

# CHAPITRE I :

## **POSITION DU PROBLEME**

*La volonté de réduire le bruit et les vibrations des boîtes de vitesses est à l'origine des études lancées par les bureaux d'études depuis plusieurs années. La validation des modèles numériques développés pendant cette période est une étape indispensable préalable à toute exploitation plus poussée à des fins d'optimisation, ou pour la conception de nouvelles architectures de boîtes.*

*Dans ce chapitre, la méthodologie générale de validation et de recalage de modèles numériques, et les principales méthodes utilisées en élastodynamique sont brièvement décrites. Un bilan des connaissances acquises dans le domaine des transmissions de puissance par engrenages est alors présenté. Il aboutit à la proposition d'une démarche de validation expérimentale spécifique adaptée au cas étudié et aux objectifs poursuivis.*

## **I. Validation expérimentale : généralités**

### **I.1. Introduction**

La validation expérimentale intervient à différents niveaux de la conception d'un produit. Sur le prototype réel, elle permet de vérifier que le cahier des charges fonctionnel a été respecté (tenue mécanique, confort acoustique, ...). Sur le prototype virtuel (modèle numérique), elle assure que ce dernier fournit une bonne image de la réalité et peut être exploité, en lieu et place du prototype réel, pour optimiser le produit ou en concevoir un nouveau. En pratique, la vérification des performances sur prototype réel ne sera jamais totalement supprimée mais pour réduire les coûts et les délais, elle doit être réalisée à un stade où le risque de remettre en cause toute la conception est minimal.

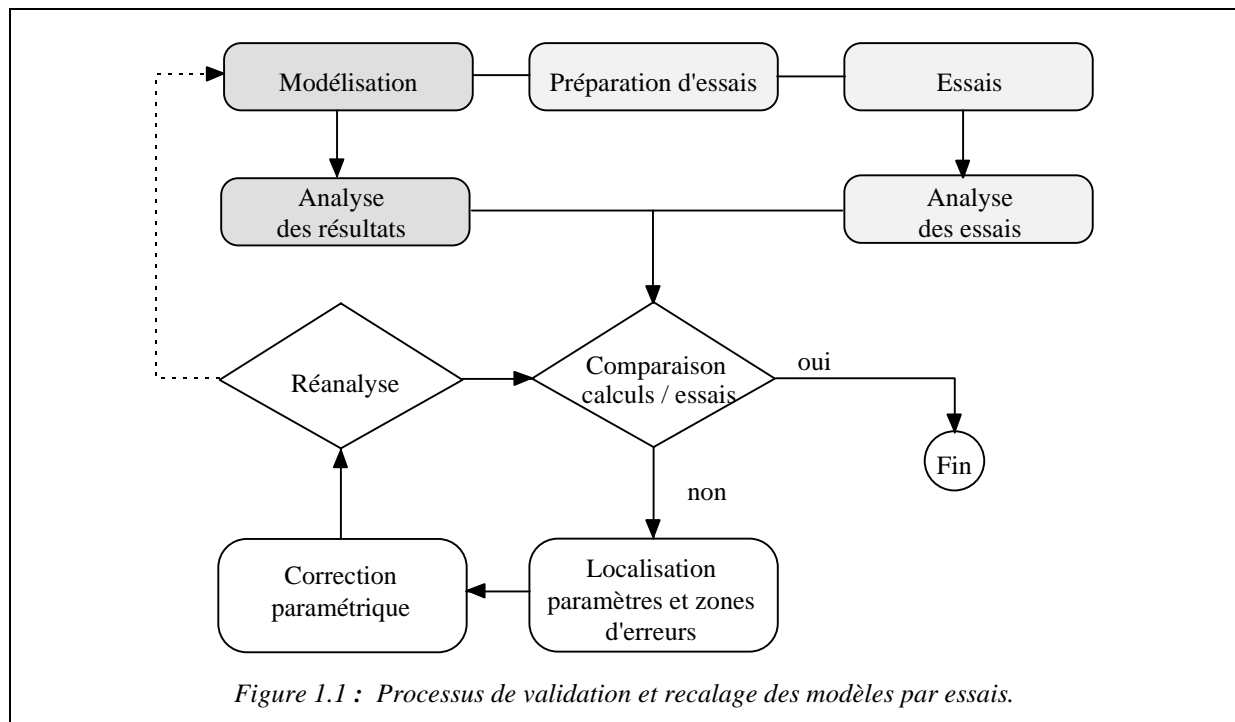
Dans le même ordre d'idées, il est souhaitable que la validation du prototype numérique n'ait pas à être effectuée à chaque évolution du produit. Elle doit donc permettre d'établir des règles générales de modélisation afin de posséder des modèles numériques robustes et fiables.

D'une manière générale, la validation d'un modèle nécessite une intégration homogène des fonctions "calculs" et "essais". Ces deux fonctions sont complémentaires et pratiquement indissociables. En effet, une vérification exclusivement expérimentale est peu conseillée à cause des limitations inhérentes aux essais, notamment dans la compréhension des phénomènes. Une vérification par le calcul seul est souvent insuffisante compte tenu des imprécisions des modèles, notamment pour la représentativité des liaisons. L'approche "calculs / essais" est généralement la meilleure solution et permet de tirer le maximum d'enseignement des mesures expérimentales.

## I.2. Processus de validation et de recalage de modèles numériques

Avant toute chose, il convient de souligner que les notions de validation et de recalage sont étroitement liées en ce sens que la validation figure parmi les objectifs du recalage. Dans un premier temps, on s'attachera donc à décrire la méthodologie générale du recalage sans tenir compte de ses objectifs particuliers.

S'il n'existe pas de méthode de recalage universelle, il se dégage toutefois une démarche commune à toutes les méthodes (Figure 1.1).



Ce synoptique fait apparaître la nécessité d'une bonne intégration des fonctions modélisation et expérimentation. Cette intégration est réalisée à l'aide de trois fonctions complémentaires :

- la fonction préparation d'essais,
- la fonction comparaison calculs / essais,
- le bloc fonctionnel localisation / correction / réanalyse.

La **préparation des essais** et la modélisation doivent être réalisées conjointement afin de concilier au mieux leurs contraintes respectives. Dans le cas de modèles éléments finis, il peut être utile par exemple de faire coïncider certains noeuds du modèle avec les points de mesure. Les questions de savoir où doivent être positionnés les capteurs et excitateurs éventuels, et quel doit être leur nombre minimal nécessaire sont également d'une grande importance pour la qualité des résultats du recalage. Pour y répondre, il est possible de s'appuyer sur des études de sensibilité du modèle non recalé en supposant que ce dernier est déjà globalement représentatif du modèle physique associé. Ces études préalables peuvent aussi servir à identifier les paramètres de conception et de fonctionnement les plus influents afin de mieux cibler les campagnes d'essais.

La **comparaison des calculs et des essais** nécessite la définition de critères permettant de quantifier la distance entre les résultats numériques et expérimentaux. En dynamique, parmi les critères de comparaison de données modales les plus usuels, on peut citer :

- fréquences et déformées modales,
- MAC (Modal Assurance Criterion),
- distributions des énergies modales,
- paramètres modaux effectifs.

L'efficacité de ces critères dépend fortement de la "quantité" et de la qualité des résultats expérimentaux disponibles. Par exemple, la détermination des déformées modales exige un nombre de points de mesure d'autant plus important que la structure étudiée est complexe. Ainsi, dès que l'on s'intéresse à des mécanismes compacts donc difficiles à instrumenter, la plupart de ces critères deviennent inapplicables. L'écart calculs / essais doit alors être évalué par d'autres moyens. Cet aspect sera précisé ultérieurement dans le cadre plus spécifique de l'étude de la boîte de vitesses.

Les fonctions **localisation, correction et réanalyse** sont intégrées dans un schéma itératif. La localisation consiste à identifier les paramètres et les zones du modèle "responsables" de l'écart observé entre les résultats numériques et expérimentaux. Elle est généralement réalisée par des méthodes de sensibilité ([48], [54]). La correction du modèle se limite généralement aux seuls paramètres identifiés précédemment. Elle s'appuie essentiellement sur des méthodes d'optimisation par minimisation de fonctions objectif exprimées sous forme de résidus ([47]). Au cours de la phase de réanalyse, il faut recalculer les différents résultats numériques nécessaires au "rebouclage" sur la comparaison calculs / essais. En cas de non convergence du processus ou lorsque les corrections à apporter aux paramètres deviennent incohérentes (aucune signification physique, modification trop importante de la structure initiale, ...), il peut être nécessaire de revenir sur certaines options de modélisation notamment dans les zones du modèle localisées préalablement.

Ainsi, le recalage de modèle peut être considéré comme un processus itératif à deux niveaux. Au premier niveau, le recalage n'agit que sur certains paramètres de conception locaux tels que des masses, des rigidités, des inerties de section, etc... Lorsque ce premier niveau ne suffit pas, il faut envisager des modifications plus en amont, c'est-à-dire qu'il faut revoir certaines hypothèses de modélisation (linéarité, conditions limites, ...). Si le premier niveau peut être plus ou moins automatisé, le deuxième nécessite quant à lui l'intervention manuelle de l'ingénieur aidé en cela par son expérience personnelle et sa connaissance du système.

