

# Fonctionnel Vibratoire et Fabrication des Engrenages de Transmission Automobile

## 1. Introduction

La réduction des vibrations des engrenages est un problème mis au jour depuis les années 1950. En effet, c'est à cette époque où les machines-outils ont introduit les engrenages comme étant une source excitatrice à part entière. Depuis, de nouveaux critères acoustiques et vibratoires ont imposé une nouvelle pression technologique, poussant la recherche à comprendre les phénomènes et paramètres mis en jeu. Dans l'industrie automobile, les boîtes de vitesse et leur environnement sont réalisés afin de limiter les sons perceptibles par le client au volant. Les développements des groupes motopropulseurs (GMP) électriques et hybrides ont impacté les seuils acceptables de bruyance générée par les boîtes de vitesse à engrenages. En effet, ces motorisations ne couvrent plus autant le bruit de la transmission que les moteurs à combustion interne. C'est dans ce cadre que s'inscrit notre étude.

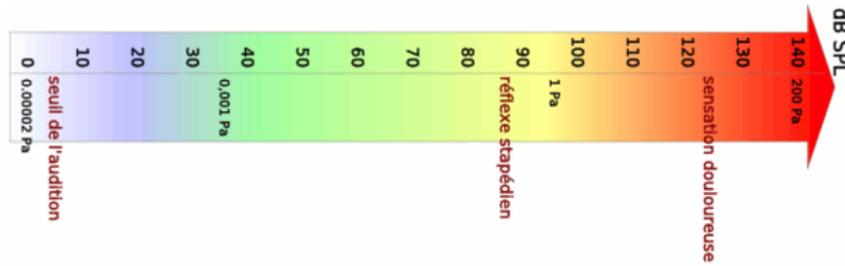
L'objectif de cette étude bibliographique est de faire un état des lieux sur les travaux de recherche qui traitent les vibrations générées par les engrenages de transmission automobile. Cette partie passe en revue l'étude des travaux scientifiques qui se sont penchés sur la caractérisation de la bruyance denture et son contrôle, sur la fabrication des dentures et sur la caractérisation des surfaces ainsi générées.

De ce fait, ce chapitre est divisé en quatre parties. La première fera l'objet d'un rappel sur le type de bruit d'engrenage étudié en mettant l'accent sur ses sources ainsi que sur les défauts et phénomènes qui peuvent l'amplifier. La deuxième partie permettra de mettre en avant les différentes méthodes utilisées en industrie et en laboratoire pour mesurer et quantifier la bruyance denture. La troisième partie sera consacrée aux descriptions littérale et physique des méthodes de fabrication de dentures, en passant de la génération à la finition. Enfin, la dernière partie détaillera les différentes techniques de caractérisation des surfaces de flanc de denture générées.

## 2. Bruyance denture d'une transmission automobile

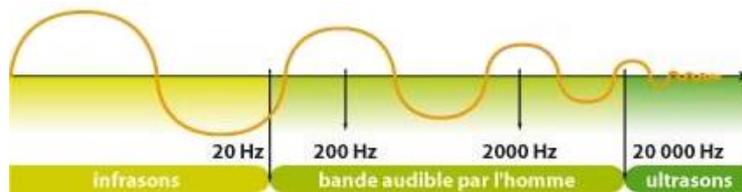
### 2.1. Définition d'une nuisance sonore

En acoustique, son et bruit constituent le même phénomène physique de fluctuation de la pression atmosphérique [1]. Un bruit est un son qui n'est pas voulu, qui s'écarte du son attendu et/ou désiré. Pour être entendu par l'oreille humaine, il doit avoir une pression variant de 20  $\mu\text{Pa}$ , seuil de l'audition, à 140 Pa. Le seuil de la douleur est pour des pressions supérieures à 100 Pa (**Figure 1.1**).



**Figure 1.1.** Niveaux d’audibilité des sons vis-à-vis de la pression acoustique [2].

Au niveau fréquentiel, un son, pour être audible, doit en outre se situer dans la bande de fréquences de 20 Hz à 20 kHz, comme on peut le voir sur la **Figure 1.2**.



**Figure 1.2.** Bande de fréquence audible par l’homme [3].

De plus, il est important de rappeler que bruit et vibrations sont fortement liés. En effet, ce sont tous deux produit par le déplacement d’une onde mécanique, mais dans des milieux élastiques différents, respectivement fluide et solide [4]. Les vibrations, en se propageant, sont amplifiées et modulées et génèrent ainsi des sons.

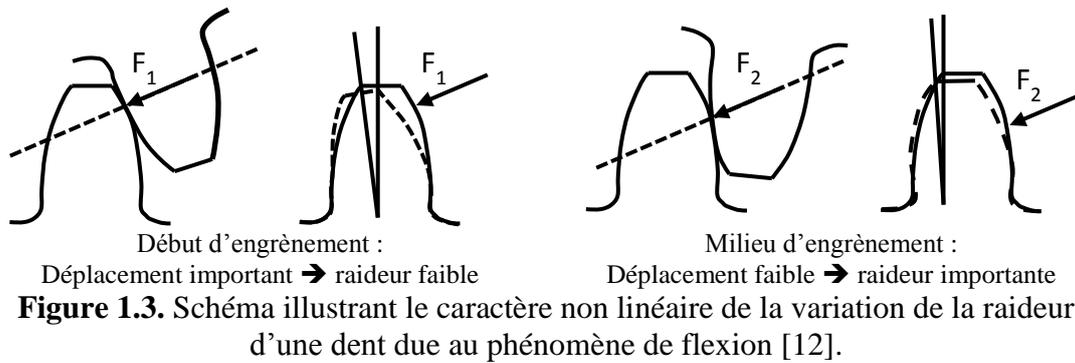
## 2.2. Nuisances sonores types d’un engrènement

Plusieurs types de bruit ont été définis concernant les engrenages, dont deux principaux : le sirènement et le gaillonnement.

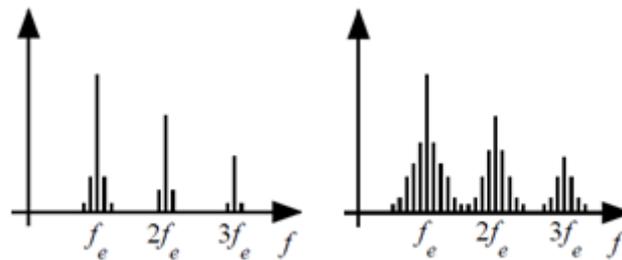
### 2.2.1. *Sirènement*

Il est principalement produit par les variations des efforts dans les roues qui transmettent la puissance au train avant. En effet, l’évolution de la charge appliquée n’est pas linéaire et dans certains cas la flexion des dents est telle qu’elle peut amener à augmenter ou réduire le nombre de dents en prise et donc la force appliquée sur chaque dent. Ce phénomène est illustré sur la **Figure 1.3**.

L’erreur de transmission a été définie par Harris en 1958 [5] puis par Welbourn en 1979 [6] en tant qu’écart entre la position angulaire réelle qu’occupe la roue menée et celle qu’elle occuperait si l’engrenage était géométriquement parfait et infiniment rigide. Elle peut être mesurée comme l’écart angulaire ou comme la distance, observée dans le plan d’action, entre les dents en contact. L’erreur de transmission est considérée comme la source principale de vibrations d’un engrenage [7]. Elle traduit une fluctuation du rapport de transmission autour de sa valeur théorique et dépend de la position instantanée des dents en prise. Pour ces raisons, sa mesure est utilisée afin de déterminer l’usure d’engrenages en fonctionnement. En effet, des défauts qui pourraient apparaître tels que des piqûres ou des fissures ont une influence sur cette grandeur [8–11].



Le spectre fréquentiel de la transmission est alors chargé au niveau des harmoniques de la fréquence d'engrènement (le produit du nombre de dents et de la fréquence de rotation), ce qui se traduit au niveau sonore par un sifflement dont la fréquence généralement haute est modulée, ainsi que son amplitude (voir **Figure 1.4**). Cela se traduit par un bruit de sirène.

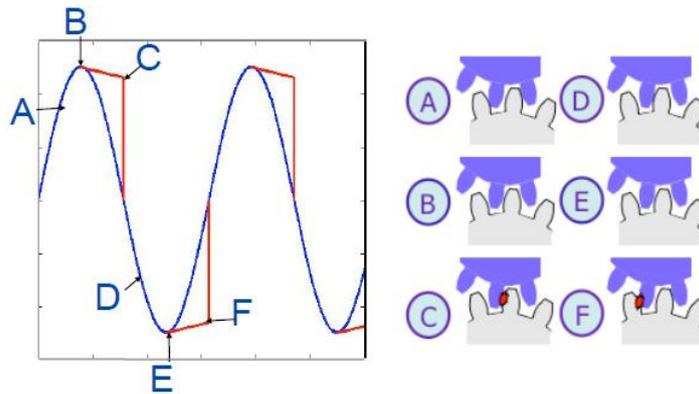


**Figure 1.4.** a) Spectre fréquentiel d'un engrenage sain ; b) Spectre fréquentiel d'un engrenage qui sirène.  $f_e$  est la fréquence (Hz) d'engrènement définie par le produit de la vitesse de rotation de l'arbre ( $\text{rad.s}^{-1}$ ) par le nombre de dents de la roue.

### 2.2.2. *Graillonnement*

Le graillonnement quant à lui est produit par les chocs entre les dents des couples de roues des rapports qui ne sont pas enclenchés, c'est-à-dire où le pignon fou est libre (non craboté). Il est dû à l'acyclisme du moteur à explosion qui n'est pas entièrement filtré par l'embrayage et qui provoque des variations de vitesse importantes en entrée. Sous certaines conditions, cela peut engendrer des vibrations dues à des impacts [13].

La **Figure 1.5** décrit les différentes étapes menant à la génération de ce type de bruit. Lors de la phase d'accélération, le pignon menant vient entrer en contact avec le pignon mené (**Figure 1.5a**). Cependant, lors de la phase de décélération, le contact entre les dents peut ne pas être maintenu. En effet, le couple de traînée appliqué sur le pignon fou n'étant parfois pas assez important. Les deux pignons se séparent alors et le pignon fou est dit en « vol libre » (**Figure 1.5b**). Le pignon fou traverse ensuite le jeu de battement présent entre les dentures et forme un premier choc entre les faces rétro des pignons mené et fou (**Figure 1.5c**). Après être entrés à nouveau en contact (**Figure 1.5d**), les deux pignons se séparent une nouvelle fois (**Figure 1.5e**) et le pignon menant rattrape alors le pignon fou et un second choc apparaît entre les flancs actifs (**Figure 1.5f**). Il existe d'autres situations dans lesquelles ce type de chocs peut faire son apparition, comme par exemple des impacts successifs entre les flancs actifs des pignons. Le bruit qui en résulte est proche d'un bruit blanc, avec un spectre vibratoire présentant des excitations chaotiques à un nombre élevé de fréquences et montant jusqu'à 8 kHz.

