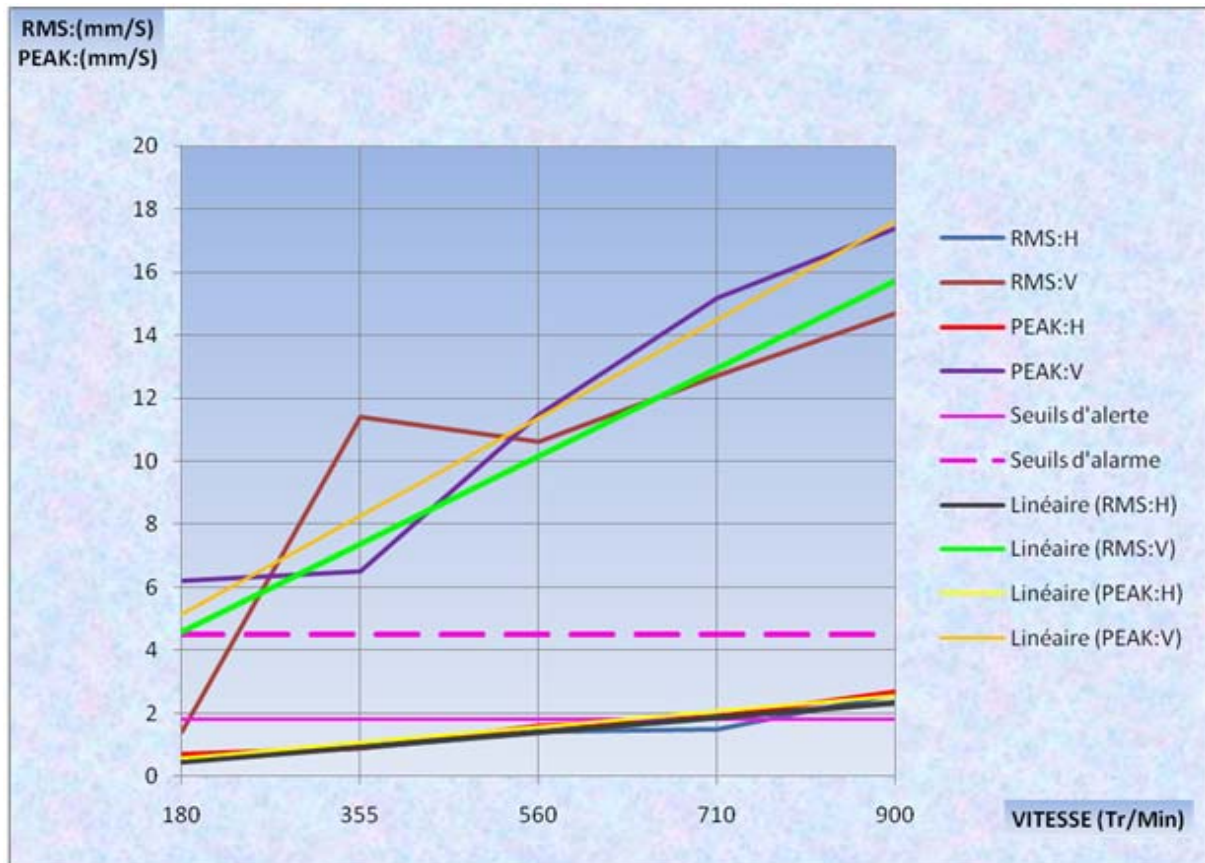


Figure V.14 : Courbes de tendance : sec (sans lubrification)

Dans la première courbe de tendance (Figure V.14) on a fait un essai sans lubrification. On a constaté que à chaque fois ou on augmente la vitesse les vibrations augmentent. Ainsi que les vibrations du côté vertical, qui sont trop élevés par rapport du côté horizontal, car la plupart du travail a été concentré du côté vertical.