### **I.3. Le recalage : un cas particulier de l'identification paramétrique**

L'objectif de ce paragraphe n'est pas de présenter de manière détaillée les différentes méthodes de recalage existant à ce jour. Il s'agit plutôt d'exposer leurs principales caractéristiques et de mettre en évidence leurs avantages et inconvénients.

Les méthodes de recalage peuvent être décrites dans le cadre plus général de l'identification paramétrique. En effet, l'identification structurale est une technique de couplage entre données calculées et mesurées permettant l'élaboration d'un modèle mathématique. Pour construire ce modèle, deux voies sont envisageables :

- la première voie dite d'analyse est basée sur la construction d'un modèle de connaissance (ex : modèle éléments finis) établi à partir d'un dossier d'étude. Cette voie est légitime dans le cas où les phénomènes physiques mis en jeu sont connus et correctement modélisables. L'identification intervient alors comme un complément permettant d'évaluer certaines caractéristiques dynamiques actuellement non accessibles par calculs, ou de corriger certaines approximations ou incertitudes du modèle initial. Cela correspond donc à du recalage de modèles,
- la seconde voie dite d'identification pure consiste à construire un modèle de représentation à partir des seuls essais. Ces essais consistent à exciter la structure par des forces extérieures (entrées) et à mesurer les réponses correspondantes (sorties). L'analyse des relations entre réponses et excitations fournit un modèle expérimental (ex : modèle modal, modèle ARMA, ...). Dans cette démarche la forme des relations est à priori supposée connue et résulte généralement d'une analyse globale des différents types de relations intervenant dans la structure considérée. Un tel modèle permet ultérieurement des calculs prévisionnels plus restreints que ceux permis à partir du modèle de connaissance. Cette voie peut toutefois être la seule possible dans le cas de structures très complexes pour lesquelles les modèles de connaissance s'avèrent actuellement très imprécis.

Les problèmes d'identification paramétrique sont traités par des méthodes classiques d'optimisation linéaire (ou non linéaire) par minimisation d'une fonction objectif avec contraintes sur les paramètres. On peut classer les différentes méthodes en deux familles selon la nature des paramètres contrôlés. Les **méthodes globales** agissent sur des paramètres purement mathématiques n'ayant aucune signification physique explicite. Elles peuvent par exemple modifier certains termes d'une matrice de rigidité sans se soucier de la connectivité des éléments. Il est alors impossible de savoir à quelle caractéristique physique ou géométrique (module d'élasticité, coefficient de Poisson, diamètre, épaisseur,...) cela correspond. Au contraire, les **méthodes locales** agissent sur des paramètres physiques de la structure ce qui permet de respecter l'intégrité et la connectivité du modèle initial.

Les tableaux suivants présentent pour chaque méthode, le principe général, la formulation mathématique du problème, les avantages et inconvénients. Ces différentes méthodes sont plus amplement détaillées dans la bibliographie ([47]).

## METHODES GLOBALES

Méthode	Principe	Formulation mathématique	Avantages	Inconvénients
Baruch M. Bar Itzack	Correction des matrices M puis K à partir des solutions propres	$\text{Min}_M h = \left\  M^{(a)-1/2} [M - M^{(a)}] M^{(a)-1/2} \right\ ^2$ sous contraintes : ${}^T Y^{(m)} M Y^{(m)} = I_m ; M = {}^T M$ où $M = M^{(a)} + \Delta M$  $\text{Min}_K h = \left\  M^{(a)-1/2} [K - K^{(a)}] M^{(a)-1/2} \right\ ^2$ sous contraintes : $K Y^{(m)} - M Y^{(m)} \Lambda^{(m)} = 0 ; {}^T Y^{(m)} K Y^{(m)} = \Lambda^{(m)}$ où $K = K^{(a)} + \Delta K$ et $K = {}^T K$	+ pas d'appairage + formulation explicite + un seul pas de calcul	– connectivité non respectée – apparition de modes supplémentaires dans la bande fréquentielle des m modes – ne tient pas compte des incertitudes expérimentales sur les solutions propres – nécessité de condensation ou d'expansion
Kabe Smith Beatie	Correction des matrices M et K à partir des solutions propres + contraintes sur la connectivité	$\text{Min}_K h = \left\  D^{(a)-1} [K - K^{(a)}] D^{(a)-1} \right\ _F^2 \dots$ $\dots + \left\  [K Y^{(m)} - M Y^{(m)} \Lambda^{(m)}] P \right\ _F^2$ sous contraintes : $K = {}^T K ; \text{connect.}[K] = \text{connect.}[K^{(a)}]$ et où $D = \text{diag}\{K_{ii}^{(a)1/2}\} ;$ $P = \text{matrice de pondération diag. positive}$	+ exploitation de vecteurs propres non normés + tient compte des incertitudes sur les solutions propres	– taille du système à résoudre sous la contrainte de connectivité rapidement prohibitive – nécessité de condensation ou d'expansion

METHODES LOCALES

Méthode	Principe	Formulation mathématique	Avantages	Inconvénients
Baruch M. Bar Itzack	Correction basée sur les solutions propres  Formulation en raideur dynamique  Minimisation des forces modales d'erreur	$\text{Min}_x h = \left\  P^{1/2} r^i(x^{(i)}) \right\ _2^2$ sous contraintes : $x_{\text{inf}}^{(i)} \leq x^{(i)} \leq x_{\text{sup}}^{(i)}$ où : $x^{(i)} = \left\{ \dots k_s^{(i)} \dots ; \dots m_u^{(i)} \dots \right\} \in \mathbb{R}^{n,1}$ : vecteur adimensionnel des correcteurs de sous-domaines et : $r_v^{(i)} = [Z_v^{(i)}] y_v^m$ : vecteur des forces modales d'erreur du mode v, à l'itération i	+ pas d'appairage + exploitation de vecteurs propres non normés + très bonne sensibilité aux défauts locaux + expansion incluse dans l'optimisation paramétrique	- coût numérique assez élevé - faible robustesse vis à vis des incertitudes sur les données mesurées - nécessité d'expansion des vecteurs propres donc nombre de capteurs important
ENSET (Cachan)  P. Ladevèze	Correction basée sur les solutions propres  Formulation reposant sur l'erreur en loi de comportement	$\text{Min}_{u,v} h = {}^t(u-v) K^{(a)} (u-v) \dots$ $\dots + \alpha {}^t({}_1 v - {}_1 \underline{v}) K^{(a)} ({}_1 v - {}_1 \underline{v})$ où : $u ; v \in \mathbb{R}^{c,1}$ solutions de $K^{(a)} u = \underline{\lambda} M^{(a)} v$ $\underline{\lambda} ; \underline{v}$ solutions de $[K^{(a)} + \Delta K - \underline{\lambda} M^{(a)}] v = 0$ ${}_1 \underline{v} \in \mathbb{R}^{c,1}$ restriction de $\underline{v} \in \mathbb{R}^{c,1}$ aux c ddl observés	+ pas d'appairage + pas d'exploitation de masses généralisées + taille du problème réduite + robustesse vis à vis des incertitudes contenues dans ${}_1 \underline{v}$	- processus reposant exclusivement sur la qualité du vecteur (u-v)
DORNIER Systems; J.P.L.; R.A.E.; L.M.A.; L.M.S.; ...	Résolution itérative  Résidu formé à partir des différences de solutions propres (sorties)	$\text{Min}_{x^{(r)}} h^{(r)} = {}^t r^{(r)}(x^{(r)}) P^{(r)} r^{(r)}(x^{(r)}) \dots$ $\dots + {}^t x^{(r)} P_x^{(r)} x^{(r)}$ sous contrainte : $k_{i \text{ inf}} \leq k_i \leq k_{i \text{ sup}} ; m_{j \text{ inf}} \leq m_j \leq m_{j \text{ sup}}$	+ pas d'expansion ni de condensation + fonctionne sur un nombre c très réduit de ddl observés + minimisation sur les sorties donc bonne robustesse par rapport aux incertitudes de mesures	- sensible à la qualité de l'appairage - méthode inadaptée aux cas de distances importantes entre modèle initial et réalité - problèmes en cas de valeurs propres multiples
Université KASSEL; INTESPACE; L.M.A.; ...	Résolution itérative  Résidu mixte entrées-sorties	$\text{Min}_{x^{(r)}} h^{(r)} = \sum_{q=1}^3 {}^t \epsilon_q^{(r)} P_q^{(r)} \epsilon_q^{(r)} + x^{(r)} P_4^{(r)} x^{(r)}$ sous contrainte : $k_{i \text{ inf}} \leq k_i \leq k_{i \text{ sup}} ; m_{j \text{ inf}} \leq m_j \leq m_{j \text{ sup}}$ où : $\epsilon_q^{(r)} = A_q^{(r)} x^{(r)} - b_q$  $P_q^{(r)}$ , q = 1 (1) 4 matrices de pondérations définies positives	+ pas d'appairage + exploitation de vecteurs propres non normés + pas de linéarisation des distances entre solutions propres et paramètres de recalage	- nécessité d'expansion itérative des vecteurs propres à la dimension du modèle donc nombre important de capteurs et choix optimal des ddl observés