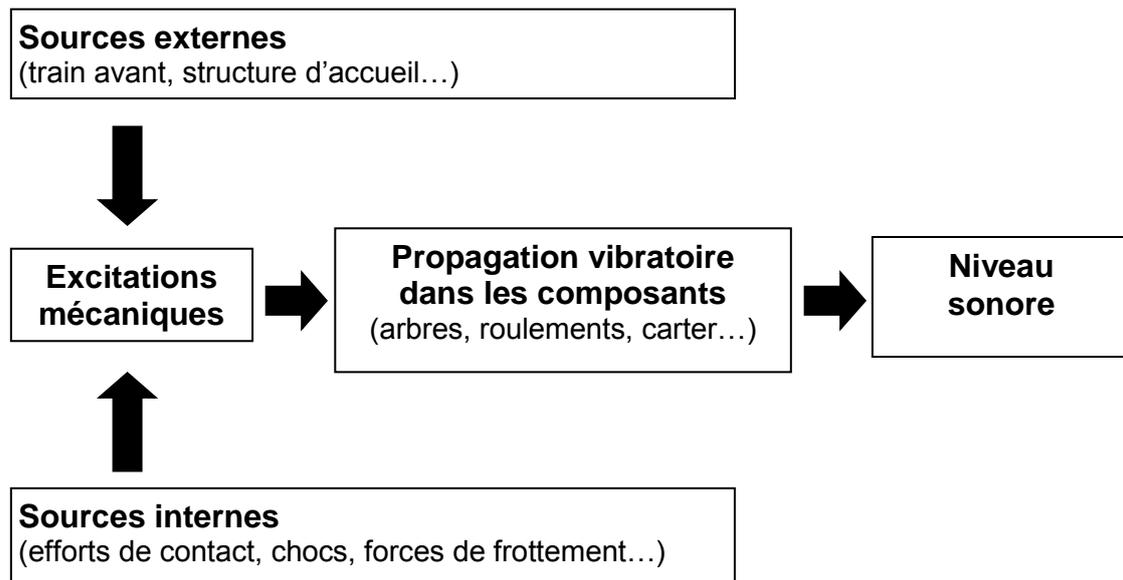


**Figure 1.5.** Description du phénomène de gaillonnement. En bleu, la vitesse angulaire du pignon menant ; en rouge, la vitesse angulaire du pignon mené [13].

Par la suite, nous allons exclusivement nous intéresser au bruit de sirènement généré par l'erreur de transmission, plutôt qu'au bruit de chocs.

### 2.3. Sources vibratoires d'une transmission

Le comportement vibro-acoustique d'une transmission automobile, avec ou sans carter, est le résultat d'une combinaison de paramètres aux origines diverses [14–16]. On peut séparer ces dernières en deux catégories (**Figure 1.6**) : les sources internes, propres au fonctionnement de la transmission, et les sources externes, propres à son environnement.



**Figure 1.6.** Sources vibratoires d'une transmission.

#### 2.3.1. Sources internes

La fluctuation des efforts de contact entre les dents en prise est l'une des principales sources de vibration dans une transmission. Elle est due à la fois aux déformations élastiques des dentures à cause de la charge transmise et des défauts de fabrication et d'assemblage de l'engrenage. Aussi appelée erreur de transmission, elle sera développée plus en détails dans le paragraphe suivant.

Lors de l'engrènement d'un couple de dents, les surfaces actives glissent et roulent l'une par rapport à l'autre. Les engrenages réels n'étant pas parfaits, il existe des mécanismes de glissement induisant des forces de frottement assez importantes pour générer des vibrations qui se transmettent dans le système mécanique. Selon Smith [17], leur contribution reste infime et ceci est d'autant plus vrai pour les engrenages hélicoïdaux où le contact se fait sur tout le long de la denture [18].

Les déformations élastiques des dents participent aussi au comportement vibratoire de la transmission. En effet, elles modifient la conjugaison des profils des dents en prise, ce qui génère des impacts lors de l'engrènement [19]. De même, la présence de jeux fonctionnels engendre des pertes de contact entre les dents et leur remise en contact produit du bruit. Cela met ainsi en avant l'importance de l'étude du contact entre les surfaces des dentures.

Il existe aussi d'autres sources qui ont un impact moindre telles que :

- les émissions acoustiques internes inhérentes aux phénomènes de refoulement et d'aspiration d'air créé par l'engrènement de deux dents [20] ;
- le rayonnement des roues et des arbres eux-mêmes du fait de leurs vibrations [21–23]. Cependant, ces phénomènes ont pour le moment été peu étudiés et restent très complexes ;
- les projections de lubrifiant sur les engrenages qui peuvent également être considérées comme des sources de bruit [6].

### 2.3.2. *Sources externes*

Le moteur est source d'excitations modulées en amplitude et en fréquence qui dépendent de son type, à explosion ou électrique. Cependant, que cela soit l'un ou l'autre, la fluctuation du couple appliqué peut donner lieu à un bruit à bande latérale autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques.

Dans certains cas les excitations se propagent à partir du train avant. Autrement dit, la fluctuation du couple de charge possède aussi une influence sur le comportement vibratoire de la transmission [24].

Enfin la structure d'accueil, au travers de ses points d'attache, peut se révéler être aussi une source d'excitations externe importante [25]. Cependant, cette source n'est souvent pas prise en considération du fait de sa complexité.

## 2.4. **Erreur de transmission – source principale de la bruyance denture**

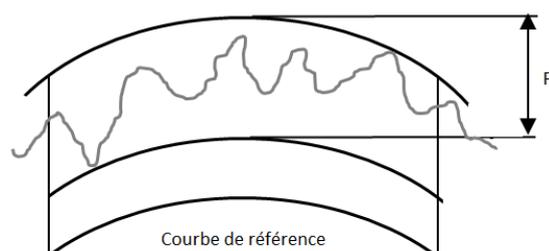
L'erreur de transmission, dont la définition a été rappelée précédemment, possède trois origines physiques distinctes qui interagissent entre elles [6,26,27] : les déformations élastiques des dents, les écarts de fabrication et ceux de montage. Elle dépend ainsi du couple appliqué aux dents en prise et fluctue donc au cours de l'engrènement. Elle devient par cet effet une source excitatrice à part entière. Elle est considérée comme la cause principale de la bruyance denture, et l'une des principales excitations de la transmission en elle-même. On distingue trois types d'erreur de transmission en fonction de ses sources physiques.

#### 2.4.1. Erreur de transmission cinématique

On parle d'erreur cinématique lorsque le couple du moteur est tout juste suffisant pour assurer le contact entre les dents de l'engrenage, sans cependant induire de déformations élastiques sur celles-ci. Elle est causée par les écarts de géométrie ou de montage. Le contrôle métrologique permet de détecter ce type d'erreur qui se traduit par les écarts détaillés ci-après.

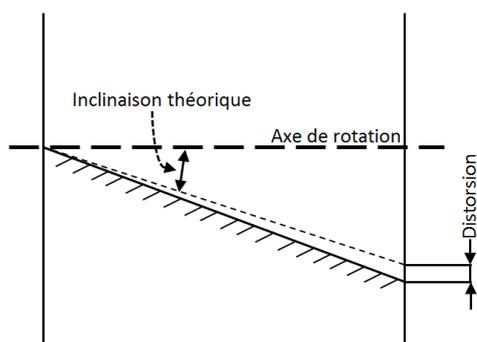
##### 2.4.1.1. Erreur de profil et de distorsion

Ces erreurs sont souvent dues aux procédés de fabrication. L'erreur de profil, **Figure 1.7**, est en fait l'écart entre le profil réel et le profil idéal ou entre l'hélice réelle et l'hélice idéale.



**Figure 1.7.** Mesure de l'écart de profil [28].

L'erreur de distorsion, **Figure 1.8**, existe quand un flanc n'est pas parallèle à l'axe dans le cas d'une denture droite ou quand un flanc a une erreur d'inclinaison dans le cas d'une denture hélicoïdale.



**Figure 1.8.** Erreur de distorsion dans le cas d'une denture hélicoïdale [29].

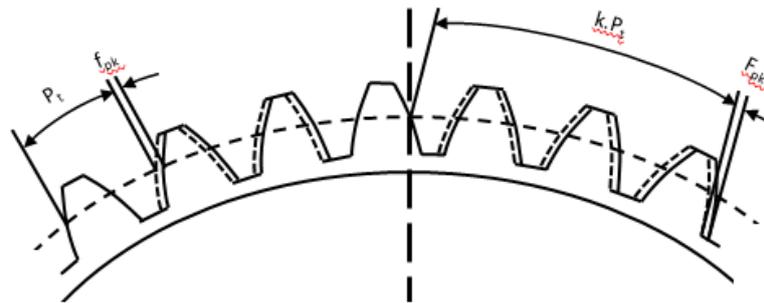
Sur le spectre fréquentiel vibratoire de la transmission, ces erreurs forment deux groupes de raies [30,31] :

- le premier autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques ;
- le second autour des fréquences de rotation des arbres.

##### 2.4.1.2. Erreur de division (pas)

L'erreur de division, **Figure 1.9**, est souvent générée par les procédés de taillage ou de rasage de denture et désigne le fait que le pas entre les dents n'est pas constant d'une dent à l'autre. On distingue l'erreur de pas individuelle de l'erreur de pas cumulée qui est la somme de toutes les erreurs de pas individuelles. Dans le cas de l'erreur cumulée, le spectre fréquentiel de l'erreur de transmission est alors enrichi de plusieurs raies aux fréquences de rotation des deux roues et leurs harmoniques. En revanche, l'erreur de pas individuelle donne une contribution fréquentielle théorique

constante sur tout le spectre et ne donne pas de composante à la fréquence d'engrènement [32,33].

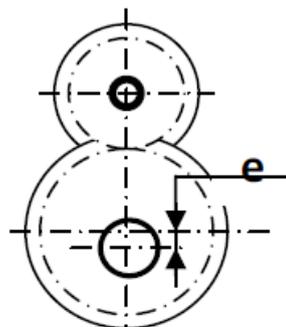


**Figure 1.9.** Ecarts de division individuelle à gauche et cumulée à droite [28], où  $P_t$  est le pas transversal,  $f_{pk}$  l'écart de pas transversal et  $F_{pk}$  l'écart cumulé sur  $k$  pas.

Ces erreurs ont une influence plutôt forte sur le comportement vibro-acoustique de l'engrènement [6,34,35]. Une erreur de division cumulée forte fera notamment apparaître des bandes latérales équidistantes des harmoniques d'engrènement. En contrepartie, le niveau des harmoniques impactées sera diminué. En effet, si le pas entre chaque dent n'est pas identique tout autour de la roue, l'engrènement de chaque paire de dents ne s'effectuera pas à la même fréquence. L'harmonique d'engrènement verra ainsi son amplitude diminuée alors que des bandes latérales apparaîtront. Une erreur de pas individuelle aura moins d'impact sur les harmoniques d'engrènement. Cependant, Winter [36] a montré que les déformations élastiques des dents lors d'un engrènement sous charge atténuent les effets des erreurs de division sur le spectre fréquentiel de l'erreur statique de transmission.

#### 2.4.1.3. Défaut d'excentricité

Usuellement appelé faux-rond, il s'agit d'un défaut résultant de la non-coïncidence du centre de rotation de la roue avec le centre du cercle de base (**Figure 1.10**). Welbourn [37] a montré que ce défaut augmentait considérablement le bruit rayonné par l'engrènement. En effet, il influence directement la position des points de contact des dents, modifiant ainsi les profils de conjugaison. Sur le spectre fréquentiel, cette erreur se caractérise par l'apparition de bandes latérales autour de la fondamentale de l'engrènement ainsi que de ses harmoniques [38] : elles se superposent directement aux raies provenant de l'erreur de division cumulée [39,40] précédemment décrites.