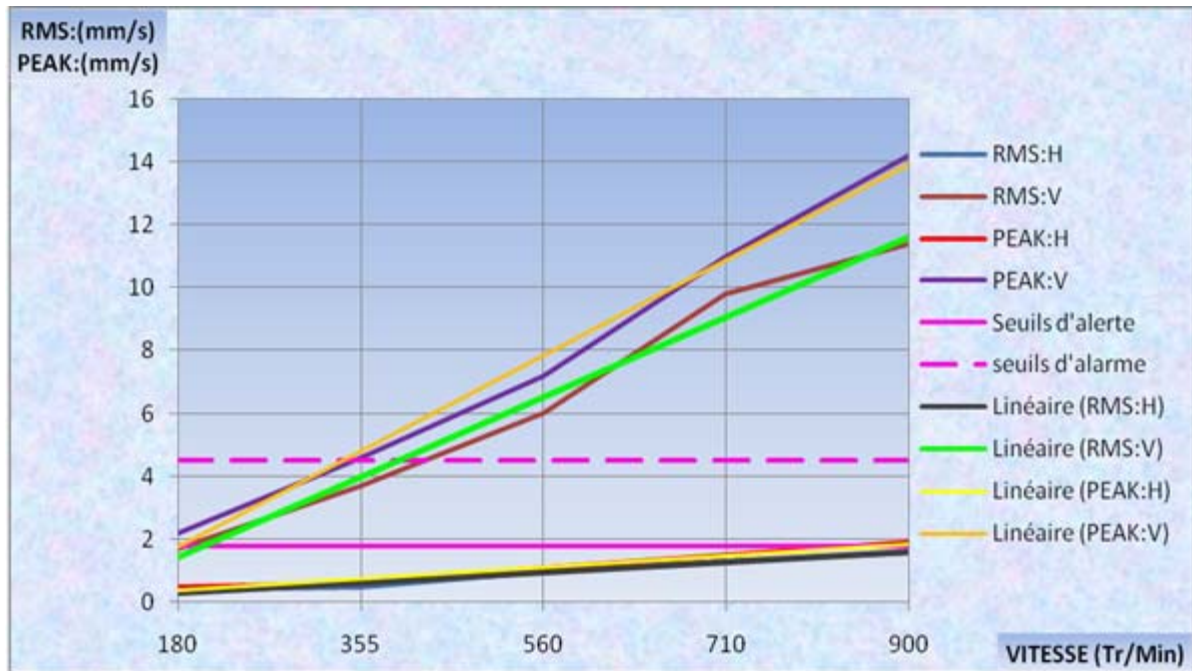


Figure V.15 : Courbes de tendance : (avec lubrification)

Dans la deuxième courbe de tendance (Figure V.15) on a fait cette fois un essai avec lubrification huile (90w). On a constaté les mêmes remarques par rapport à la première courbe. Mais dans la courbe de tendance avec lubrification les vibrations ont été atténuées.

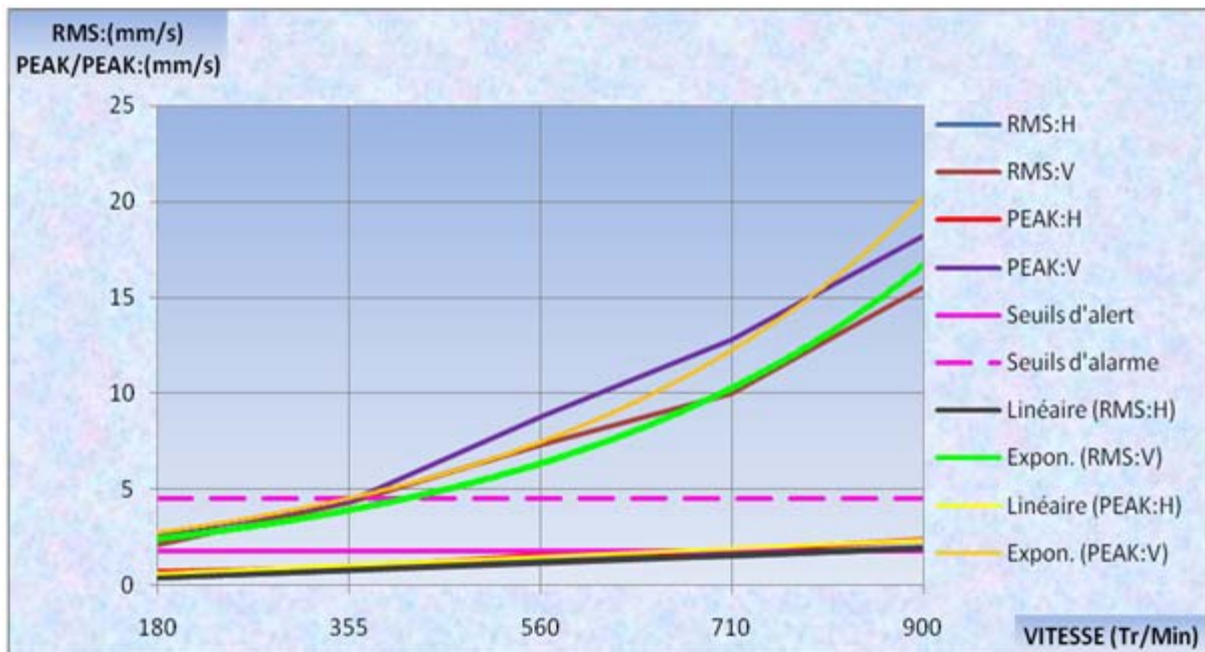


Figure V.16 : Courbes de tendance : usure d'une dent avec lubrification (90w)

Dans la courbe de tendance usure d'une dent (Figure V.16) on a constaté que les vibrations sont très élevées par rapport à la première et à la deuxième courbe. La transmission des roues a subi un problème et celui-ci peut provoquer plusieurs défauts parmi eux : rupture de la dent