## I.4. Conclusion

Il serait irréaliste de considérer qu'il existe ou existera une unique méthode de correction de modèles en élastodynamique. Suivant la spécificité du cas considéré (valeurs initiales des distances entre modèle et structure, corrections locales ou globales, densité spectrale, nombre de points d'observations, ...) et suivant les objectifs visés (amélioration de la représentativité du modèle, validation du modèle avec restitution par calcul des résultats de mesures, optimisation de la structure, utilisation de modèles recalés de sous-structures pour la prévision du comportement du système ...), une méthode s'avérera mieux adaptée qu'une autre. Il faut noter qu'à l'origine, le recalage de modèle a été développé pour améliorer les modèles de comportement dynamique de structures complexes et coûteuses. Aujourd'hui, notamment dans le secteur de l'automobile, le recalage est envisagé pour obtenir des règles de modélisation de ces structures.

Quelle que soit la méthode choisie, il est nécessaire de prendre en compte les objectifs du recalage, à la fois lors de l'établissement du modèle et de la préparation des essais, et de maîtriser de façon homogène la qualité des calculs et des essais. C'est pourquoi le facteur le plus limitatif, commun à toutes les méthodes, est le nombre de points de mesures disponibles. Ce dernier doit être suffisant pour permettre l'identification des modes recherchés. Un positionnement incorrect peut conduire à mal identifier un mode ou même à l'oublier complètement s'il n'est pas correctement mesuré ou excité. De plus, la position des capteurs doit permettre de différencier les modes identifiés de manière à éviter des problèmes lors des éventuels traitements numériques ultérieurs (localisation paramétrique, correction, ...).

Un autre facteur restrictif du recalage concerne la non unicité des solutions. Le problème à résoudre est souvent un problème algébrique non linéaire, sous-déterminé, de solution non triviale et non unique, même pour les modèles basiques. Une manière simple d'illustrer cela est de considérer le problème d'ajustement de la fréquence de résonance d'un système masse-ressort. Pour augmenter la fréquence de résonance, on peut soit augmenter la raideur du ressort soit diminuer la masse. Ce sont généralement les contraintes sur les paramètres qui permettent de trancher (masse du système fixée, ...). Il y a donc au moins autant de solutions qu'il y a de contraintes admissibles.

Ainsi, les différentes méthodes de recalage répertoriées dans la littérature sont pour la plupart inadaptées aux besoins d'un contexte industriel. Elles se heurtent le plus souvent à des difficultés d'ordre expérimental (accessibilité, représentativité des mesures, ...). Aucune des méthodes numériques présentées ne peut être retenue pour cette étude et il est donc nécessaire d'aborder le problème par une approche moins "mathématique", et plutôt orientée sur la compréhension des phénomènes mécaniques mis en jeu (nature des excitations, transmission des vibrations, ...).

## II. Boîtes de vitesses : état des connaissances

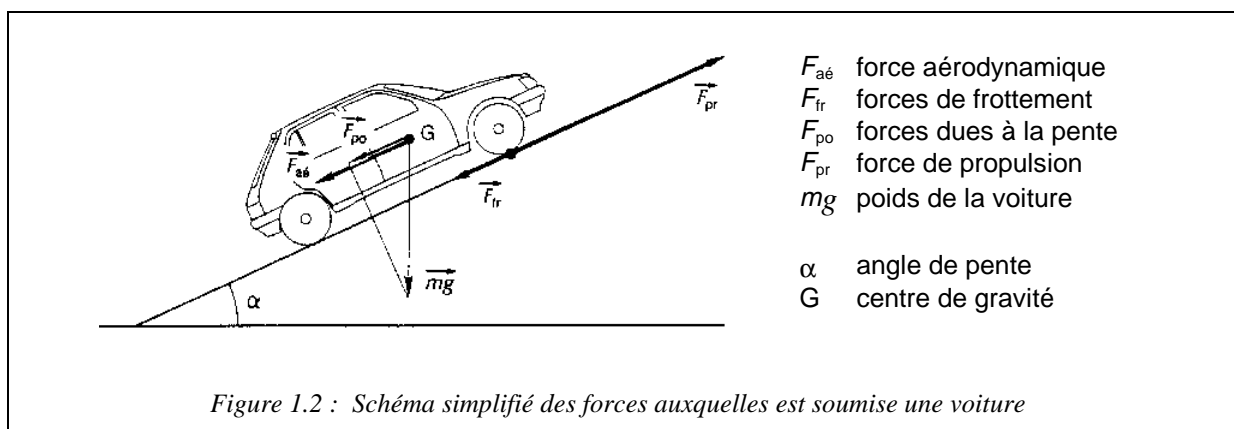
La définition d'une méthodologie de validation et de recalage nécessite une bonne connaissance du système considéré. L'objectif de cette deuxième partie est donc de se familiariser avec les boîtes de vitesses, leur rôle, leur fonctionnement. Les différents organes de la transmission et leurs principales caractéristiques de comportement dynamique sont également présentés afin d'identifier les zones sensibles du système, c'est-à-dire les zones privilégiées de validation du modèle numérique.

### II.1. Présentation des boîtes de vitesses

#### II.1.1. Généralités

Une boîte de vitesses est un **transformateur** mécanique qui permet d'adapter les conditions de fonctionnement du **moteur** à celles des roues motrices (**récepteur**). Cette adaptation est définie par des relations simples liant 4 grandeurs de base : le travail, la puissance, le couple et la vitesse.

Si  $C$  et  $\omega$  désignent respectivement le couple et la vitesse de rotation, alors la puissance  $P$  est définie par la relation:  $P = C \times \omega$ .



Une voiture schématisée par le système {moteur - boîte - roues - carrosserie} est le siège de plusieurs forces (Figure 1.2):

- des forces de propulsion au contact pneumatique - route
- des forces résistantes dues à l'aérodynamique du véhicule, aux frottements au contact des pneumatiques, à la pente de la route.

Ces différentes forces peuvent se traduire en terme de puissance :  $P = \frac{\overbrace{F \times L}^{\text{travail}}}{t} = F \times V$ ,  
où  $L$  est le déplacement de l'ensemble du véhicule pendant le temps  $t$  ;  $V$  est donc sa vitesse.

Ainsi un véhicule est-il caractérisé par un réseau de courbes, appelées **courbes de puissance consommée** (Figure 1.3). Pour un objectif de performance donné, ces courbes permettent de déterminer la puissance minimale du moteur qu'il faudra installer dans la voiture en tenant compte du rendement de la liaison cinématique. Pour cela, il est nécessaire de les transposer au niveau de la liaison vilebrequin - arbre d'entrée de boîte. Après conversion de la vitesse linéaire  $V$  (km/h) du véhicule en vitesse de rotation  $N$  (tr/mn) de la roue, et en supposant une liaison directe entre le vilebrequin et la roue, donc une vitesse de rotation commune, on obtient la courbe B (Figure 1.4). En portant sur le même graphique la courbe de puissance du moteur (courbe A), on définit deux surfaces ou **espaces** :

- zone I : espace du besoin du récepteur,
- zone II : espace du moteur.

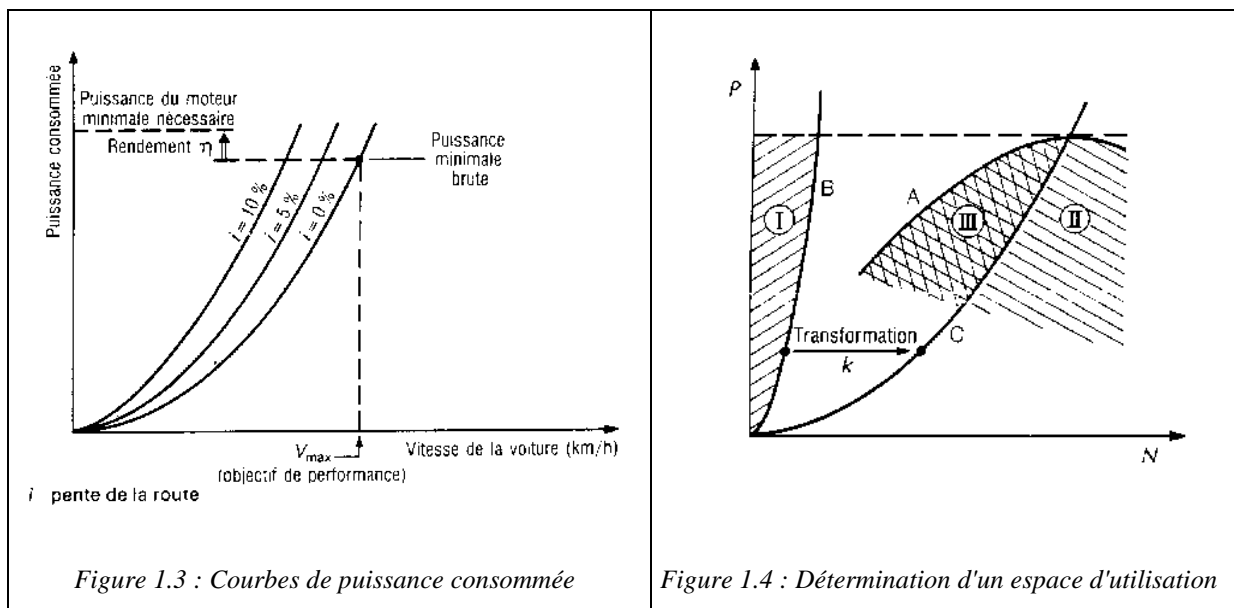
Ces deux surfaces n'ayant aucun point commun, le système ne peut fonctionner d'où la nécessité d'introduire une boîte de vitesses qui se traduit dans les équations par un coefficient