**Figure 1.10.** Défaut d'excentricité (aussi appelé faux rond).

#### 2.4.2. Erreur statique de transmission sous charge

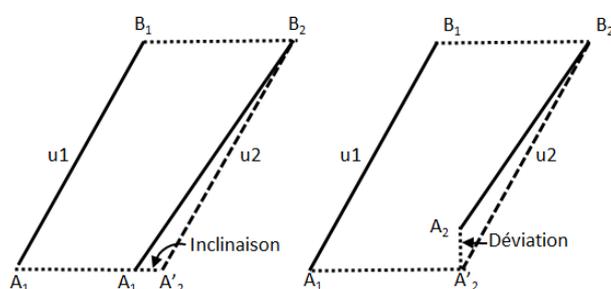
L'erreur statique ou quasi-statique de transmission est mesurée à des vitesses faibles et avec un couple de charge suffisant pour induire des déformations de dents. Elle traduit une fluctuation du rapport de transmission autour de sa valeur théorique et dépend de la position instantanée des dents en prise. Il est à noter que la courbe de l'erreur statique de transmission sous charge présente une périodicité inverse à celle de la raideur d'engrènement [6,27]. De plus, la répartition de charge sur les dents ainsi que les pertes de contact autorisées par le jeu fonctionnel lui donnent un caractère non linéaire.

Elle peut servir pour la caractérisation du comportement dynamique d'un engrenage et pour la détection de certains défauts de denture. Elle se caractérise notamment par un spectre large et riche avec des excitations aux fréquences de rotation des arbres (quelques dizaines de Hertz) et des excitations à la fréquence d'engrènement (quelques kHz) ainsi qu'à ses harmoniques.

Elle est mesurée avec des capteurs de position angulaire (codeur optique par exemple) à des vitesses de rotation très lentes (régime quasi-statique). Cependant, ces mesures sont assez difficiles à mettre en œuvre et les chercheurs se tournent de plus en plus vers des outils de simulation afin de la prédire. Les différents dispositifs pour la mesurer seront abordés au paragraphe 3.2.

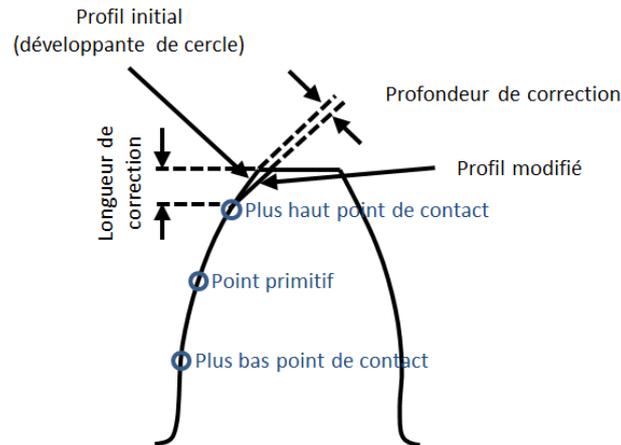
##### 2.4.2.1. Défaut de parallélisme

Ces défauts de montage ou de fabrication englobent les déviations et inclinaisons des roues, des arbres et des roulements, ou autrement dit le non-parallélisme des axes supportant les roues. Ils sont caractérisés par un angle d'inclinaison (dans le plan parallèle contenant les axes) ou un angle de déviation (dans le plan normal au précédent, parallèle aux axes), comme indiqué sur la **Figure 1.11**. Ils provoquent des augmentations de la charge dynamique sur les dentures, ce qui provoque une prestation acoustique et vibratoire dégradée. Il est à noter que les effets de ces défauts diminuent avec une augmentation de la charge transmise [41–45] et aussi par la mise en œuvre de corrections au niveau du profil de denture, par des modifications de tête ou de bombé (**Figure 1.12**).



**Figure 1.11.** Défauts de parallélisme des arbres [39].  $u_1$  et  $u_2$  sont les axes de rotation.

Les dépouilles au sommet de la dent servent à éviter les interférences de matière qui pourraient être générées par la déflexion des dents tandis que la réalisation de corrections de bombé, tant dans la direction du profil ou de l'hélice, sert à assurer une meilleure répartition de la charge sur la largeur de la dent.



**Figure 1.12.** Correction de profil de denture [23].

#### 2.4.3. *Erreur dynamique de transmission sous charge*

Mesurée à des vitesses plus importantes, elle sert généralement à caractériser le comportement vibratoire et acoustique d'un engrenage lors de son fonctionnement le plus commun dans le cas d'une transmission automobile. On peut la déterminer au moyen de la mesure des vibrations angulaires des roues en utilisant un accéléromètre tangentiel ou un codeur rotatif incrémental [46]. Cette dernière méthode reste la plus utilisée. La simulation est un outil aussi très intéressant pour la prédire [47].

### 2.5. Influence de l'état de surface des flancs de denture

Akerblom et al. [48] ont mis en avant une série de constats sur l'influence du procédé de finition des dentures. Différentes tendances ont pu être tirées de leurs expérimentations, notamment :

- une plus forte rugosité des flancs peut influencer la bruyance générée par l'engrenage de l'ordre de 1 à 2 dB sur des valeurs se situant entre 80 et 120 dB, ce qui peut s'avérer significatif à certaines fréquences ;
- des dentures rasées ne seront pas forcément plus bruyantes que des dentures rectifiées mais montrent plus de déviations de dent.

Il s'agit de deux constats qu'il nous semble important de développer dans nos futures recherches.

De leur côté, Bergseth et al. ont cherché à déterminer l'influence de l'état de surface des flancs sur le rapport entre la surface de contact réelle (surface des aspérités en contact) et la surface de contact Hertzienne. Ce ratio permet une meilleure représentation de la rugosité 3D des surfaces en contact que les paramètres 2D conventionnels [49]. Cependant, même s'il est supposé que ce ratio impacte la bruyance denture, ceci n'a pas encore été qualifié ni quantifié. Ainsi, malgré les quelques études existantes, la relation entre l'état de surface des dentures et le bruit généré n'a pas encore été définie.

Toutefois, certaines études ont montré qu'il peut apparaître des raies sur le spectre vibratoire d'un engrenage dites « fantômes » dont la fréquence n'a pas de lien direct avec les caractéristiques géométriques de l'engrenage [50,51]. C'est-à-dire que sur le spectre, il y a des raies énergétiques dont la fréquence ne peut être reliée directement aux caractéristiques des pignons, ni à celles de la cinématique. Il a été montré qu'il pouvait s'agir d'un défaut périodique d'amplitude pouvant générer une erreur de transmission. Les caractéristiques (fréquence, amplitude...) de cette dernière

dépendent principalement des défauts de taillage, et non de la géométrie de l'engrenage [52–54]. Les causes principales en sont les défauts cycliques que la tailleuse imprime sur la roue, notamment sur les flancs des dents. Les processus de finition, tel que la rectification, ont tendance à favoriser leur apparition, notamment dans le domaine automobile où ces raies peuvent s'avérer particulièrement nuisibles car situées dans le domaine audible à un niveau parfois comparable à celui de la fréquence d'engrènement [55]. Certaines études [50–54] ont montré que ces raies diminuaient souvent avec l'usure des profils et ne dépendaient pas du chargement. En effet, ces dernières ne seraient affectées que par les déformations de surface.

En parallèle, Kassai et al. [51] ont aussi pu mettre en avant que ces raies seraient dues à la finition par rectification, étant directement liées à des défauts de quelques micromètres d'amplitude parfaitement réguliers et difficiles à mettre en avant par des moyens métrologiques traditionnels. Ces raies peuvent arriver à un niveau plus important que celles liées à l'engrènement. Plus spécifiquement, certaines raies seraient liées directement à la roue menante tandis que d'autres seraient liées à la roue menée. Mark [32,56] a abouti à des conclusions semblables par simulation. Il a mis en avant que des défauts de faible amplitude, inférieure au micromètre, pouvaient générer des raies « fantômes » du même ordre de grandeur que les harmoniques d'engrènement résultant des déformations de la denture. Les dentures hélicoïdales semblent être plus sensibles à l'apparition de ces raies que les dentures droites. Mark a montré que ces raies étaient fortement liées à la topographie des flancs mis en contact [32], tout en étant indépendantes du chargement tant au niveau de leur localisation fréquentielle que sur leur amplitude [57].

Dans une étude numérique cinématique menée par Bard [16], il est montré que ce phénomène est particulièrement impacté par la forme et la distribution de ces défauts. Des défauts réguliers et de faibles amplitudes ont été introduits selon le profil et suivant l'hélice, puis l'erreur de transmission cinématique a été calculée. En conclusion, il est apparu que la présence de raies « fantômes » était tributaire de l'existence d'un déphasage régulier entre les défauts présents sur les dents successives. Il semble que ce déphasage peut aussi bien être localisé suivant le profil ou suivant l'hélice, chacune des directions faisant apparaître des raies qui lui sont propres. Ce serait ainsi ce déphasage qui serait responsable des modulations de l'erreur de transmission et des vibrations inattendues.

## **2.6. Conclusions**

Nous avons pu revenir dans cette partie sur la définition de la bruyance denture et sur la notion de sirènement qui va être étudiée dans ce travail de recherche. Nous avons montré que l'influence des défauts macro-géométriques à l'échelle de la forme des dents avait été assez largement étudiée mais l'impact des échelles micro-géométriques n'est pas encore bien qualifié et quantifié.

## **3. Contrôle et mesure de la bruyance denture**

Nous allons maintenant nous intéresser plus particulièrement à l'instrumentation des dentures dans le cadre de la caractérisation du comportement vibro-acoustique d'un engrenage. Cette instrumentation est généralement effectuée dans le but de diagnostiquer l'usure de deux roues dentées en fonctionnement ou bien d'étudier

l'engrènement lui-même afin de contrôler, par exemple, les fonctionnalités vibro-acoustiques de pièces venant d'être fabriquées.

### **3.1. Méthodes indirectes de contrôle**

#### ***3.1.1. Contrôle de la qualité de fabrication***

Le contrôle des caractéristiques géométriques de la denture fabriquée permet d'identifier entre autres les écarts de bombé, de profil, d'hélice et de voir s'ils sont bien dans les tolérances. Il s'agit d'un contrôle indirect dans la mesure où, même si la plupart des caractéristiques dentures sont calculées par le bureau d'étude pour la tenue ou le rendement, certains paramètres comme un bombé de profil fort sont aussi connus pour être particulièrement influents sur l'acoustique boîte. Cela permet donc d'écarter les pièces qui ne rentrent pas dans ces tolérances.

A Renault, un contrôle métrologique sur la géométrie de la denture est utilisé en prélèvement à raison de 1 pièce / jour / famille et typologie. Il s'agit du contrôle HPD (Helice Profile Division). La machine utilisée permet un contrôle micro/macro des dentures et sert donc à détecter les défauts définis dans la norme Renault 01-33-001/G [28] basée notamment sur les normes NF E 02-204 (Vérification des tolérances des produits – Déclaration de conformité), NF E 22-381 (Billes industrielles en acier pour roulement), ISO 701 (Notation internationale des engrenages – Symboles géométriques), ISO 1328 (Engrenages cylindriques – Système ISO de précision) ainsi que B18 1155 du constructeur automobile PSA Peugeot-Citroën.

#### ***3.1.2. Contrôle de l'entraxe par engrènement***

Une autre méthode utilisée est celle du contrôle de l'entraxe. Elle sert à détecter de nombreux défauts de géométrie sur les dents tels que les défauts de manutention « chocs », mais ne permet pas en revanche de déterminer leur type. Un pignon de deux catégories de qualité au-dessus de ce qui est demandé pour le pignon mesuré est monté sur un pivot à axe mobile. Celui-ci, appelé Master, épouse parfaitement la forme des dents du pignon avec lequel il est engrené afin d'avoir le plus de surface en contact possible. Ce Master est sur un axe libre en translation. On mesure alors la variation de l'entraxe au cours de l'engrènement. En effet, les défauts de type choc vont entraîner des fluctuations de force de contact qui vont translater légèrement l'axe du Master. On utilise alors une méthode arithmétique pour moyenniser les variations sur 4 dents et comparer cette valeur à celle mesurée sur la dent suivante. Ce calcul est ensuite itéré sur l'ensemble de la denture. Des méthodes de traitement du signal, comme la transformée de Fourier, sont aussi utilisées car le spectre peut livrer des informations sur ces phénomènes périodiques.