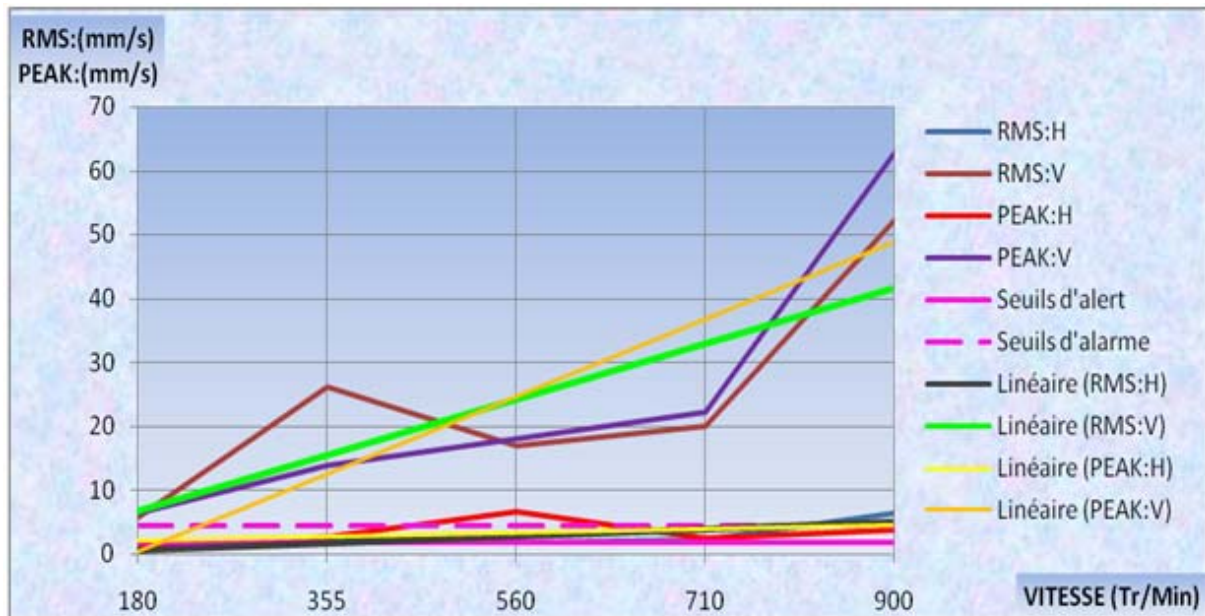


Figure V.17 : Courbes de tendance: usure deux dents sans lubrification

Dans la quatrième courbe de tendance (Figure V.17) on a fait un essai d'usure de deux dents sans lubrification. On a constaté que à chaque fois où on augmente la vitesse les vibrations augmentent. Ainsi que les vibrations du côté vertical, qui sont trop élevées par rapport du côté horizontal, car la plupart du travail a été concentré au côté vertical.

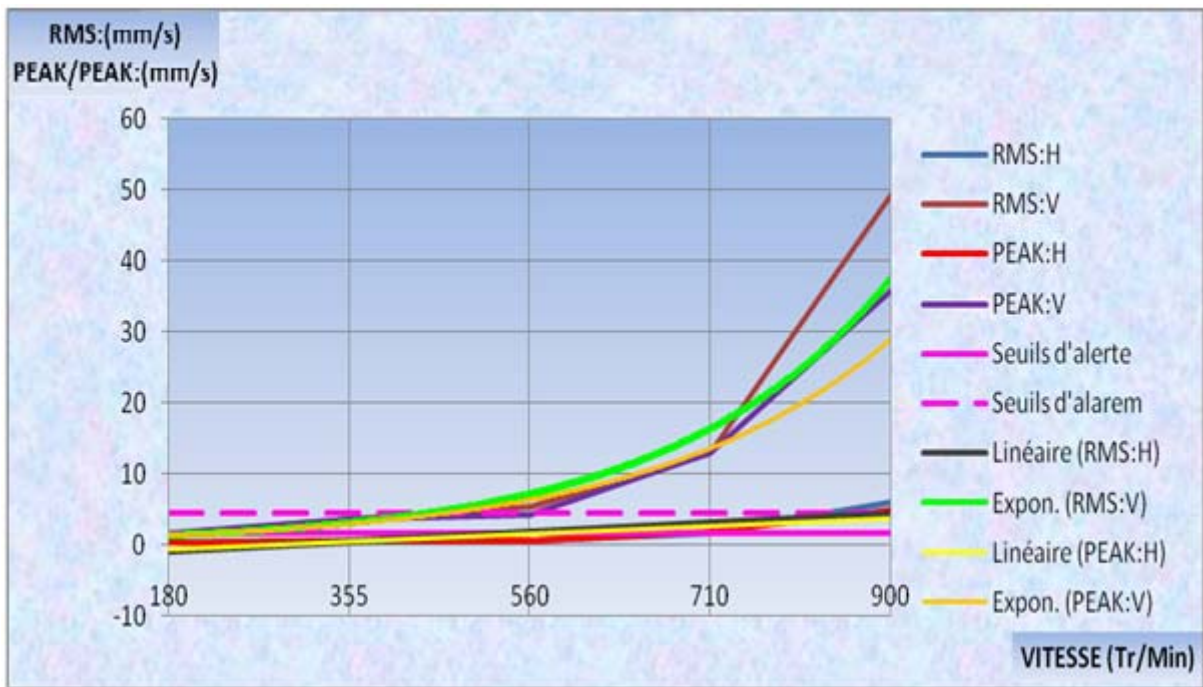


Figure V.18 : Courbes de tendance: usure deux dents avec lubrification

Dans la cinquième courbe de tendance (Figure V.18) on a fait cette fois un essai d'usure deux dents avec lubrification huile (90w). On a constaté les mêmes remarques par rapport à la quatrième courbe. Mais dans la courbe de tendance avec lubrification les vibrations ont été atténuées