$$k = \frac{N_{\text{arbre de sortie}}}{N_{\text{arbre d'entrée}}}$$

qui, dans le cas présent augmente la vitesse de l'arbre d'entrée de la boîte

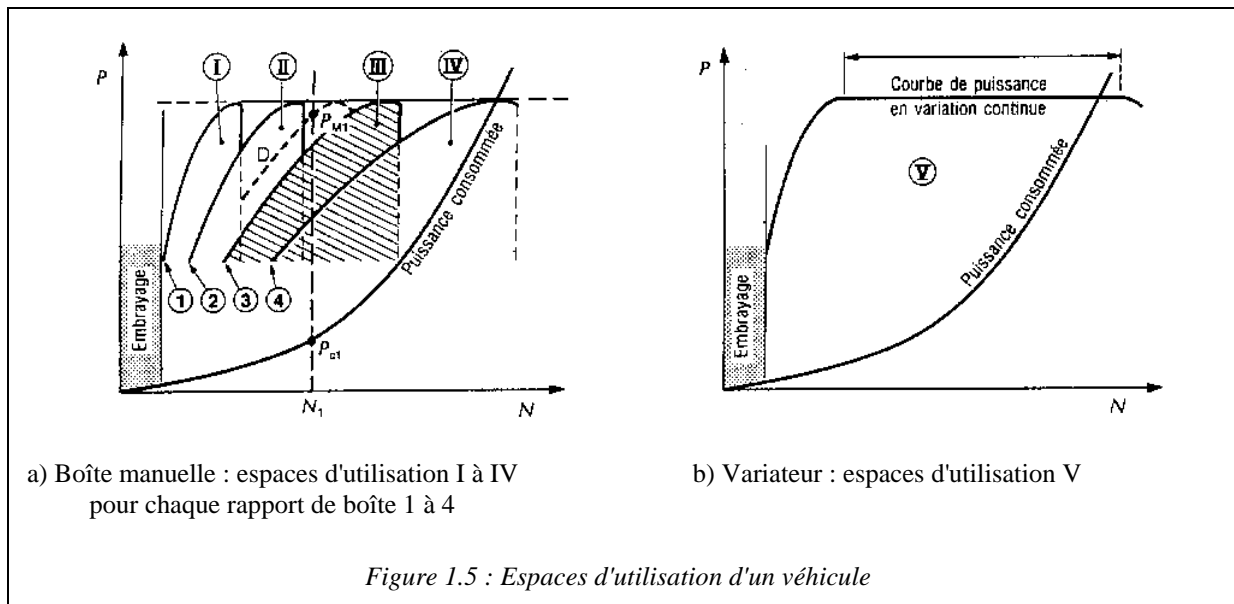
pour la rendre compatible avec celle du moteur et inversement diminue le couple à délivrer par le moteur (courbe C) :

- zone III : espace commun entre le récepteur et le moteur, appelé espace d'utilisation.

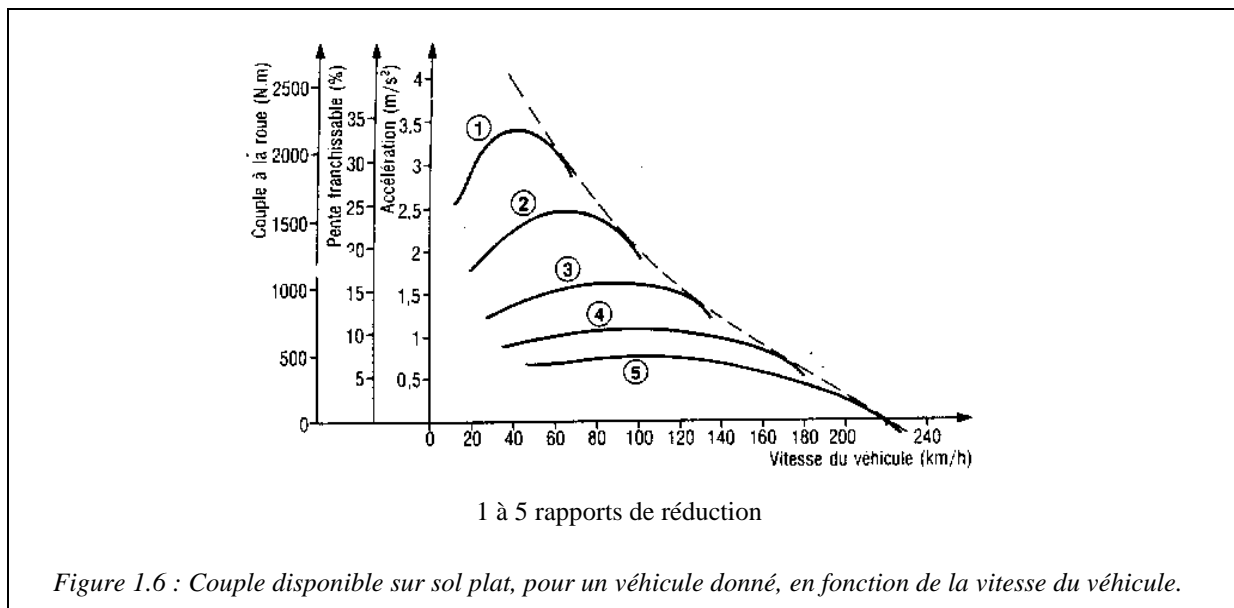


Dans le cas d'un véhicule automobile, le besoin du récepteur ne peut généralement pas être couvert par un seul rapport  $k$ . L'espace d'utilisation est donc couvert :

- 1) par l'embrayage pour la phase transitoire du démarrage
- 2) par plusieurs rapports de réduction suivant la qualité de la couverture recherchée (Figure 1.5.a), ou mieux par un variateur continu (Figure 1.5.b).



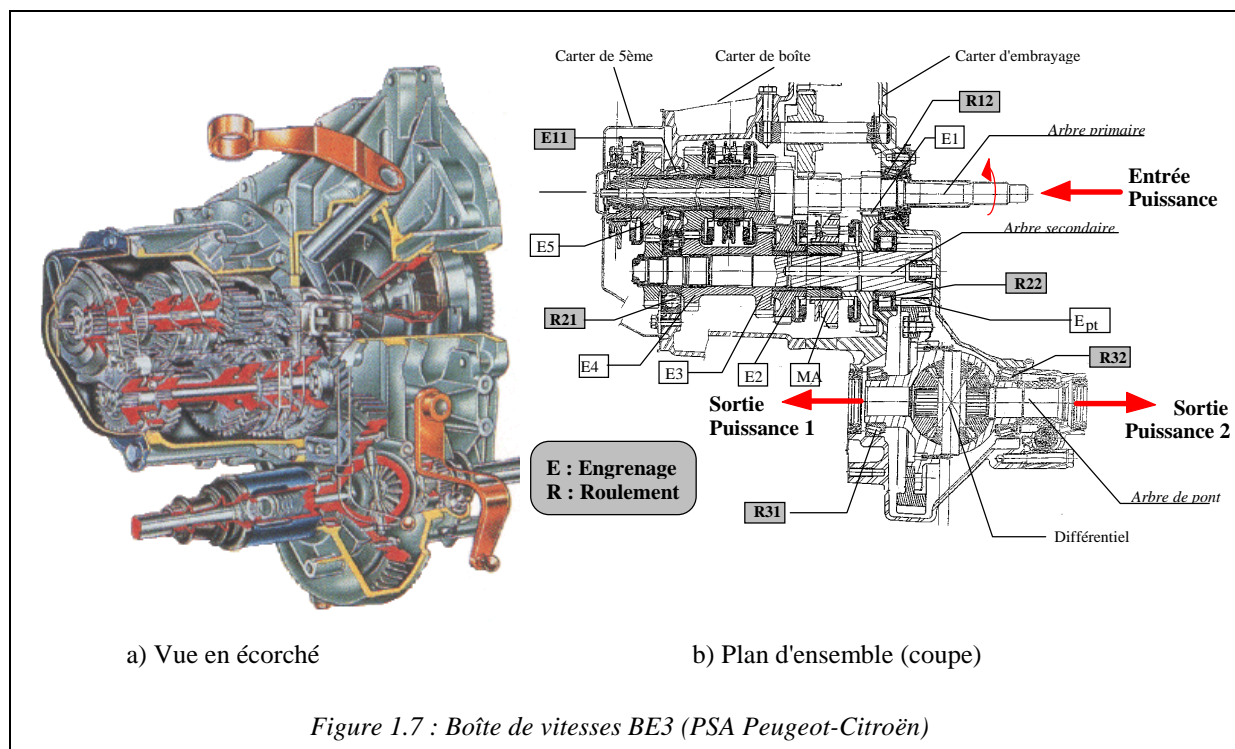
Le même raisonnement peut être fait sur le couple (Figure 1.6). Suivant la valeur du coefficient  $k$ , il est possible de générer un couple adapté aux besoins. En fait, la boîte de vitesses est en tout premier lieu un adaptateur de couple, assimilable à ce qu'est un transformateur de tension en électricité.