Cependant, il s'agit d'un contrôle de la qualité géométrique de la denture des pignons et l'absence de chocs ne garantit pas l'absence de bruit lors du fonctionnement de ceux-ci, notamment lors de leur montage dans une boîte. Ceci est dû au fait que les conditions d'engrènement lors de ce contrôle sont différentes des conditions réelles. En effet, ici les aires de contact sont beaucoup plus importantes, afin de couvrir le maximum de défauts. Ainsi, même un pignon sur lequel on aurait détecté un choc pourrait ne pas faire de bruit après montage car ce défaut n'est peut-être pas situé dans la zone utile du flanc. Ainsi, l'existence de chocs dans la zone utile n'induit pas nécessairement une augmentation du niveau de bruit. Ceci montre que le contrôle de l'entraxe est une contribution au contrôle de la bruyance denture mais que la corrélation entre les défauts trouvés et le bruit n'est pas encore claire.

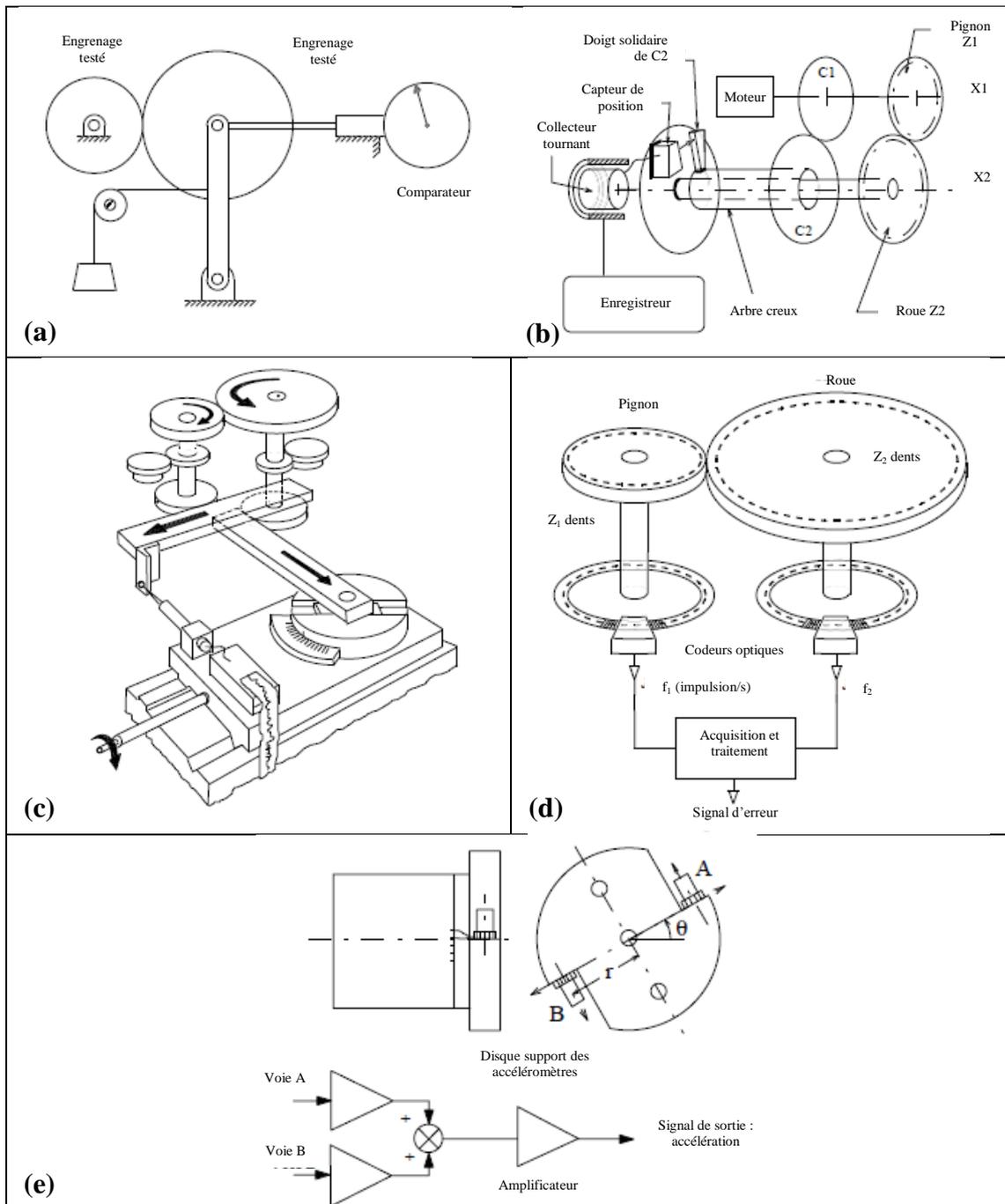
### 3.2. Mesure de l'erreur de transmission

L'erreur de transmission, mesurée de manière angulaire, est d'un ordre de grandeur allant jusqu'à une centaine de secondes d'arc. Cela correspond à quelques micromètres en équivalent linéaire [58]. Ainsi pour la mesurer dans des conditions réelles, notamment à de grandes vitesses de rotation, il est nécessaire d'avoir accès à du matériel de mesure bien précis. Il existe principalement deux types de capteurs utilisés : les accéléromètres en torsion et les codeurs optiques.

Il est important de bien séparer le type d'erreur de transmission que l'on veut mesurer. En effet, tous les montages ne permettent pas de mesurer la même erreur. On distingue notamment [55] :

- l'erreur de transmission quasi-statique sans charge :
  - Mesure de l'écart composé radial (**Figure 1.13a**) ;
  - Mesure de l'écart composé tangentiel (méthodes comparatives (**Figure 1.13b** et **Figure 1.13c**) ; méthode directe à l'aide de codeurs optiques (**Figure 1.13d**)) ;
- l'erreur de transmission dynamique (sous charge) :
  - Mesure à l'aide d'accéléromètres montés tangentiellement (**Figure 1.13e**) ;
  - Mesure directe à l'aide de codeurs optiques (**Figure 1.13d**).

Pour ces deux dernières méthodes, on pourra se référer à la comparaison détaillée effectuée par Smith [59] puis analysée par Bard [16].



**Figure 1.13.** (a) Mesure de l'erreur composée radiale [60] ; (b) Mesure de l'erreur composée tangentielle par roulement de deux disques [61] ; (c) Mesure de l'erreur composée tangentielle avec un appareil universel [61] ; Mesure de l'erreur de transmission dynamique (d) à l'aide de codeurs optiques [62] et (e) à l'aide d'accéléromètres [63].

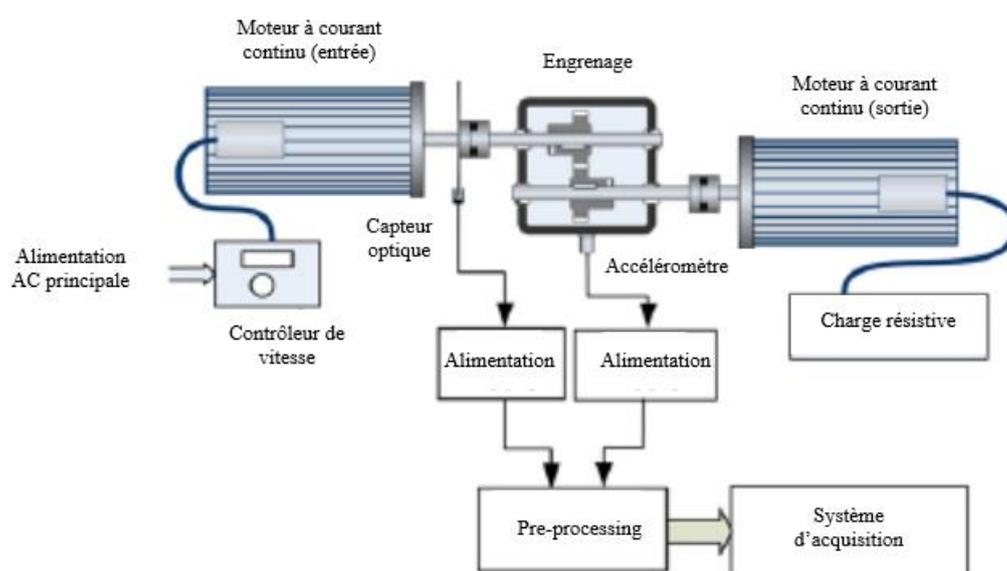
Munro et al. ont fait la différence entre la mesure de l'erreur de transmission à basse et à haute vitesse [40]. A basse vitesse, l'utilisation de codeurs optiques permet d'enregistrer la position angulaire de chaque pignon de l'engrenage, l'erreur de transmission étant calculée par différence des signaux en tenant compte de la différence de fréquence des signaux mesurés si le rapport de réduction est différent de 1. En ce qui concerne les mesures à plus haute vitesse, l'une des limitations est celle

de la résolution des codeurs utilisés. Il faut aussi que l'attache entre l'arbre et le codeur soit assez rigide en torsion pour renvoyer le mouvement angulaire réel.

### 3.3. Mesure des vibrations

#### 3.3.1. Principe des mesures

La vibration est le déplacement d'une onde mécanique dans un milieu solide [4]. La mesure de vibrations s'effectue au moyen d'accéléromètres qui enregistrent l'accélération linéaire de la structure à laquelle ils sont montés. Ces derniers peuvent être de différents types. Dans le cas de l'analyse des engrenages ils sont très majoritairement piézoélectriques. Leurs placements diffèrent suivant l'application et le montage. Ils sont souvent placés sur les paliers de roulements [9,64] ou directement sur le carter du montage (boîte de vitesse par exemple) [11,65–67] (**Figure 1.14**). Dans tous les cas, il faut une liaison avec la source excitatrice.



**Figure 1.14.** Exemple de montage avec un accéléromètre placé radialement sur le carter [9].

Cette méthode de mesure est très employée pour le diagnostic des engrenages du fait que ces mesures sont plus simples à mettre en place que celles de l'erreur de transmission. Comme nous l'avons évoqué précédemment, les excitations à l'origine des vibrations dans le cas d'un engrenement sain sont périodiques. Autrement dit, il est possible de détecter la présence de défauts par simple comparaison des signaux de l'engrenage étudié avec ceux issus d'un engrenage conforme [9,11,64–67].

#### 3.3.2. Traitement du signal

Les signaux mesurés peuvent être traités de différentes façons, que ce soit dans le domaine fréquentiel, le domaine spatial ou bien dans le domaine espace-échelle.

##### 3.3.2.1. Analyse Spectrale

Les signaux mesurés étant périodiques, il apparaît logique de se tourner vers l'analyse spectrale, et plus particulièrement la transformée de Fourier rapide (FFT). La fréquence particulièrement intéressante est celle située à la fréquence d'engrenement, ainsi que ses harmoniques. Etudier ces raies sur le spectre vibratoires

ainsi que la modulation des bandes latérales autour de celles-ci donne des informations sur le comportement de l'engrenage.