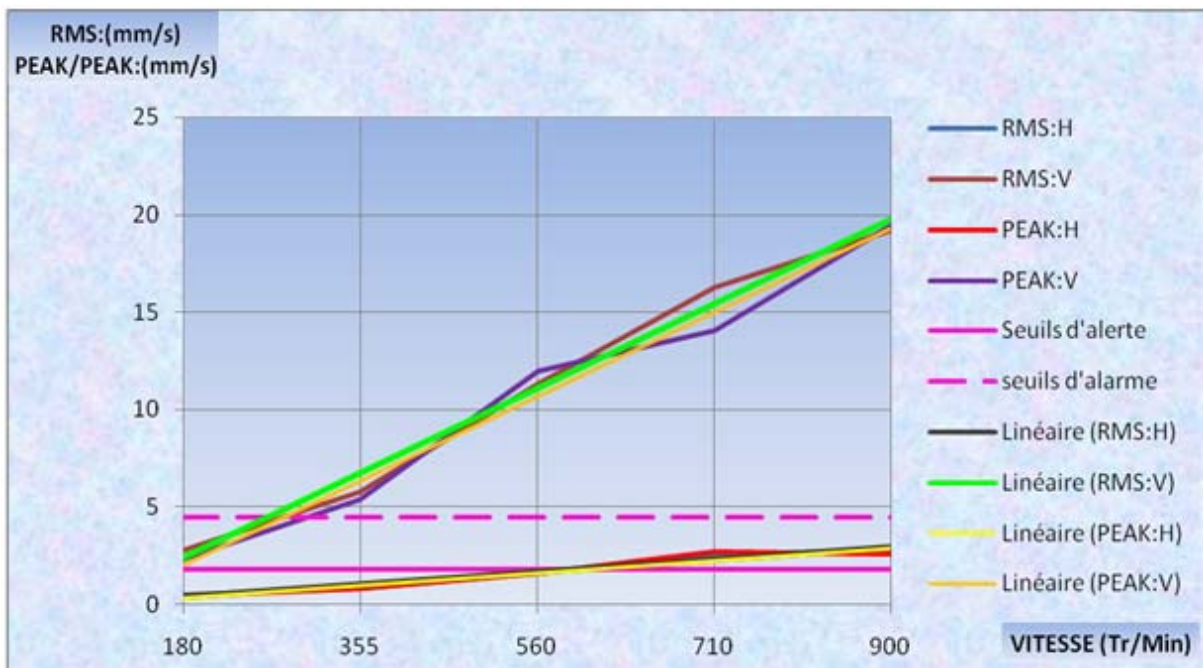


Figure V.19 : Courbes de tendance: usure trois dents avec lubrification

Dans la sixième courbe de tendance (Figure V.19) on fait cette fois un essai d'usure de trois dents avec lubrification huile (90w). On a constaté les mêmes remarques par rapport à la quatrième et cinquième courbe. Mais dans la courbe de tendance avec lubrification les vibrations ont été atténuées

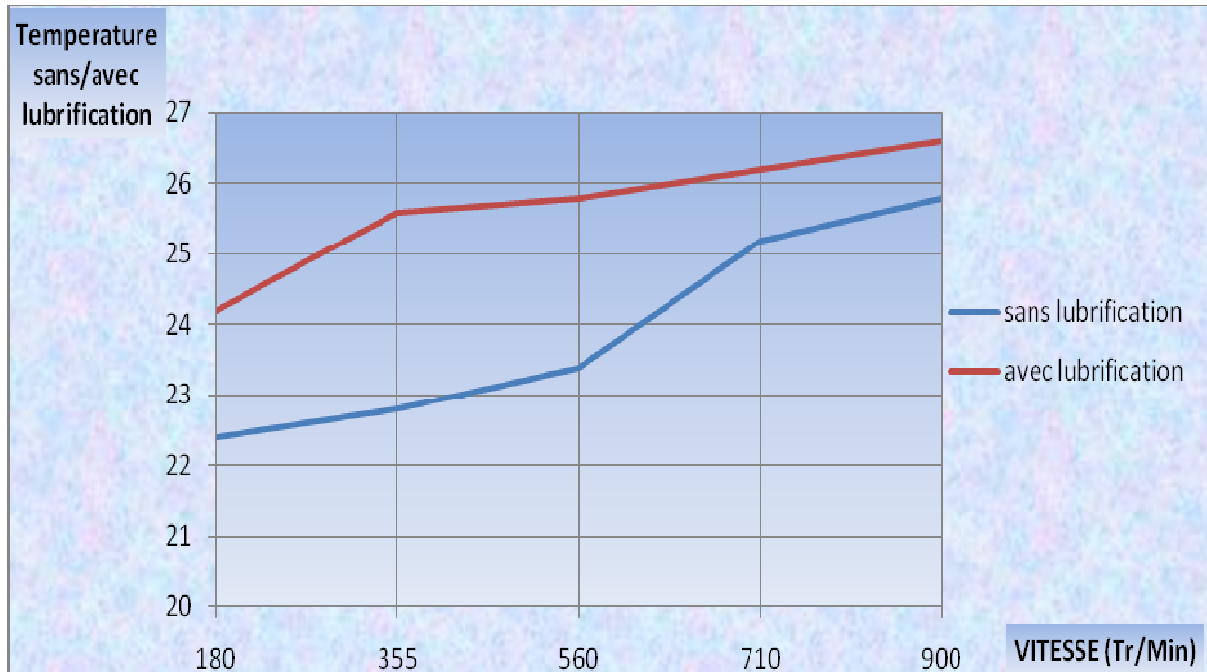


Figure V.20 : Courbes de température d'engrènement sans et avec lubrification

Dans les courbe de température d'engrènement (Figure V.20) on a fait un essai sans et avec lubrification. On a constaté que a chaque fois ou on augmente la vitesse la température augmente. Mais dans les essais avec lubrification la température est stable.

#### V.4.4 Diagnostic par Analyse spectrale :

L'analyse de tendance des vibrations nous aide à détecter les défauts mais son inconvénient majeur elle ne donne la cause de la défaillance.

L'orientation vers l'analyse spectrale est devenue une solution intéressante.