### II.1.2. Fonctionnement d'une boîte de vitesses à commande manuelle

Il existe de nombreux types de boîtes de vitesses qui se distinguent essentiellement par les différentes solutions technologiques adoptées pour réaliser les liaisons entre l'arbre d'entrée, les engrenages et l'arbre de sortie. On se contentera ici de présenter la boîte de vitesse étudiée dans le cadre de ce travail; le lecteur pourra se référer au document [36] pour de plus amples informations.

La boîte de vitesses étudiée (boîte BE) est destinée à des véhicules automobiles de gamme moyenne (puissance inférieure à 70 kW). Il s'agit d'une boîte à commande manuelle à cinq rapports, à deux arbres et avec engrenages en prise constante. Comme le montre la Figure 1.7, la puissance motrice est appliquée en entrée de boîte sur l'**arbre primaire**. Ce dernier porte tous les pignons moteurs qui sont continuellement en prise avec l'ensemble des pignons récepteurs, lesquels sont disposés sur l'arbre récepteur appelé **arbre secondaire**. Dans la suite du texte, les pignons récepteurs seront parfois simplement appelés **roues** pour les distinguer des pignons moteurs qui garderont la dénomination de **pignons**. A chaque rapport de boîte correspond un couple d'engrenages (pignon + roue); il y en a donc cinq plus un sixième faisant la liaison entre l'arbre secondaire et le différentiel du **pont**.



Au point mort, les arbres primaire et secondaire sont désolidarisés. En effet, pour chaque couple d'engrenages l'un des deux pignons est libre de tourner sur son arbre ; c'est le "pignon fou". Sur la boîte BE, les pignons fous des deux premiers rapports sont sur l'arbre secondaire alors que les trois autres sont sur l'arbre primaire.

L'enclenchement d'un rapport consiste à rendre solidaires les pignons fous et leur arbre. Cette liaison se fait par l'intermédiaire d'un manchon de crabotage M, pièce liée en rotation à l'arbre du pignon fou, mais pouvant être déplacée latéralement pour permettre l'engagement des crabots  $C_p$  et  $C_m$  du pignon fou et du manchon. L'engagement des crabots impose l'égalité des vitesses du pignon et du manchon ; il doit donc se faire à l'arrêt ou par mise à niveau du régime moteur par le conducteur. Des dispositifs complémentaires dits "synchroniseurs" (Figure 1.8) ont été développés pour que cette opération soit facilitée en toute circonstance ([36]).

La marche arrière (MA) est un rapport particulier qui nécessite un étage de réduction supplémentaire pour inverser le sens de rotation en sortie de boîte. Elle est installée au voisinage de la première sur le manchon du synchroniseur mais ne bénéficie pas d'un

synchroniseur propre d'où les habituels problèmes de "craquements" lors du passage de la MA avant arrêt de la rotation de l'arbre primaire.

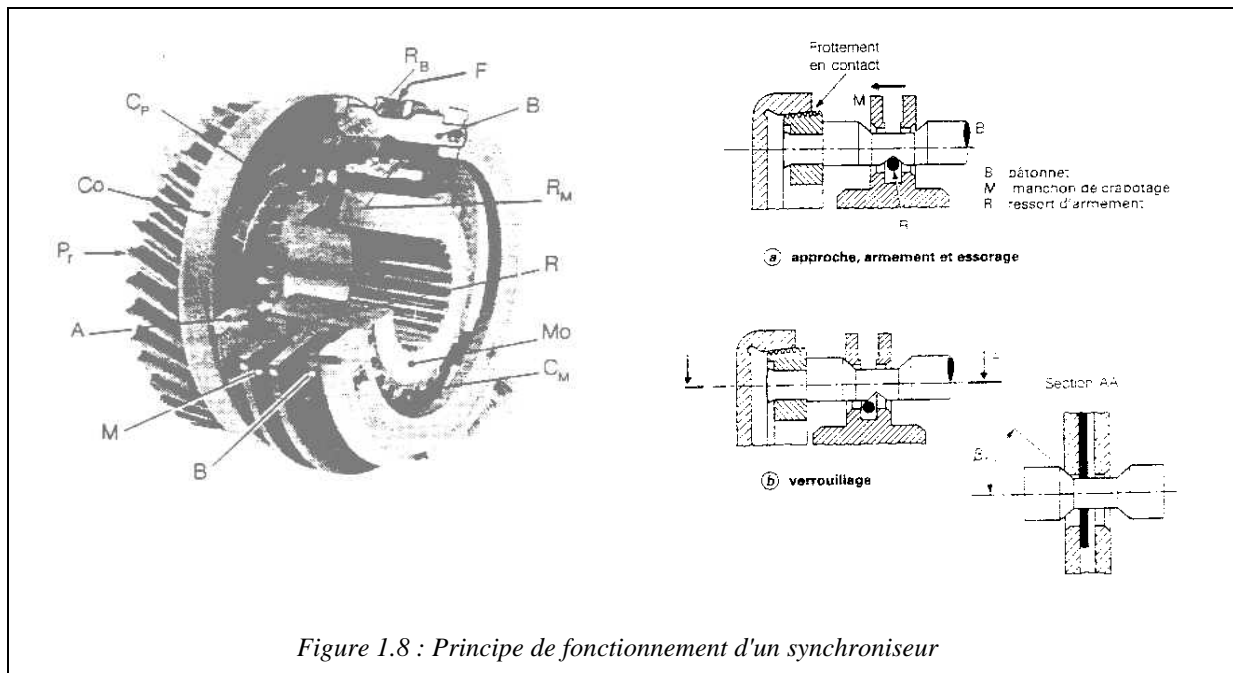


Figure 1.8 : Principe de fonctionnement d'un synchroniseur

### II.1.3. Problèmes vibratoires et acoustiques des boîtes de vitesses

Les boîtes de vitesses, comme la plupart des mécanismes, génèrent des vibrations et donc du bruit lors de leur fonctionnement. La complexité et la diversité des liaisons entre les nombreuses pièces du mécanisme sont à l'origine d'un comportement vibro-acoustique tout aussi complexe. Parmi les différents bruits caractéristiques des boîtes de vitesses en fonctionnement "normal", les plus perceptibles sont :

- le **bruit de grenaille** (ou grailonnement) : ce bruit provient des chocs de denture sur les couples d'engrenages qui ne transmettent pas la puissance (c'est-à-dire ceux pour lesquels le pignon fou n'est pas craboté) et résulte d'un défaut de filtrage de l'acyclisme moteur dû aux forces d'explosion du moteur sous pleine charge. Une bonne idée de ce bruit est donnée par oscillation manuelle de l'arbre primaire d'une boîte seule, hors véhicule. Comme tous les bruits de chocs et de par son caractère aléatoire (voire chaotique), il se traduit par un spectre d'émission acoustique chargé à toute fréquence, proche de celui d'un bruit blanc.
- le **bruit de sirène** (ou sirènement) : il est essentiellement lié à une variation de l'effort transmis à l'interface d'engrènement des différents engrenages impliqués dans la chaîne de puissance de la boîte. Contrairement au bruit de grenaille, son spectre est concentré sur la fréquence d'engrènement et ses harmoniques ce qui se traduit d'un point de vue sonore par un sifflement qui peut être modulé en amplitude et en fréquence d'où l'analogie avec le bruit d'une sirène. A titre d'exemple, le bruit de sirène est particulièrement perceptible en marche arrière.