### 3.3.2.2. *Analyse Cepstrale*

L'analyse Cepstrale permet de mettre en avant les périodicités dans le spectre fréquentiel d'un signal. Il s'agit donc d'une méthode pouvant apporter des informations complémentaires dans le cas de signaux provenant d'un engrenement du fait de la périodicité du spectre de l'erreur de transmission.

## 3.4. **Mesure de la pression acoustique**

La pression acoustique est la valeur efficace des fluctuations de la pression atmosphérique dues au déplacement d'une onde mécanique dans un milieu fluide, en l'occurrence l'air. Un microphone sert à convertir ces fluctuations en signal électrique pouvant être traité. Un microphone peut couvrir des bandes passantes très variées, mais, il est limité très souvent aux fréquences audibles par l'oreille humaine, c'est-à-dire entre 20Hz et 20kHz. Le placement d'un microphone dans le cadre de l'étude du bruit d'un engrenement est entre 30cm et 1m du système, dans un endroit protégé du bruit extérieur [48,68]. Idéalement, les mesures doivent se faire dans une chambre anéchoïque.

## 3.5. **Conclusions**

Nous avons ainsi pu voir qu'il existe quatre méthodes principales pour mesurer la bruyance denture. La première est une mesure indirecte par comparaison basée sur le contrôle de la qualité de fabrication tandis que les trois autres basées sur la mesure du bruit, des vibrations et de l'erreur de transmission permettent d'obtenir une quantification. Des trois autres, la mesure de vibrations est la plus répandue, notamment parce qu'elle est assez simple à mettre en place. En effet, les mesures de l'erreur de transmission et de la pression acoustique demandent des montages ou des conditions de mesures particulières si l'on veut avoir une mesure interprétable.

## 4. ***Fabrication des dentures***

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

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

Pour répondre à ces demandes, il existe deux stratégies de fabrication des dentures. La première consiste à tailler les dentures, puis à effectuer une opération de finition (rectification, rodage par exemple) sur pièce dure après le traitement thermique. La seconde en revanche place l'opération de finition (en l'occurrence le

rasage) avant la cémentation, en anticipant les déformations engendrées par cette dernière opération. Il paraît assez clair que la première méthode permet d'obtenir une meilleure classe de qualité denture, celle-ci pouvant aller jusqu'à la classe 3. Les classes inférieures ne sont pas utilisées dans le domaine de l'automobile.

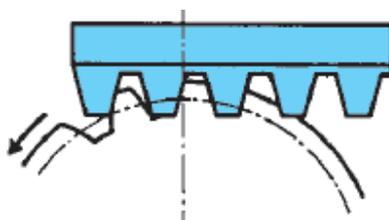
#### 4.1. Opérations de taillage

L'opération de taillage est commune à toutes les gammes de fabrication de dentures et il existe plusieurs techniques permettant de répondre à différents critères tels que la cadence de production ou la qualité.

##### 4.1.1. *Taillage à l'outil crémaillère*

Cette technique utilise le principe de l'engrènement d'un pignon et d'une crémaillère afin de générer les dentures (**Figure 1.15**). Durant la coupe, la crémaillère effectue un mouvement parallèle à l'axe de la roue ou oblique par rapport à cet axe suivant si la denture à tailler est droite ou hélicoïdale.

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

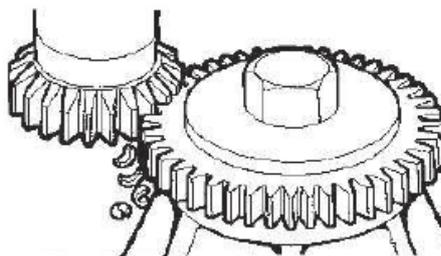


**Figure 1.15.** Principe du taillage avec un outil crémaillère [69].

##### 4.1.2. *Taillage à l'outil pignon ou taillage couteau*

Le taillage à l'outil pignon utilise l'engrènement de deux pignons, l'un dont on cherche à tailler les dentures et l'autre qui sert d'outil, ce dernier étant animé d'un mouvement de mortaisage et synchronisé avec le pignon suivant son nombre de dents. La **Figure 1.16** montre le principe de cette opération.

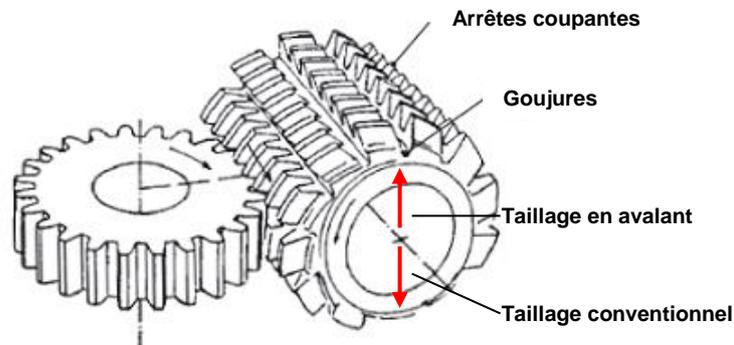
Malgré sa facilité à être mis en œuvre, le temps de cycle peut s'avérer assez long. Cela rend le taillage par fraise mère (§4.1.3) beaucoup plus attractif pour une production série. Cependant, la taille de l'outil permet l'accès à des zones non atteignables par une fraise-mère, qui lui est préféré dans certaines applications.



**Figure 1.16.** Principe du taillage à l'outil pignon.

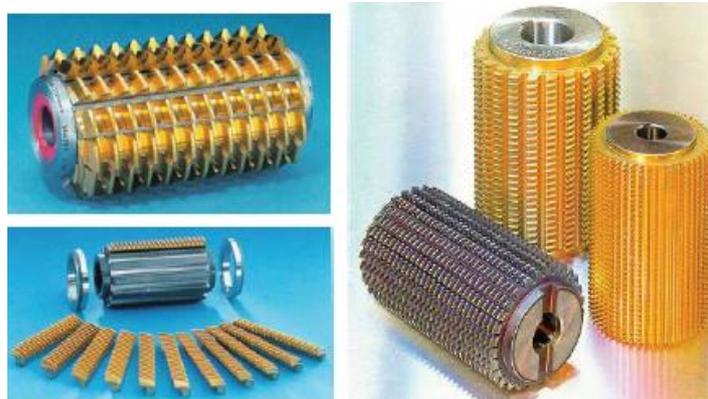
#### 4.1.3. *Taillage fraise-mère (hobbing)*

Une fraise-mère possède la forme d'une vis sans fin ayant un certain nombre de gorges longitudinales de façon à aménager des arrêtes tranchantes, comme on peut le voir sur la **Figure 1.17**. En règle générale, ces gorges sont perpendiculaires au filet de la fraise. La coupe utilise le principe de roue et vis sans fin. La fraise-mère possède aussi un mouvement d'avance suivant la génératrice de la denture à tailler. L'avance de l'outil s'effectue soit conventionnellement (en opposition) soit en avalant (voir la **Figure 1.17**). Cette dernière méthode donne souvent une meilleure productivité malgré les jeux mécaniques qu'elle engendre.



**Figure 1.17.** Principe du taillage à la fraise-mère. Les flèches représentent les vitesses d'avance possibles de l'outil [1].

Il existe deux types de fraises utilisés aujourd'hui (**Figure 1.18**). Les fraise-mères à lames rapportées permettent d'avoir une plus grande longueur affûtée car les lames sont amovibles et permettent ainsi un affûtage indépendant du corps. Cependant l'angle d'hélice possible de la fraise est limité à  $5^\circ$ . En effet, il n'est pas possible d'avoir des goujures hélicoïdales, et réduire le nombre de filets nuirait à la productivité de l'outil [70]. Le corps de la fraise est généralement en acier de construction tandis que les lames sont en acier rapide supérieur (ARS – *High-Grade High-Speed Steel* (HSS)) ou en carbure cémenté [71]. Les fraise-mères monoblocs quant à elles sont généralement moins résistantes car la longueur affûtée des lames est plus courte. Elles doivent être fabriquées entièrement en acier rapide.

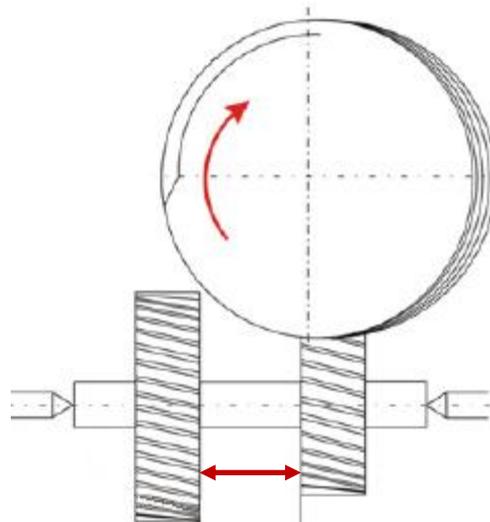


**Figure 1.18.** Fraise à lames rapportées montée et démontée (à gauche) et fraise monobloc (à droite) (sources Saazor et Samputensili).

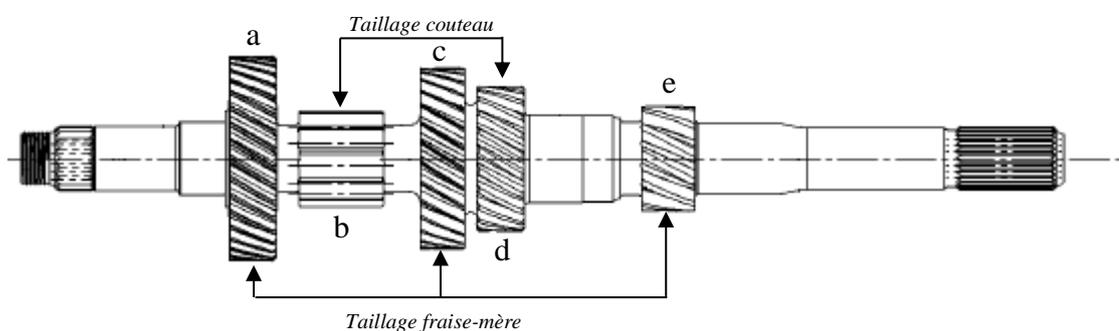
Il est à noter qu'aujourd'hui la grande majorité des fraise-mères sont revêtues de Nitrure de Titane (TiN) par procédé de dépôt physique par phase vapeur (PVD), ce qui donne la couleur jaune or à la surface de l'outil. Il s'agit du procédé le plus utilisé

aujourd'hui. En effet, sa productivité est importante car sa vitesse de coupe est élevée, et ce, tout en gardant un outil durable. De plus, comme abordé précédemment, ces outils peuvent être affûtés plusieurs fois avant réformation définitive de l'outil, réduisant ainsi leur coût.

Ce procédé permet ainsi d'avoir une production rapide avec une très bonne qualité. Le fait que plusieurs dents soient en prise simultanément permet un débit de matière important. Cependant, la taille de l'outil impose des restrictions quant aux pièces réalisables : ce procédé nécessite de la place de part et d'autre de la denture, rendant par exemple impossible l'usage d'une fraise-mère pour certains pignons taillés sur un arbre de boîte de vitesse par exemple. Elle est illustrée en **Figure 1.19**. En exemple sur la **Figure 1.20**, les roues dentées b et d ne permettent pas l'utilisation d'une fraise-mère pour leur taillage car les roues a et c empêchent le passage de l'outil. Elles sont donc générées par taillage couteau.



**Figure 1.19.** Illustration de la longueur maximale utilisable par la meule-mère, indiquée par la double-flèche rouge [72].



**Figure 1.20.** Exemples de dentures taillées à la fraise-mère et au couteau (arbre primaire boîte de vitesse J Renault SAS).