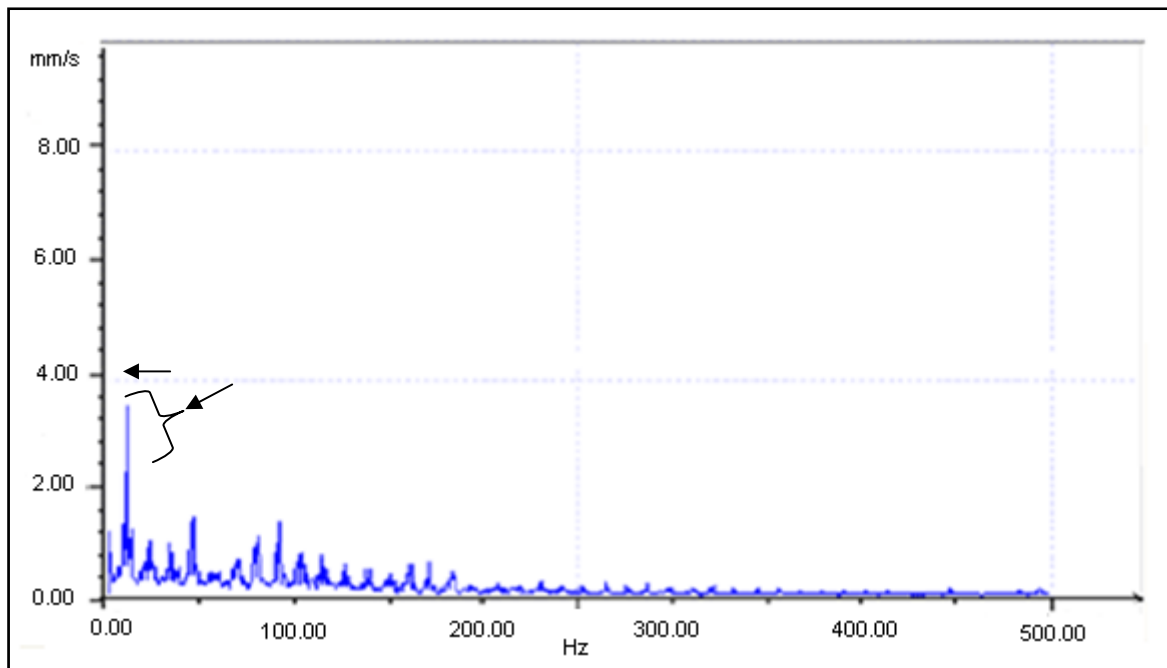


Figure V.21 : spectre de signal sans lubrification

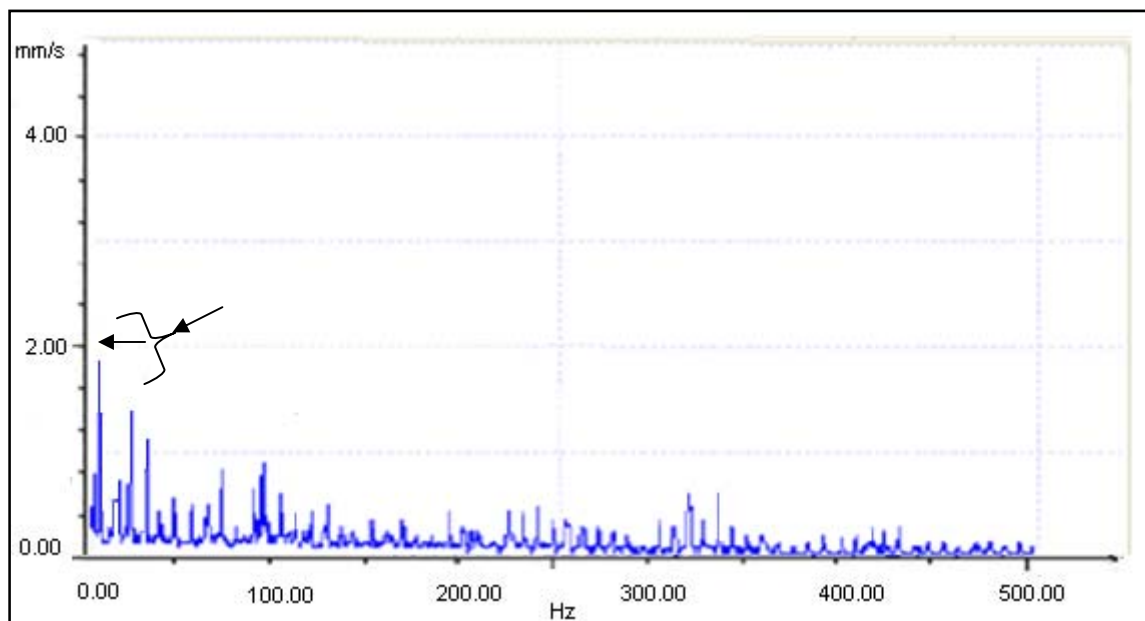


Figure V.22 : Spectre de signal avec lubrification

Les deux spectres de vibration de la figure N° V.21 et V.22 montrent une atténuation claire des amplitudes de spectre vibratoire relevé sur le réducteur. Le spectre de la Figure V.21 sans lubrification montre qu'il y a un frottement entre les dents et la figure V.22 présente un engrenement avec une lubrification montre une atténuation des vibrations entre les dents.