Cette étude est essentiellement orientée sur la compréhension des mécanismes de génération, de propagation et d'émission du bruit de sirène ; l'objectif étant à terme de le réduire pour améliorer le confort vibro-acoustique des automobiles. L'existence d'une relation de cause à effet entre les comportements vibratoires et acoustiques des systèmes mécaniques est depuis longtemps reconnue par l'ensemble des spécialistes. Une analyse du comportement vibratoire peut donc, dans certains cas, suffire à une bonne compréhension du comportement acoustique.

Les nombreux travaux de recherche menés sur le comportement dynamique des transmissions par engrenages ([4], [10], [14], [32], [71], [81]) ont montré que l'engrènement peut être considéré comme la source principale d'excitation du système. S'il est difficile d'expliquer simplement le mécanisme de génération du bruit par l'engrènement ([76], [92]), il est toutefois possible de distinguer deux voies de propagation principales. La première, dite **voie aérienne**, est la plus directe : les ondes vibratoires mécaniques créent un champ de pression dans le fluide environnant (l'air) qui se traduit par un rayonnement acoustique. La deuxième, dite **voie solidienne**, met en jeux les différents éléments du système : les vibrations se transmettent le long de la structure en subissant une amplification lorsqu'un mode propre est excité ou une atténuation dans le cas contraire. Dans tous les cas, cette propagation des vibrations s'accompagne d'un rayonnement acoustique de toute la structure tant au niveau des liaisons présentant des jeux susceptibles de provoquer des chocs entre pièces, qu'au niveau des éléments de confinement du système généralement constitués par des structures minces à fort facteur de rayonnement acoustique.

Lorsque l'on étudie le comportement vibro-acoustique d'un système, il faut donc porter une attention particulière aux principales sources d'excitation, aux éléments de liaison et aux éléments de confinement du système; dans le cas de la boîte de vitesses il s'agit respectivement des engrenages, des roulements et des carters. Ces différents éléments ainsi que leurs principales caractéristiques dynamiques sont décrits au paragraphe suivant.

## **II.2. Les principaux organes d'une boîte de vitesses et leurs caractéristiques dynamiques**

### ***II.2.1. Les engrenages***

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

Le bruit d'engrènement et l'erreur de transmission (*cf. Chap. II, § 1.3.2*) sont les grandeurs utilisées pour caractériser les nuisances sonores et définir le niveau vibratoire d'une transmission par engrenages. Ces grandeurs ainsi que leurs moyens de mesure respectifs sont largement décrits dans la littérature ([4], [76], [75]).

Si les différents mécanismes de génération du bruit d'engrènement sont encore à ce jour peu ou mal connus, de nombreuses études expérimentales ([4], [76]) ont permis de dégager un certain nombre de paramètres influents et de déterminer leurs effets. Ces paramètres peuvent être groupés en trois grandes familles :

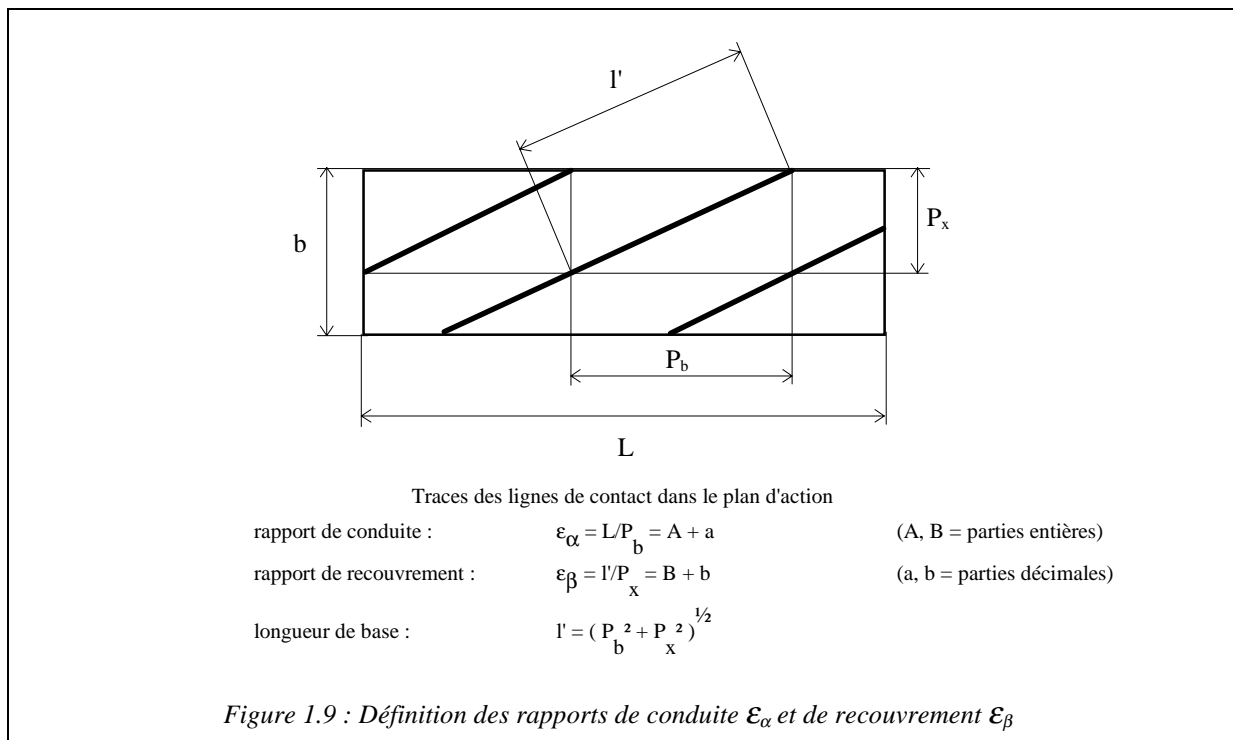
- les paramètres de conception : géométriques (rapport de conduite, rapport de recouvrement, entraxe, corrections de dentures) ou physiques (rigidité d'engrènement),
- les paramètres liés aux défauts de fabrication et de montage : erreurs de forme (distorsion de profil, états de surface) et erreurs de position (désalignements, erreur de pas, défauts d'entraxes, excentricités),
- les paramètres de fonctionnement (couple, vitesse, rapport engagé, température, ...).

Une brève présentation de l'influence de ces paramètres est proposée dans cette partie afin de fournir quelques éléments de réponse aux questions qui pourront se poser dans la suite de ce travail et notamment lors de l'exploitation des résultats expérimentaux.

### II.2.1.1. Influence des paramètres de conception des engrenages sur leur comportement

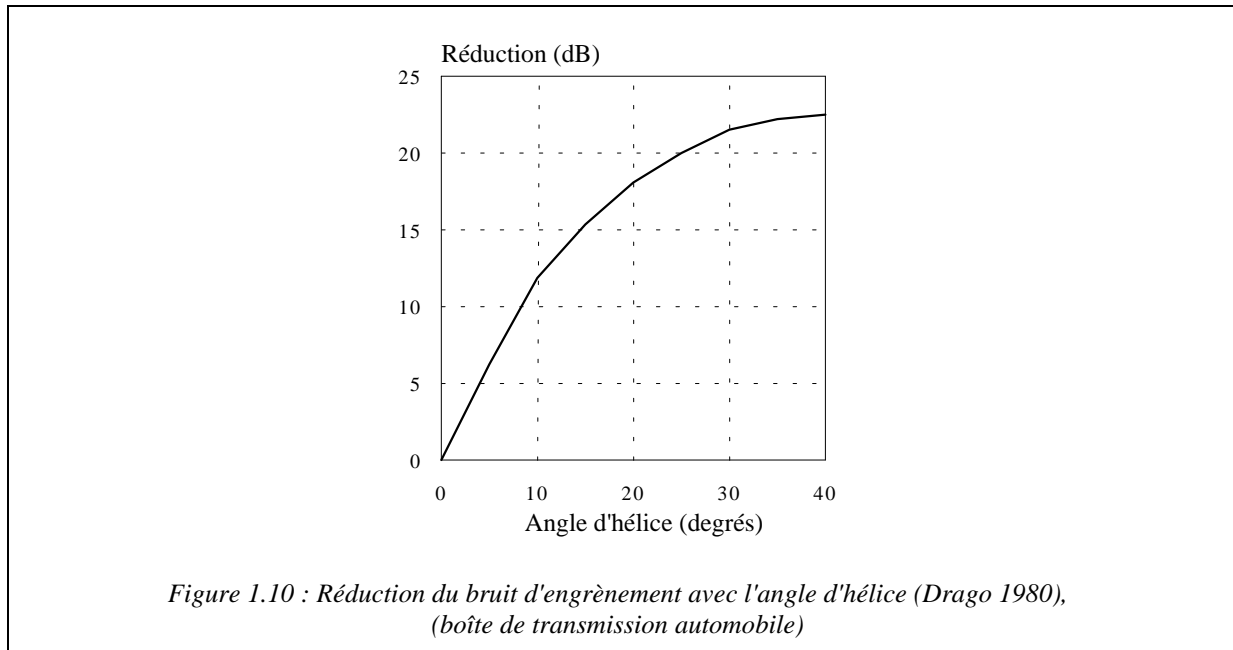
#### a) Rapport de conduite $\epsilon_\alpha$ et rapport de recouvrement $\epsilon_\beta$

Le rapport de recouvrement  $\epsilon_\beta$  et dans une moindre mesure le rapport de conduite  $\epsilon_\alpha$ , qui caractérisent tous deux le nombre moyen de dents simultanément en prise (Figure 1.9), sont connus dans la littérature comme des paramètres déterminants pour la réduction du bruit d'engrènement et des vibrations.