Il s'agit du procédé de taillage qui sera utilisé sur les pignons de notre étude. L'état de surface généré par taillage fraise-mère est rugueux et possède un aspect facetté. Il est toujours suivi par au moins une opération de rasage qui vient en effacer toute trace de l'opération de taillage. Cette dernière est suivie ensuite par un traitement thermo-chimique, le grenailage et une éventuelle finition par abrasion.

#### 4.1.4. Fraisage à la fraise module

Ce type d'usinage de dentures est parmi les plus simples. Il fait appel à une fraise spécifique (voir **Figure 1.21**) qui effectue l'opération dent par dent. Bien que facile à mettre en place, ce procédé ne permet pas de répondre à des cadences de production élevées malgré les vitesses de coupe et d'avance élevées de l'ordre de  $200 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$  et plusieurs centaines de millimètres par minute respectivement [73]. En effet, une seule dent est taillée à la fois, contrairement au taillage par fraise-mère où plusieurs dents sont en prises à chaque instant de l'opération.



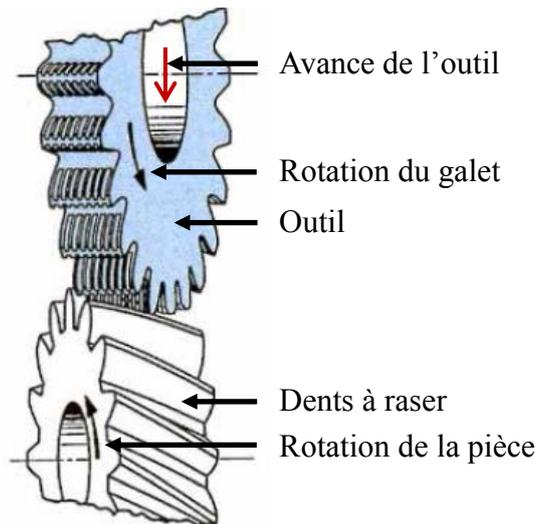
**Figure 1.21.** Exemple d'opération de fraisage à la fraise module d'un pignon à dentures spiro-conique (source *Gearsolutions*).

## 4.2. Opérations de finition

### 4.2.1. Rasage (shaving)

Réalisée avant traitement thermique, l'opération de rasage est un procédé d'enlèvement de copeaux utilisé sur les flancs des dentures de pignons. L'outil et le pignon forment un engrenage à axes croisés (**Figure 1.22**). En effet, le rasage se base sur le glissement longitudinal caractéristique de ce type d'engrenages. Les dents de l'outil possèdent des rainures parallèles appelées mortaises (**Figure 1.23**) au profil taillées sur toute la hauteur qui jouent un rôle de « grattoir » et qui se déplacent obliquement par rapport à la roue. Lors de l'opération, on vient littéralement racler la surface de la dent, c'est-à-dire enlever des particules fines sous fortes pressions.

Cette opération permet entre autre de réaliser les formes particulières de la dent telles que le bombé et les corrections d'hélice. Des classes de qualité 5 à 6 peuvent être atteintes par ce procédé avant traitement thermique, devenant ensuite des classes 7 ou 8. Les surépaisseurs enlevées sont de l'ordre de 30 à 50  $\mu\text{m}$ .



**Figure 1.22.** Principe du procédé de rasage (d'après [73]).

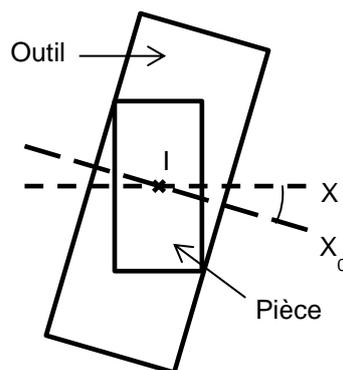


**Figure 1.23.** Photo des dents d'un outil de rasage (source *Samputensili*).

Cette opération se passe en trois temps :

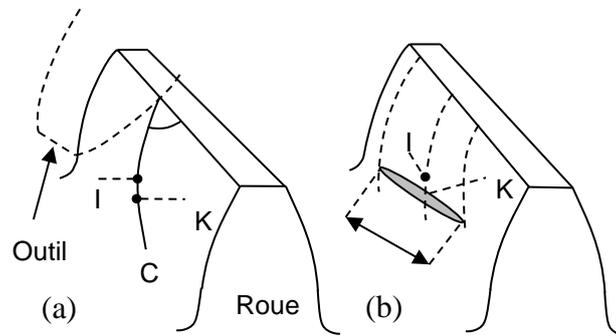
- Avance jusqu'à la cote de la pièce ;
- Temps dit « de planage » pendant lequel l'avance est arrêtée. Il s'agit de l'un des paramètres les plus à même de modifier l'état de surface des flancs ;
- Inversion de la rotation du galet afin d'être certain que les flancs en opposition soient identiques.

Il existe plusieurs méthodes de rasage denture. En effet, afin d'usiner tout le flanc, il est nécessaire de donner un mouvement relatif transversal entre l'outil et la pièce. Le mode plongée s'affranchit de ce mouvement contraignant en possédant un galet de rasage plus large (**Figure 1.24**) et légèrement modifié par rapport aux galets traditionnels. Ainsi, le coût de ce dernier est plus élevé, mais le gain en temps de cycle et donc en productivité fait du mode plongée le plus utilisé aujourd'hui dans l'industrie automobile.



**Figure 1.24.** Vue de coupe du rasage en plongée ( $X$  et  $X_0$  représentent les axes de rotation de la roue et de l'outil respectivement)

Durant cette opération, l'outil vient frotter sur la surface afin d'effectuer l'enlèvement de matière grâce aux arrêtes de coupe de l'outil. Comme on peut le voir sur la **Figure 1.25a**, théoriquement, le contact entre deux dents d'un engrenage gauche est ponctuel (point K) et s'effectue selon une courbe C passant par le point tangent I des deux cercles primitifs. En réalité, la pression entre la roue et l'outil provoque une petite zone d'écrasement autour du point de contact (**Figure 1.25b**). C'est cette zone qui, en se déplaçant au cours de l'engrènement du galet et de la roue à raser, va générer les lignes de glissement visibles après l'opération (**Figure 1.26**).

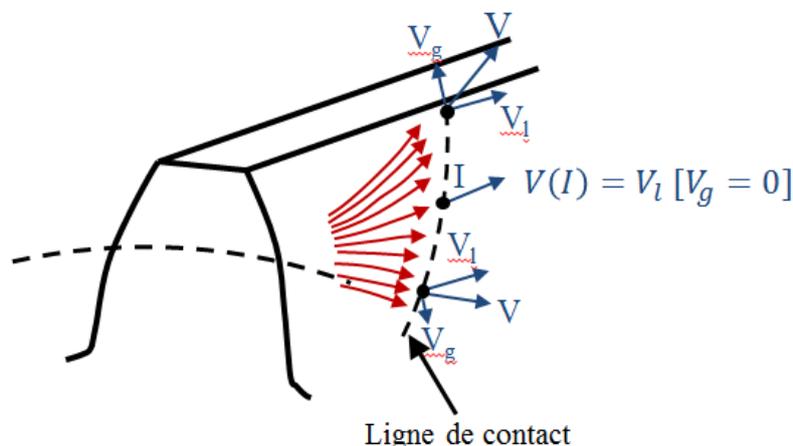


**Figure 1.25.** (a) Pas de pression entre l'outil et la pièce ; (b) Pression entre l'outil et la pièce. K est un point de la ligne de contact, I le point primitif et C la ligne de contact.

La **Figure 1.26** indique les différentes composantes de la vitesse de glissement  $\mathbf{V}$  le long de la ligne de contact. Elles sont :

- $\mathbf{V}_l$  : la vitesse de glissement longitudinal qui est de valeur constante. En effet, cette dernière ne dépend que de l'angle de croisement des axes ;
- $\mathbf{V}_g$  : la vitesse de glissement par le profil. Elle est nulle au point I et de valeur croissante de part et d'autre de ce point. C'est cette variation de vitesse qui va imprimer des lignes de glissement courbes ;

Ainsi, la vitesse résultante  $\mathbf{V}$  imprime les différentes trajectoires courbes telles qu'on peut les observer au niveau des états de surface obtenus sur les dents rasées de la roue.



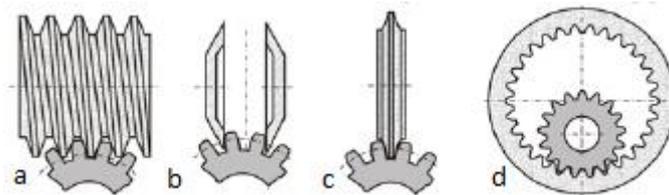
**Figure 1.26.** Lignes de glissement du galet sur le flanc lors de l'opération de rasage sur une denture droite. En rouge sont les résultantes des lignes de glissement telles qu'elles apparaissent sur les flancs après l'opération.

L'une des difficultés du rasage est qu'il faut réussir à prévoir les déformations qui auront lieu lors de la cémentation. Ces données sont généralement obtenues après une série d'essais. Le seul réel inconvénient de ce simple procédé est l'impossibilité de l'appliquer après traitement thermique. Son utilisation est donc limitée aux cas où les dispersions des déformations ne sont pas trop importantes. Il est aussi à noter que le coût de l'outil est important mais facilement amortissable en production série. Le rasage est généralement plus rapide qu'une opération de finition après traitement thermique telle que la rectification.

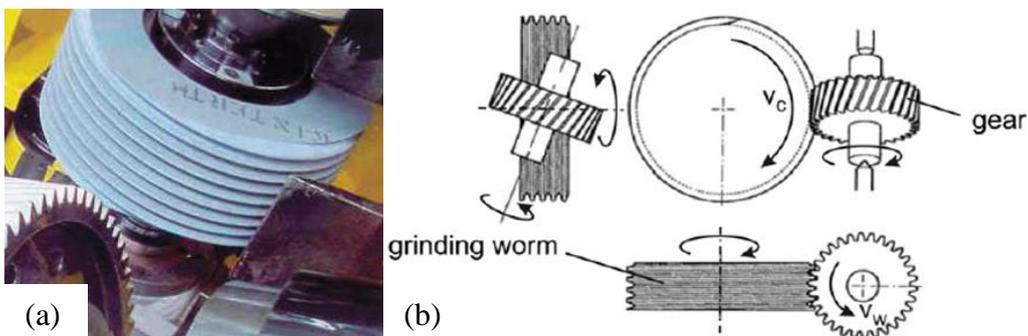
#### 4.2.2. *Rectification (grinding)*

La rectification est un procédé abrasif qui s'effectue après traitement thermique. Elle sert principalement à rattraper les déformations dues à cette dernière étape. Il existe trois types d'outils utilisés :

- La meule-mère (**Figure 1.27a** et **Figure 1.28a**) : le principe est celui utilisé par le taillage par fraise-mère et est illustré en **Figure 1.28b**, l'outil possédant un grand diamètre. Il s'agit du procédé le plus répandu dans la production série car il s'agit du plus productif ;
- La meule-assiette (**Figure 1.27b**) : la rectification est effectuée flanc par flanc. Cependant, ce procédé est réservé à des dentures de très petite série et/ou aux géométries spéciales ;
- La meule-module (**Figure 1.27c**) : le principe se rapproche du taillage par outil pignon. Ce procédé a retrouvé de l'intérêt en production série lors de l'apparition des meules en nitrure de bore cubique (CBN) qui ont supprimé l'opération de dressage.