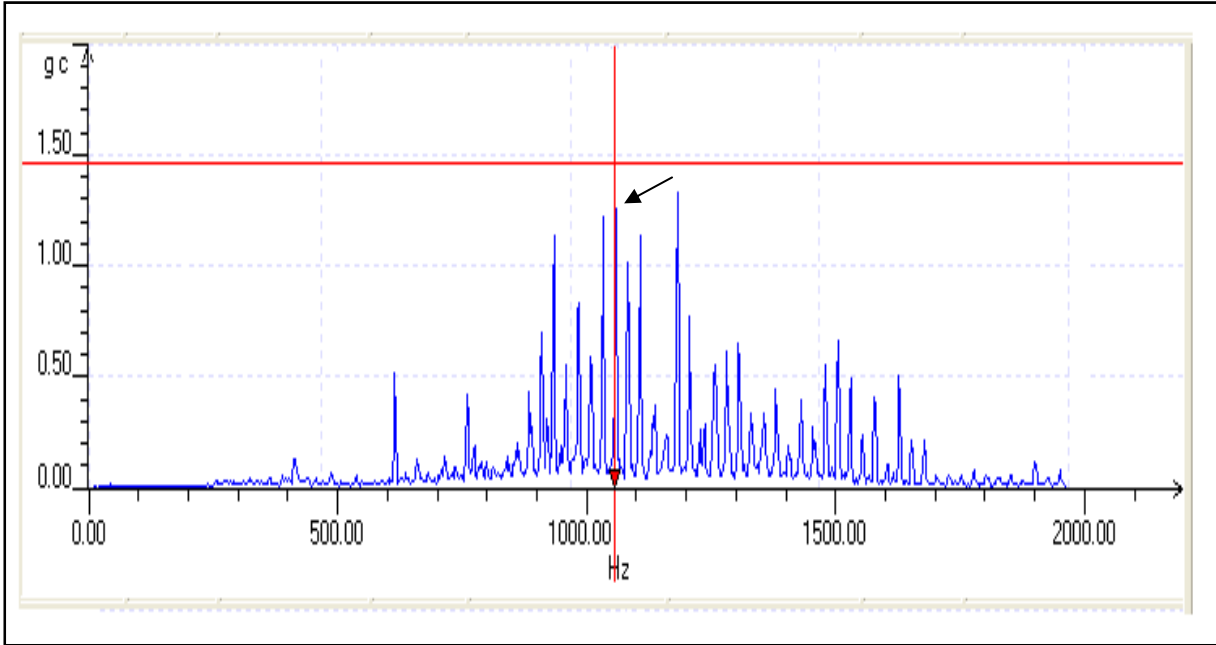


Figure V.23 : Spectre de signal d'usure à une dent

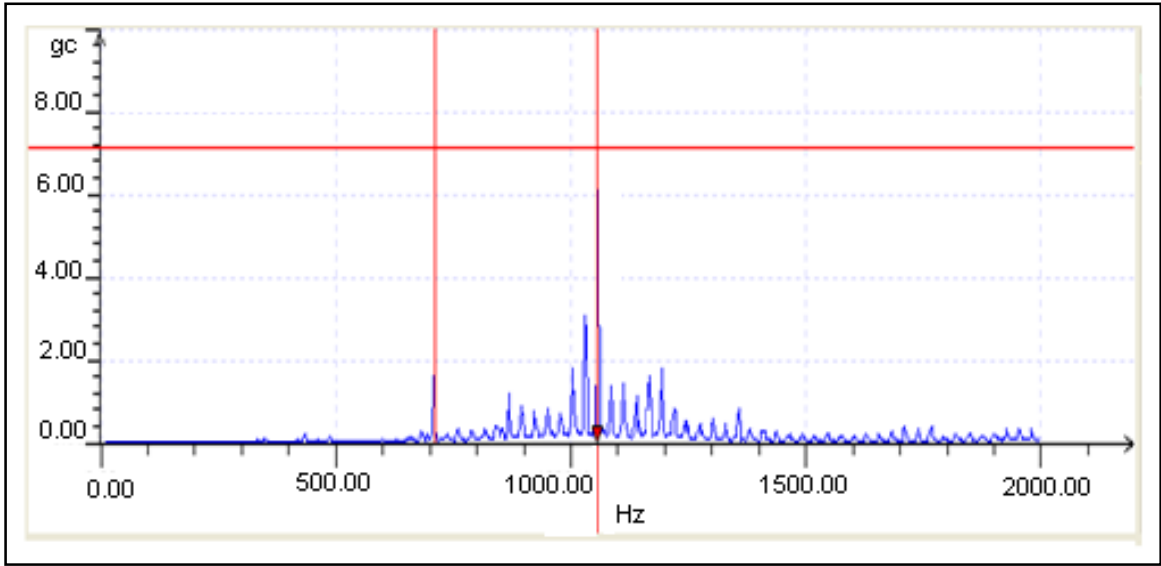


Figure V.24 : Spectre de signal d'usure à deux dents

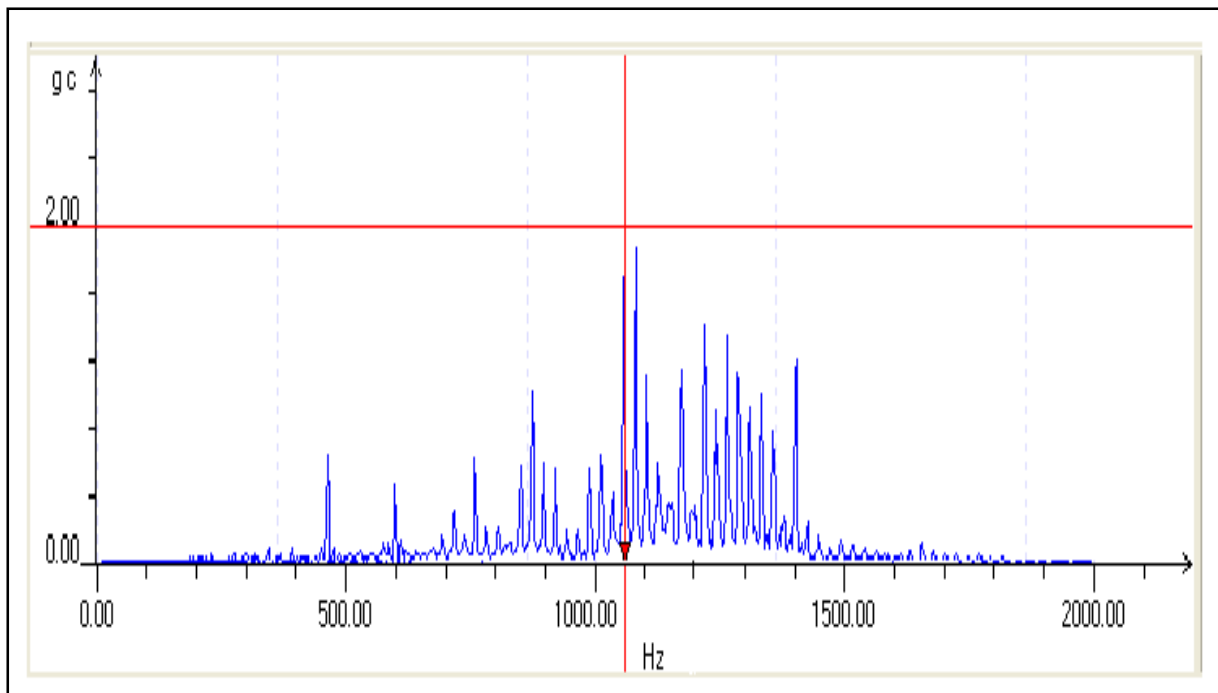


Figure V.25 : Spectre de signal d'usure à trois dents

L'analyse spectrale nous permet d'identifier avec précision le type de défaut dans chaque cas à savoir (l'usure d'une dent, deux et trois dents) avec lubrification qui se présente sur les figures (V.23, V.24, V.25).

Les résultats nous permettront de développer une banque de données concernant les engrenages. Cela aidera à identifier la nature exacte du défaut et par conséquent la cause de cette avarie.

### V.5 Conclusion :

Nous avons réalisé une batterie d'expériences qui mettent en évidence l'influence de la lubrification des systèmes d'engrenage, et principalement, l'Usure des dents, on nous avons remarqué que plus l'Usure augmente sur l'ensemble des dents et plus les vibrations s'atténuent.

**Conclusion Générale et  
perspectives**

## Conclusion Générale

L'objectif donné à ce travail est de proposer deux indicateurs pour le diagnostic des défauts des engrenages. Ces indicateurs sont basés sur les analyses vibratoires du système à engrenage sous test. Une méthodologie sera développée pour permettre aux opérateurs de mettre en évidence l'usure majeure des engrenages.

Dans notre application, les mesures ont été recueillies sans et avec lubrification à différentes vitesses et en créant une usure sur une, deux et trois dents, en faisant appel à l'analyse vibratoire de la machine mise en service. La reconnaissance de l'influence de ce défaut sur les signaux vibratoires a permis de définir les indicateurs efficaces et significatifs (valeur efficace, valeur crête, spectre).

Ce travail d'expérimentation réalisé a permis d'acquérir des signaux réels après avoir réalisé des courbes de tendances, ces dernières qui définissent l'évolution des vibrations.

La simplicité de la mise en application, l'efficacité et la finesse de la technique de diagnostic vibratoire imposent cette dernière comme un outil indispensable dans toute élaboration d'une stratégie de maintenance préventive et conditionnelle. Cela permettra à l'avenir, de nous faciliter le diagnostic; en comparant le spectre des engrenages sains avec ceux qui présentent des défauts.