Les résultats expérimentaux obtenus par *Drago* ([19]) montrent qu'un ajustement du rapport de recouvrement peut conduire à une réduction du niveau sonore de 25 dB (Figure 1.10). Le rapport de conduite quant à lui, n'est pas aussi influent ; toutefois *Mitchell* ([61]) a montré que les valeurs entières de  $\epsilon_\alpha$  conduisent à des niveaux vibratoires plus faibles ce qui

peut s'expliquer par le fait que dans ce cas particulier le nombre de couples de dents en contact reste constant pendant le fonctionnement.



### ***b) Corrections de dentures***

Le label "corrections de dentures" regroupe l'ensemble des modifications volontaires effectuées sur les dentures pour améliorer leur comportement mécanique. Leur vocation initiale est essentiellement l'amélioration du comportement quasi-statique ([32]), mais leurs effets sur les fluctuations de l'erreur de transmission les font apparaître comme un paramètre déterminant pour la maîtrise du comportement dynamique.

Les corrections les plus classiques sont effectuées suivant la largeur de denture (bombé et hélice) et suivant le profil. Les corrections de bombé sont introduites pour compenser les effets des désalignements en minimisant la délocalisation de la portée de denture et l'augmentation de la pression de contact qui en résulte. Les corrections d'hélice sont introduites sur les engrenages larges ou hélicoïdaux pour compenser l'évolution de l'angle de torsion suivant la largeur de denture et recentrer la portée sous charge. Les corrections de profil ont, quant à elles, deux fonctions essentielles :

- supprimer les contacts prématurés et donc les chocs à l'entrée de l'engrènement, ce qui permet d'assurer une mise en charge progressive de chaque couple de dents,
- diminuer les fluctuations de l'erreur de transmission quasi-statique sous charge et donc les irrégularités de l'engrènement, en particulier pour les engrenages droits ou d'angle d'hélice faible.

Leurs effets sur le bruit rayonné et sur le comportement statique et dynamique des transmissions par engrenages sont attestés par de nombreux travaux expérimentaux. *Winter et al.* ([95]) ont par exemple mis en évidence une zone de chargement privilégiée pour laquelle l'effet des corrections de denture sur le bruit rayonné est maximal. Cette charge, qualifiée de charge nominale de conception est telle que la déformation élastique introduite par le chargement est "exactement" compensée par l'erreur de transmission introduite par les

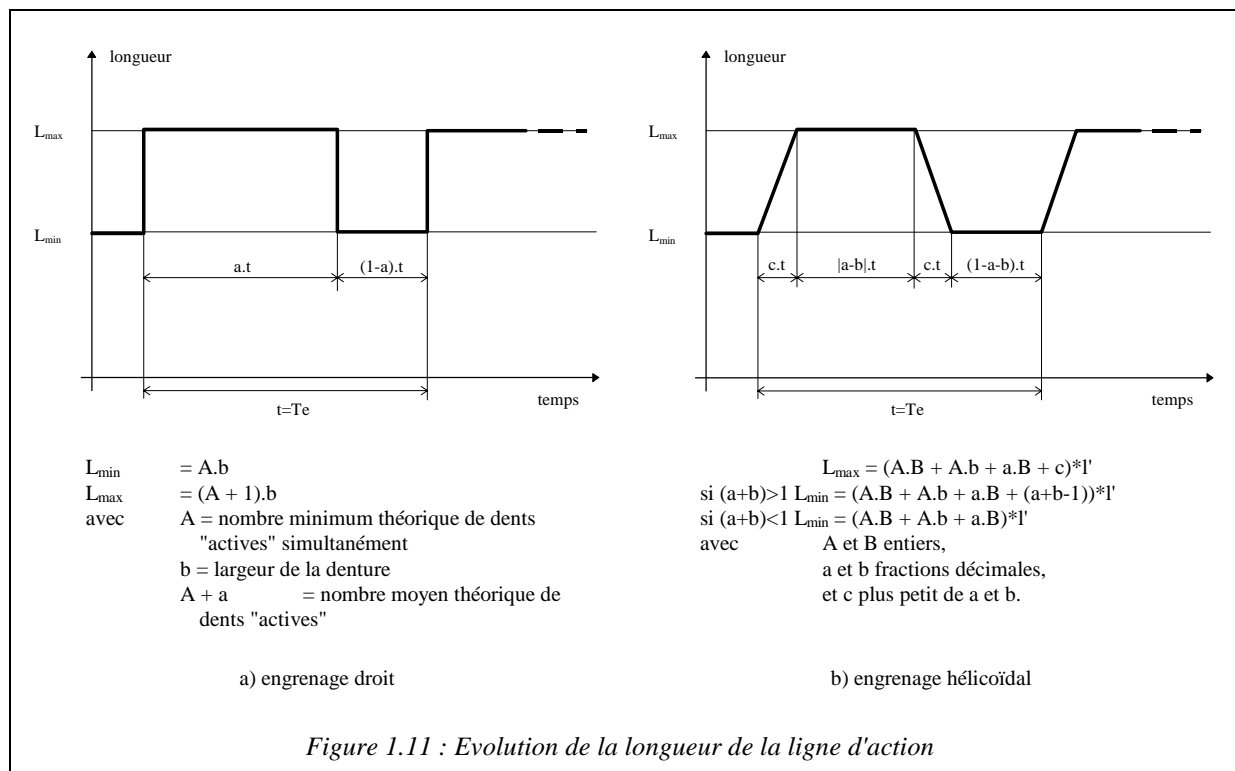
corrections de dentures. Certains résultats obtenus dans le cadre de l'étude de la boîte de vitesses vont dans le même sens (cf. Chap. IV).

Les différents types de corrections (longues ou courtes, linéaires ou paraboliques, bi ou tridimensionnelles, ...) et leurs effets relatifs sont explicités dans de nombreux ouvrages ([4], [76]) et ne seront donc pas détaillés.

### c) Rigidité d'engrènement

La rigidité d'engrènement est le paramètre physique qui permet de caractériser et surtout de modéliser la liaison entre deux engrenages. Elle dépend essentiellement des caractéristiques géométriques et physiques des dentures et du corps de l'engrenage surtout lorsque ce dernier comporte une jante et un voile d'épaisseurs réduites. Cela est souvent le cas en aéronautique par souci de réduction des masses. Dans le domaine automobile, le corps des engrenages est généralement massif et on peut considérer que la rigidité d'engrènement est entièrement définie par la rigidité de denture.

La rigidité de denture est représentative de l'ensemble des déformabilités des dents en prise, c'est-à-dire du fléchissement mais également de l'écrasement dans la zone de contact. Il n'existe pas à notre connaissance de méthode suffisamment précise et fiable pour mesurer une rigidité de denture. Par contre, de nombreuses méthodes analytiques et surtout numériques (éléments finis, primes finis, équations intégrales, transformation conformes, ...) ont été développées pour la calculer ([4], [44], [67], [86], [88]). Ces différentes méthodes de calcul ont le plus souvent été validées indirectement par le biais de paramètres d'observation plus accessibles tels que les contraintes en pied de dent ([44]), l'erreur de transmission quasi-statique sous charge ou les isodéplacements obtenus par interférométrie Speckle ([4], [72]).



En fonctionnement et sous charge, ce sont les fluctuations de la rigidité globale d'engrènement qui sont reconnues comme responsables du caractère excitateur des engrenages.

Ces variations sont essentiellement dues à l'évolution du nombre instantané de dents en contact ou plus précisément de la longueur de la ligne d'action. La Figure 1.11 montre clairement l'intérêt d'utiliser des engrenages cylindriques hélicoïdaux plutôt que droits. En effet, dans le cas des engrenages droits,  $(L_{\max}-L_{\min})$  s'annule uniquement pour les valeurs entières du rapport de conduite ( $a = 0$  ou  $a = 1$ ) alors que dans le cas des engrenages hélicoïdaux,  $(L_{\max}-L_{\min})$  s'annule aussi pour les valeurs entières du rapport de recouvrement ( $b = 0$  ou  $b = 1$ ) ce qui offre un degré de liberté de conception supplémentaire.