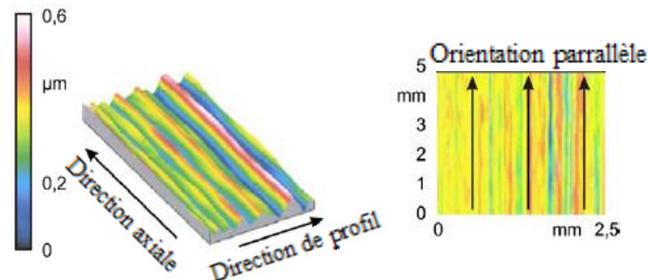
**Figure 1.27.** Procédés de finition – (a) rectification par meule mère ; (b) rectification par meule-assiette ; (c) rectification par meule-module ; (d) rodage (powerhoning) par engrènement interne [15].



**Figure 1.28.** (a) Rectification par meule mère. L'outil est en bleu et la denture à rectifier en grise ; (b) cinématique de l'opération [72].

Dans notre étude, le procédé de rectification par meule-mère a été utilisé. Il est illustré sur la **Figure 1.28**. La **Figure 1.28b** permet de mettre en avant qu'il s'agit bien de l'outil qui entraîne la roue à rectifier. De plus, contrairement à la majorité des engrenages où l'entraînement s'obtient par roulement d'un profil de dent sur l'autre, l'entraînement ici est obtenu par glissement. L'outil de grand diamètre, en bleu sur la **Figure 1.28a**, vient alors effectuer une friction sur le flanc dans la direction de l'hélice par opposition au rasage décrit précédemment, où l'une des composantes de résultante de la vitesse de glissement n'était pas constante au cours de l'engrènement.

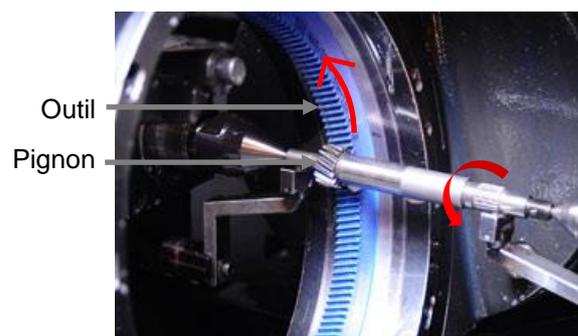
La rectification peut rattraper des surépaisseurs pouvant aller jusqu'à 100  $\mu\text{m}$ , ce qui permet de corriger des déformations après traitement thermique importantes [70]. La hauteur maximale de la surface ( $R_z$ ) après cette opération est entre 5 et 10  $\mu\text{m}$  [74]. Un exemple de topographie de flanc obtenue par rectification est illustré sur la **Figure 1.29**. On peut noter un grand nombre de stries fines parallèles générées par les multitudes arrêtes de coupes de l'outil abrasif.



**Figure 1.29.** Exemples de topographies types obtenues après rectification sur une denture droite [72]. Sur une denture hélicoïdale, la direction des stries est celle de l'hélice.

#### 4.2.3. *Rodage de puissance (powerhoning)*

Tout comme la rectification, le rodage de puissance a lieu après traitement thermique. Il utilise un engrènement interne à axes croisés (**Figure 1.27d**, **Figure 1.30**) entre l'outil et le pignon à roder. L'avantage d'avoir un outil à engrènement interne par rapport à un engrènement externe est d'assurer une meilleure qualité générale de la surface ainsi que des contraintes résiduelles de compression plus avantageuses [72]. Contrairement au procédé de rectification où les vitesses de coupe sont de l'ordre de 20 à 60  $\text{m.s}^{-1}$ , celles du rodage sont beaucoup plus lentes, variant de 0,3 à 10  $\text{m.s}^{-1}$  [74].



**Figure 1.30.** Rodage d'un pignon (source *Raunaq*).

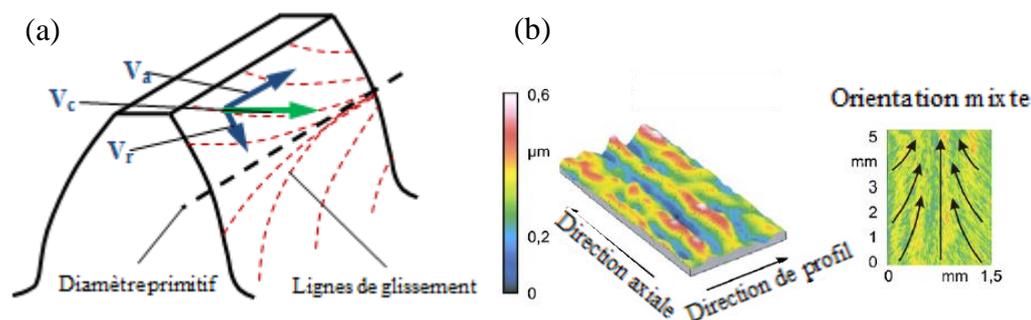
Les surépaisseurs pouvant être enlevées sont de l'ordre de 20 à 40  $\mu\text{m}$ . On obtient une hauteur maximale de surface ( $R_z$ ) de l'ordre de 2 à 5  $\mu\text{m}$  [74]. Ce procédé peut

être utilisé seul ou bien en complément de la rectification pour obtenir une meilleure qualité de surface. Le croisement des axes de rotation dû à la cinématique de l'opération engendre des composantes de la vitesse de glissement qui sont identiques à celles de l'opération de rasage indiquées en **Figure 1.26**. La **Figure 1.31a** indique les composantes de la vitesse de coupe générant ce type de glissement à savoir :

- $V_r$  : la vitesse radiale de coupe qui est de valeur constante. En effet, elle ne dépend que de l'angle de croisement des axes ;
- $V_a$  : la vitesse axiale de coupe. Elle est nulle sur le diamètre primitif et de valeur croissante de part et d'autre de celui-ci ;

Ainsi, la vitesse résultante de coupe  $V_c$  imprime les différentes trajectoires courbes de glissement.

Un exemple de topographie de flanc powerhonné, donné sur la **Figure 1.31b**, permet de voir la trace des lignes de glissement laissées par l'outil sur le flanc, très différentes de celles laissées par le procédé de rectification. On obtient en effet des lignes incurvées qui s'éloignent du diamètre primitif.



**Figure 1.31.** (a) Schéma des lignes de glissement d'un flanc powerhonné et des composantes de la vitesse de coupe ; (b) exemple de topographie type obtenue après powerhoning [72].

Pour ne pas confondre cette opération avec le rodage usuel des alésages ou avec celui effectué en début de vie d'un produit, nous l'appellerons powerhoning dans la suite de ce mémoire.

### 4.3. Conclusion

Il est à noter que la denture des pignons étudiés sera fabriquée par taillage à la meule-mère, suivie d'une opération de rasage, d'un traitement thermo-chimique, d'un grenailage et d'une éventuelle finition. Au final, une fois le produit denture fabriqué, il convient de s'intéresser aux méthodes de caractérisation de surface afin de connaître plus en détails la morphologie des flancs de denture générés par les différents procédés présentés.

## 5. Méthodes de caractérisation de surface

Caractériser une surface c'est s'intéresser à la distribution des hauteurs ainsi qu'aux relations spatiales entre les points de la surface (morphologie), c'est-à-dire l'espacement entre les motifs éventuels, les pentes et les courbures.

## 5.1. Méthode statistique

Une mesure topographique d'une surface doit être un échantillon représentatif de toute la surface de la pièce. On considère alors la mesure comme une distribution de probabilités dont on cherche alors à calculer la dispersion et la forme.

Leur mesure et leur calcul ont d'abord été formalisés dans la norme ISO 4287 pour des profils en deux dimensions puis ont été plus récemment élargis pour les distributions surfaciques par la norme ISO 25178. Ce sont les paramètres surfaciques de cette dernière norme qui sont utilisés dans ce document.

- La rugosité moyenne arithmétique de la surface. Il s'agit de la moyenne des valeurs absolues des altitudes d'une topographie. C'est un paramètre très utilisé pour comparer des surfaces entre elles car il donne une valeur numérique directement utilisable. Cependant, étant une moyenne, il ne permet pas à lui seul de décrire complètement la topographie de la surface.

$$S_a = \frac{1}{N_x N_y} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z}) \quad (\text{éq. 1.1})$$

Où  $z$  est la distribution mesurée et  $\bar{z}$  le plan moyen pour  $N$  points mesurés dans les directions  $x$  et  $y$ .

- L'écart type de la distribution, aussi appelé rugosité quadratique.

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{N_x N_y} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z})^2} \quad (\text{éq. 1.2})$$

- Le paramètre  $S_z$  représente la valeur moyenne entre les sommets les plus hauts (indice 's') et les vallées les plus profondes (indice 'v'). Il est calculé sur les 5 pics les plus hauts et les 5 vallées les plus profondes. Il peut s'avérer particulièrement sensible aux erreurs de mesures.

$$S_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 (|\varphi_{si}| + |\varphi_{vi}|) \quad (\text{éq. 1.3})$$

En ce qui concerne la forme de la distribution, deux paramètres sont couramment utilisés. Ils sont détaillés ci-après :

- Le coefficient d'asymétrie de la distribution (Skewness) :

$$S_{sk} = \sqrt{\frac{1}{(N_x N_y)^3 S_q^3} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z})^3} \quad (\text{éq. 1.4})$$

Ce coefficient sera positif si la distribution présente une majorité de pics comparé au nombre de vallées.

- Le coefficient d'aplatissement de la distribution (Kurtosis) :

$$S_{ku} = \sqrt{\frac{1}{(N_x N_y)^4 S_q^4} \sum_{i,j} (z(i,j) - \bar{z})^4} \quad (\text{éq. 1.5})$$

Si le Kurtosis d'une surface est supérieur à 3, alors les aspérités seront plutôt aplaties alors que s'il est inférieur, les aspérités seront aigües. Par exemple, une distribution Gaussienne aura un coefficient d'asymétrie de 0 et un Kurtosis égal à 3.

La norme ISO 12085 quant à elle permet de décomposer un profil en motifs afin d'en tirer des informations sur l'amplitude et l'espacement de ces derniers. Cette méthode permet de déterminer respectivement la hauteur et la largeur des motifs de rugosité (R et AR) et d'ondulation (W et AW). La norme ISO 25178 a formalisé l'extension de cette méthode à la décomposition d'une surface en collines et bassins versants en utilisant des paramètres d'aires et de volumes.

Enfin, les paramètres fonctionnels d'un profil ont été définis par la norme ISO 13565-2 (norme ISO 25768 pour les surfaces) avec la méthode de la courbe de portance. Ces paramètres sont calculés à partir de la courbe d'Abbott-Firestone obtenue par intégration de la distribution des hauteurs sur tout le profil (ou toute la surface).

Les trois principaux paramètres calculés à partir de cette courbe sont :

- $S_{pk}$  : hauteur de la surface portante, c'est-à-dire au-dessus de la surface écrêtée (après enlèvement des pics et vallées les plus importants) ;
- $S_{vk}$  : hauteur de la surface lubrifiée, c'est-à-dire en dessous de la surface écrêtée ;
- $S_k$  : il s'agit de la rugosité de la surface écrêtée.

Comme leur définition l'indique, ces paramètres permettent d'appréhender quelques fonctionnalités de la surface à partir de sa topographie, avec notamment la rétention d'huile ( $S_{vk}$ ) et le potentiel d'usure ( $S_{pk}$ ) lors des conditions d'utilisations. Cependant, il est parfois plus intéressant d'étudier la surface à analyser dans le domaine fréquentiel.

## 5.2. Analyse spectrale

Afin d'obtenir des informations sur les composantes fréquentielles présentes dans un profil 2D ou une topographie 3D, l'analyse spectrale peut être utilisée. Quelques méthodes sont alors utilisées.