## Perspectives

Nous allons continuer, ce travail de recherche en passant de:

- L'usure à l'écaillage,

puis:

- Les piqures,

pour terminer enfin avec :

- La fissuration.

## **Références bibliographiques**

*Références bibliographiques*

- [01] [ **K.Derouiche § M.Sidahmed § Y.Grenier**] – Détection de défauts d'engrenages par analyse vibratoire. Traitement du signal, 1992, Vol 8, N°5, pp331-343
- [02] [ **M.SidAhmed**] – Simulation numérique du comportement dynamique d'une transmission par engrenage en présence de défauts de denture – 2006, Mécaniques § industries 6,p625-633
- [03] [**T.Fakhfakh, F.Chaari § M.Haddad**] – Etude numérique et expérimentale du comportement dynamique d'une transmission par engrenages présence de défauts de denture 16<sup>ème</sup> congrès français de mécanique, Nice, 1-5 septembre 2003
- [04] [**A.Mekhalfa**] – Modélisation numérique du comportement dynamique non linéaire d'un engrenage induit par la présence de la propagation des fissures de fatigue – Thèse doctorat, Université d'Annaba, 2009. pp 12-18,
- [05] [ **B.Vauban**] – Les engrenages et les trains des engrenages – Document pédagogique - B.Vauban. 2006, pp1, 6-7
- [06] [**T.Olivier**] - Les dents de l'effort : les engrenages - Musée des arts et métiers. pp2-3
- [07] [**Ph.Estocsq**] – une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulement à billes – Thèse doctorat, Université de Reims champagne Ardenne, 2004. pp7-9
- [08] [**Oré § Rédon**] – Cours de construction /les engrenages – Document pédagogique. pp 2,3
- [09] [ **D.Dubuis** ] – Engrenage cylindrique à denture droite – Lycée Margueritte Verdun, pp 1-8
- [10] [**Brüel § Kjaer**] – Document Analyse spectrale – Brüel § Kjaer vibro,pp. Octobre 2001
- [11] [**Kader**] – chapitre IV : présentation de la surveillance vibratoire. pp41, 43
- [12] [**Brüel § Kjaer**] – Détection des défauts des roulements – Notes d'applications BO0341-11 Copenhagen, **Brüel § Kjaer**, 1995, pp4
- [13] [ **V.Mirko**] – Conception d'un appareil de mesure optique micrométrique de surface métallique machinées – thèse maitre de science. 1999,pp 5,6.
- [14] [**B.Vauban**] – transmission de puissance par engrenage – Document pédagogique, 2006. pp 3-4
- [15] [ **G. Hennot**] – Etude des engrenages par analyse spectrale – édition Dunod, 1984

- 
- [16] [**BDIRINA EL KHANSA**] – Diagnostic des défauts d’engrenage par analyse spectrale – mémoire Magistère – Université Mohamed Boudiaf- Msila, 2006
- [17] [**L.P.AULNOVE**] – Transmission de mouvement par obstacle
- [18] [**M.Aublin**],[**R.Boncompain**],[**M.Boulaton**],[**D.Cardon**],[**E.Jeary**]&[**J.Rea**]- Système mécanique : Théorie et dimensionnement. Dunod, 1998, Paris
- [19] [**A.Boulanger** § **C.Pachaud**] – p28- Analyse vibratoire en maintenance – 2<sup>ème</sup> édition. DUNOD, Paris 2003 Livre bleue
- [20] [**M.El badaoui**] – Contribution du diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par analyse cepstrale – Thèse doctorat, 1999, pp 24
- [21] [**G.Henriot**] – Conception fabrication mise en œuvre – 7<sup>ème</sup> édition, DUNOD, Paris 1999
- [22] [ **F.Kapala**] – Transmission et transformation des rotations – IUFM de franche camté,2006, pp1
- [23] [**C.Capdessus**] – Traitement de signal pour l'analyse vibratoire – Université d'orient. 2005
- [24] [**C.Breneur**] – Elément de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et roulements – Thèse doctorat, INSA- Lyon, 2002
- [25] [**M.R.Sari**] – Effets des polluants solides des lubrifiants sur les surfaces des roues dentées – Thèse doctorat, Université d’Annaba, 2008. pp24,30
- [26] [**D. Chikouche**], [**N. Haloui**], [**R. E. Bekka**], [**M. Ayad**] § [**K. Bdirina**] - Analyse des signaux vibratoires d’un réducteur a engrenage par le cepstre synthronne en vue d’un diagnostic précoce – Université Setif
- [27] [ **W.Ghalloudj**] – Etude de l’endommagement et de la fiabilité des engrenages à dentures droites en polymère 66 – Magister, Université d’Annaba, 2008. pp44
- [28] [**Cetim**]**1** – Principaux aspects des dentures des engrenages – Document pédagogique - Cetim, pp1-33
- [29] [**Cetim**]**2** – Principaux aspects des dentures des engrenages – Document pédagogique – Cetim 2008,formation N70, pp1-10
- [30] [**O.Cousinard**] – Paramétrage, utilisation et apport de l’analyse cepstrale en maintenance conditionnelle – Mécanique conditionnelle. 2004,pp 393-405
- [31] [**N.Hamzaoui**] – Surveillance et diagnostic par analyses vibratoires : applications aux roulements et engrenages – INSA, Lyon,

- 
- [32] [M.Sid Ahmed] – surveillance vibratoire de réducteurs à engrenages – 2<sup>ème</sup> colloque GRETSI, 1989, p 769-771
- [33] [L.Bratu, S.Pater, M.Verés & Gh.Abrudan] – Analyse de l'erreur de transmission d'un engrenage – Université de Oradea, 2007, pp 352 – 353
- [34] [L.FAURE] – Aspect des dentures d'engrenages après fonctionnement, Senlis (Oise), CETIM, 1993, pp128
- [35] [M.Sid Ahmed & C.Capdussus] – Toothed gearing vibrations analysis: cepstrum, correlation, spectrum – 1992, Volume 8 N°5, pp 365-372
- [36] [J. Héng] – Pratique de la maintenance préventive – DUNOD, Paris 2002, pp100,107
- [37] [M.Chaouche] – Diagnostic vibratoire d'une machine tournante – Mémoire magistère. Université d'Annaba.2006
- [38] [M.Sid Ahmed] – Détection précoce d'endommagement de denture sur les trains d'engrenages droits par analyse vibratoire – 1999
- [39] Normes NF E23-014 – Usure et défauts des dentures – terminologie. Mars 2006
- [40] Document pédagogique - Ressources/1- Analyse vibratoire – TSMI – Lycée TAAONE – TAIHI.pp1-10
- [41] Document de Dupont – Principaux généraux de conception- Module I. pp64
- [42] Document technique – Transmission de puissance, transformation de mouvement. SSI.Lycée Sud Médoc – 33320 Le Taillan- Médoc.pp1
- [43] Document vibration de maintenance – Etude des vibrations pour la maintenance conditionnelle. pp1-8
- [44] Document technique – 2<sup>ème</sup> partie – technique et gestion de la maintenance- Surveillance des installations par analyse des comportements. p 30,34-36
- [45] Document pédagogique – S.I.I. Etude des systèmes –les transmetteurs de puissance- les engrenages. pp6
- [46] Document pédagogique – La surveillance des machines et le diagnostic des défauts par analyse vibratoire- Université de Liège, Sciences appliquées. pp29
- [47] Document pédagogique - Analyse\_Vibratoire des machines tournantes. pp516-517
- [48] Document vibration généralité. Brüel & Kjaer vibro - Document 2001,
- [49] Document technique Vibrotest 60, Schenck Vibro GMBH pp.7-8, Septembre 2000
- [50] Document technique Vibroexpert CM-400, Schenck Vibro GMBH, pp.5-9, Octobre 2000.

**Site internet :**

**www.Google.com**

**www.Sciencedirecte.com**