### 5.2.1. Transformée de Fourier

La transformée de Fourier est un outil mathématique incontournable dans le traitement du signal. En effet, elle permet d'obtenir une description fréquentielle d'un signal, permettant souvent de mettre en avant certains caractères périodiques plus facilement qu'une description spatiale. La transformée de Fourier associée à un signal  $s(x)$  est définie par :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) e^{-2i\pi f x} dx \quad (\text{éq. 1.6})$$

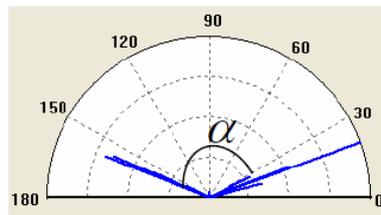
Cependant, bien que cette méthode permette d'obtenir des renseignements sur les composantes fréquentielles du signal, elle ne nous renseigne pas sur les endroits de leur apparition. De plus, elle est aussi insuffisante pour mettre en avant les évolutions du signal. Enfin, cette description fréquentielle n'est pas en mesure de caractériser l'évolution spatiale du contenu spectral d'un signal, rendant incomplète les informations acquises sur la surface.

### 5.2.2. *Densité spectrale de puissance*

L'utilisation de la transformée de Fourier discrète dans le domaine des fréquences spatiales à deux dimensions sur la mesure topographique permet aussi d'estimer la densité spectrale de puissance (DSP) de la distribution. Elle est calculée comme le carré du module de la transformée de Fourier de la surface.

$$\text{DSP}(S(x, y)) = |\text{FFT}(S(x, y))|^2 \quad (\text{éq. 1.7})$$

Cette DSP peut être utilisée pour caractériser l'anisotropie au travers de ses maxima locaux. En effet, chaque maximum est codé par sa direction. La représentation de ces directions sur un histogramme angulaire permet de mettre en avant les directions principales de la surface [75]. Ces directions peuvent servir à caractériser des surfaces, comme il a été mis en avant par Sabri dans le cas de surfaces de carter cylindre rodés [76]. Un exemple de rose d'anisotropie est donné en **Figure 1.32**.



**Figure 1.32.** Exemple de rose d'anisotropie pour une surface rodée d'une chemise de carter cylindre [76].

Cependant, ces paramètres ne sont pas suffisants pour discriminer des surfaces issues de différents procédés de finition, et surtout pour les mettre en lien avec leurs performances fonctionnelles. En effet, ils dépendent de l'échelle de la mesure de la surface.

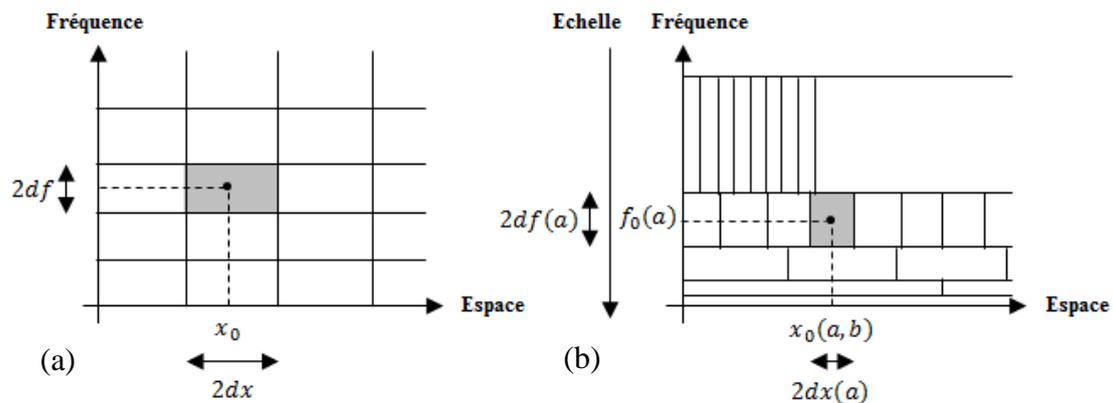
### 5.3. Analyse multiéchelle

Il a été montré qu'en pratique une surface contient des informations à plusieurs échelles provenant de différentes sources [77]. Par exemple, une surface usinée contient des informations sur les vibrations de la machine et les conditions d'usinage. Cet aspect multiéchelle est un facteur important dans les performances fonctionnelles de la surface. La définition traditionnelle de la rugosité, de l'ondulation et de la forme ont été la première étape pour pallier cette problématique de caractérisation d'une surface. Cependant, elle reste insuffisante car elle restreint l'analyse à une bande limitée de longueurs d'onde ne permettant ainsi pas de comparer des surfaces résultantes de différentes conditions process ni de suivre l'évolution des modifications de surface dans un procédé multi-étapes. Ainsi, plusieurs méthodes ont été développées à partir d'outils mathématiques afin d'extraire les informations

efficacement de la topographie, d'effectuer une reconstruction adéquate et de préserver l'information aux différentes échelles contenue dans la surface.

La décomposition par ondelettes continues est une méthode permettant d'atteindre cette information contenue dans les différentes échelles. Tout comme la Transformée de Fourier, il s'agit de décomposer les données mesurées dans une base prédéfinie. Toutefois, la fenêtre d'analyse est de taille variable et permet de quantifier localement les différentes composantes fréquentielles de l'image topographique d'une surface.

La **Figure 1.33** permet de comparer le pavage utilisé pour la transformée de Fourier à Court Terme et celui utilisé par la Transformée par Ondelettes Continues. Pour le premier (**Figure 1.33a**), on peut remarquer que celui-ci est régulier. A faible fréquence, la taille de la fenêtre d'analyse est la même que si l'on se place à haute fréquence. Cependant, pour le second la fenêtre d'analyse s'adapte à la fréquence (**Figure 1.33b**). Autrement dit, si la fréquence augmente, le coefficient de dilatation de l'ondelette «  $a$  » fait en sorte que la fenêtre d'analyse s'adapte. Ce type d'analyse possède ainsi une meilleure résolution spatiale locale dans le domaine des hautes fréquences grâce à la contraction des ondelettes. Inversement, la résolution fréquentielle est meilleure pour les basses fréquences [75].



**Figure 1.33.** (a) Comparaison entre le pavage espace-fréquence de la Transformée de Fourier à Court Terme et (b) le pavage espace-échelle de la Transformée par Ondelettes Continues.

La transformée par ondelettes continues d'une fonction «  $f$  » surfacique est donnée par :

$$W_{\Psi}^f(\mathbf{a}, \mathbf{b}) = \frac{1}{\mathbf{a}} \int \int \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) \Psi\left(\frac{\mathbf{x} - \mathbf{b}_x}{\mathbf{a}_x}, \frac{\mathbf{y} - \mathbf{b}_y}{\mathbf{a}_y}\right) d\mathbf{x}d\mathbf{y} \quad (\text{éq. 1.8})$$

$\Psi$  représente ici une famille de fonctions d'ondelettes générées par translation avec les paramètres  $b_x$  et  $b_y$  dans les directions  $x$  et  $y$  et compression/dilatation avec les paramètres d'échelle  $a_x$  et  $a_y$  dans les directions  $x$  et  $y$ . En utilisant ensuite la transformée inverse, il est possible de récupérer la composante de la fonction  $f$  pour chaque échelle  $a$ , comme donné ci-dessous :

$$\tilde{f}_a(x, y) = \frac{1}{C_g} \int \int W_{\psi}^f(a, b) \psi_{a,b}(x, y) \frac{dadb}{a^2} \quad (\text{éq. 1.9})$$

$$\text{Avec } C_g = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|\Psi(f)|^2}{|f|} df$$

Il a été montré dans plusieurs études que le choix de l'ondelette n'a que peu d'effet sur les résultats obtenus [78]. Par ailleurs, il est possible d'ajouter un paramètre de rotation afin de donner des informations directionnelles à cette décomposition [75], ce qui permet d'analyser par exemple des anisotropies.

A partir de ces transformées, on peut calculer l'écart moyen absolu pour chaque échelle «  $a$  » noté  $SMA(a)$  (éq. 1.10) [75], par analogie avec la rugosité arithmétique moyenne définie par (éq. 1.1) qui elle concerne toutes les échelles. Il s'agit du spectre de rugosité de la surface.

$$SMA(a) = \sum_{x=1}^M \sum_{y=1}^N \frac{|f_a(x, y)|}{MN} \quad (\text{éq. 1.10})$$

Les progrès faits sur cette analyse ont permis de l'appliquer à des surfaces usinées [77] pour étudier les marques laissées par les machines-outils [79], ou encore les fonctionnalités d'une surface [76].

Cette décomposition a mené au concept de Signature Process Multiéchelle (SPM) défini par El Mansori et al. [80]. Elle est calculée (éq. 1.11) à partir des spectres de rugosité de la surface avant (indice I) et après (indice F) usinage et donne ainsi une information sur l'action du procédé en lui-même et les échelles qu'il impacte le plus.

$$SPM_{(x,y)}(a) = \frac{SMA_{G_F}(a) - SMA_{f_1}(a)}{SMA_{f_1}(a)} \quad (\text{éq. 1.11})$$

## 5.4. Conclusions

Dans cette section, nous avons décrit un ensemble de paramètres et de méthodes pouvant être utilisés pour analyser une surface. La dernière approche par analyse multiéchelle par Transformée en Ondelettes Continues est un outil performant d'analyse qualitatif et quantitatif de l'état topographique des surfaces à toute échelle. Il est particulièrement bien adapté à la comparaison des états de surfaces au cours de leur évolution telle qu'une opération de fabrication ou un fonctionnement tel que l'engrènement.

## 6. Conclusions

De nombreuses études ont été publiées sur l'influence de la macro-géométrie des dentures sur le comportement acoustique et vibratoire d'un engrenage et d'une transmission. L'influence de plusieurs types de défauts a même été qualifiée. Par exemple, l'influence des écarts de forme sur le spectre vibratoire d'un engrenage est relativement bien connue. Cependant, l'échelle micrométrique et aussi meso – c'est-à-dire au niveau de contact apparaissant entre deux dents - n'a que très peu été étudiée. En effet, il existe peu d'études sur la corrélation directe entre l'état de surface des flancs

de denture et la génération de bruit d'un engrenage. De même l'influence des procédés de finition sur ces mêmes états de surface n'est que peu décrite et en règle général non-contrôlée en production. Or ces surfaces de flancs de dentures sont au cœur du contact entre deux dentures. De plus, nous avons pu noter que les publications sur le sujet sont relativement anciennes avec un certain regain d'intérêt récent, vraisemblablement dû à la croissance du développement des GMP électriques.

Différentes méthodes existent pour qualifier et/ou mesurer la bruyance denture générée par un engrènement. De notre point de vue, la mesure de vibrations semble être la plus appropriée, étant déjà mise en place dans le milieu industriel. Nous avons enfin montré que différents procédés intervenaient dans la fabrication des dentures et que chacun d'entre eux, à partir du rasage, pouvaient avoir une influence sur l'état de surface final obtenu. Pour caractériser les flancs ainsi générés, une approche par analyse multiéchelle de la signature de process de finition denture semble la plus appropriée afin d'accéder aux informations contenues aux différentes échelles de la surface. Ainsi, l'enjeu de ces travaux de recherches s'est porté sur la mise en place d'une méthodologie de caractérisation de l'influence du procédé de finition denture sur le produit, tant au niveau fonctionnel (bruyance denture) qu'au niveau surfacique (flancs) afin d'identifier le lien entre ces différents éléments.