La valeur moyenne de la rigidité d'engrènement varie suivant le type d'engrenage considéré. Les engrenages avec jante et voile ont généralement une rigidité d'engrènement plus faible que les engrenages à corps massif. A titre indicatif, dans le cas de la boîte de vitesse étudiée, on se situe aux environs de  $4.0 \cdot 10^8$  N/m. D'un point de vue expérimental, il est impossible d'étudier isolément l'influence de ce paramètre car cela suppose l'utilisation de plusieurs couples d'engrenages ayant des caractéristiques différentes. En revanche, il est très facile d'augmenter artificiellement la valeur de la rigidité d'engrènement dans un modèle numérique. Une étude présentée au [chapitre III](#) a ainsi montré qu'au delà d'une certaine valeur, les modes propres du système n'évoluent plus lorsque l'on augmente encore la rigidité d'engrènement.

Ce sont donc essentiellement les fluctuations de la rigidité d'engrènement qui confèrent son importance à l'engrenage et qui doivent être modélisées finement. Les différentes modélisations dynamiques proposées dans la littérature se distinguent justement par la manière de prendre en compte ces fluctuations. Nous reviendrons sur ce point au [chapitre II](#).

### II.2.1.2. Influence des paramètres de fabrication et de montage des engrenages

#### a) Erreurs de formes

Les *erreurs de profil* sont représentatives des écarts existant entre le profil théorique de la denture et le profil réel; le profil théorique pouvant être en développante de cercle, de forme parabolique ou présenter une dépouille s'il a subi une correction volontaire. Ces erreurs peuvent être générées lors de la fabrication ou au cours du fonctionnement par l'usure et la détérioration des profils. Elle peuvent être répétitives d'une dent à l'autre (ou sur un nombre entier de dents) et sont alors associées à l'émergence du pic d'engrènement et de ses harmoniques.

Les *états de surface* dépendent de la qualité du taillage des dentures. Les erreurs liées à la cinématique de la machine de taillage peuvent engendrer des ondulations sur le profil taillé ce qui se traduit par l'apparition de raies qualifiées dans la littérature de "raies fantômes" car elles ne sont reliées à aucune fréquence caractéristique du système. Certains auteurs ont cependant remarqué que les raies fantômes sont généralement localisées à des fréquences définies par le nombre de dents de la couronne de la machine de taillage et correspondent donc à un multiple entier de la fréquence de rotation ([73], [43]). Ils montrent également (Figure 1.12) que leur émergence est favorisée par le mode de finition des dentures (rectification) et est directement lié à la présence de défauts de très faible amplitude (quelques micromètres) mais parfaitement réguliers qui font ressortir des raies très énergétiques. Dans le domaine automobile, ces raies se révèlent particulièrement nuisibles puisque parfaitement situées dans le domaine audible et à un niveau comparable voire supérieur à celui de la raie fondamentale d'engrènement. Cet effet pénalise fortement les bénéfices apportés par les corrections de dentures.

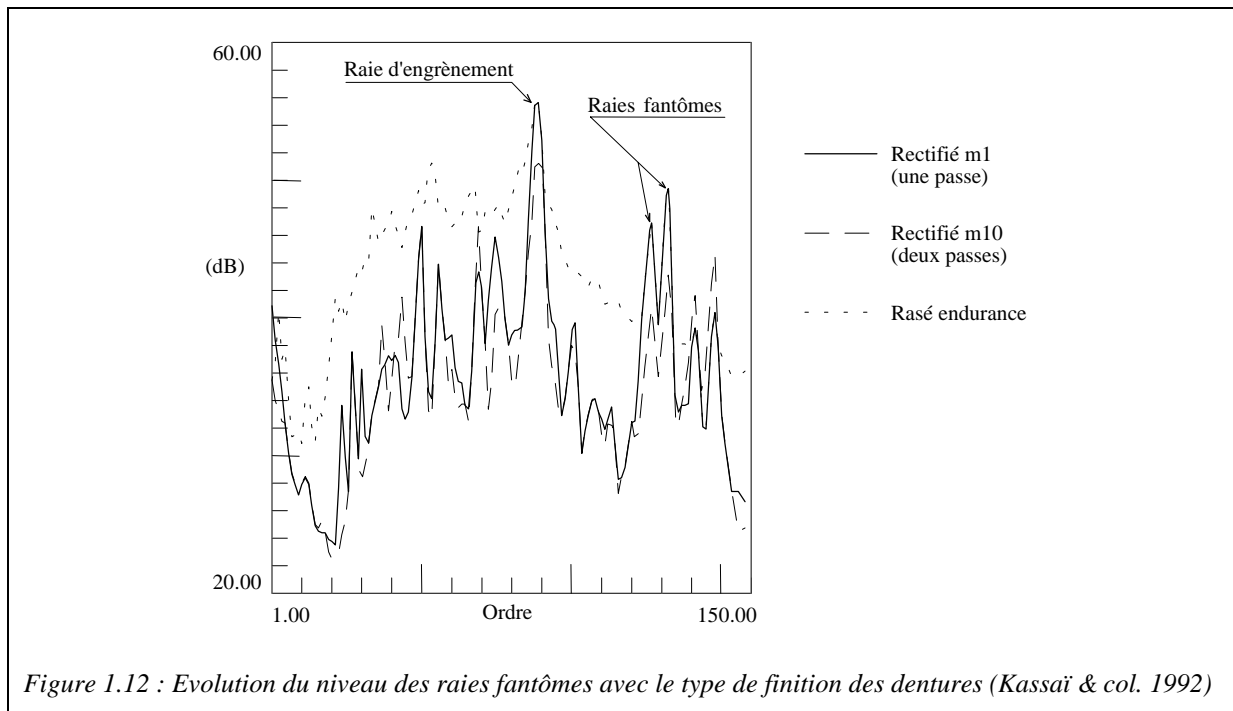


Figure 1.12 : Evolution du niveau des raies fantômes avec le type de finition des dentures (Kassai & col. 1992)

### b) Erreurs de position

Le **défaut d'excentricité** (ou erreur de faux rond) traduit la non concentricité entre l'axe du cylindre primitif de l'engrenage et l'axe de rotation de l'arbre auquel est lié l'engrenage. Il introduit une modulation d'amplitude harmonique à la fréquence de rotation de l'arbre ce qui se traduit par l'apparition de deux raies basse fréquence (fréquence de rotation de chaque arbre) et par des bandes latérales autour de la raie d'engrènement et de ses harmoniques. Ces bandes latérales se composent de plusieurs raies espacées de  $f_1$  et  $f_2$  (fréquences de rotation des arbres 1 et 2). A noter que les excentricités des engrenages et des arbres support peuvent se conjuguer avec plus ou moins de bonheur et conduire à des configurations de montage particulièrement bruyantes. Rémond ([74]) a ainsi observé des écarts pouvant atteindre 5 dB sur le bruit d'engrènement.

L'**erreur de pas** caractérise, dans le plan apparent de l'engrenage, le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs représentatives de la qualité de réalisation d'un engrenage sont associées à cette erreur : l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulée. L'erreur de pas individuelle est généralement considérée comme un défaut de type aléatoire dont les effets ne sont donc pas localisés en fréquence. En revanche, l'erreur de pas cumulée (cumul algébrique des erreurs de pas individuelles) conduit à une modulation basse fréquence (fréquence de rotation des arbres). Ses effets sont identiques à ceux associés aux défauts d'excentricité.

L'**entraxe de fonctionnement** est un paramètre de première importance qui agit directement sur le jeu de fonctionnement des engrenages et peut modifier complètement la géométrie du contact (localisation et forme de la portée au contact). Mitchell ([61]) signale ce paramètre comme étant particulièrement influent mais aucune étude ne conforte ces indications. Welbourn ([92], [93]) mentionne des résultats expérimentaux obtenus sur une boîte de transmission de camion qui est silencieuse avec un jeu minimum ou important et excessivement bruyante avec un jeu modéré. Rémond ([74]) a observé sur plusieurs couples d'engrenages droits, une réduction du bruit voisine de 10 dB pour une diminution de l'entraxe de seulement 0.1 mm (sur

un entraxe initial de 78 mm). Les variations d'entraxe au cours du fonctionnement (et leurs origines) sont donc à surveiller de près car elles auront des conséquences importantes sur le comportement dynamique global de la transmission.

Les *désalignements* ou défauts d'alignement peuvent être définis par deux angles : l'*angle d'inclinaison*  $\theta_i$ , qui correspond à un écart angulaire dans le plan des deux axes de rotation des engrenages et l'*angle de déviation*  $\theta_d$  dans un plan normal au précédent et parallèle aux axes (Figure 1.13). Ce dernier conduit à une délocalisation latérale des portées de denture. De nombreux travaux numériques et expérimentaux ([74], [80], [85], [87], [89]), ont permis de caractériser l'influence des désalignements sur les comportements statique et dynamique des transmissions par engrenages et ont notamment montré que la déviation exerce une influence plus grande que l'inclinaison. Certains auteurs ([88]) signalent que les désalignements favorisent l'émergence du deuxième harmonique de la fréquence d'engrènement mais aucune tendance forte ne se dégage sur ce point, qui ne fait pas l'unanimité dans la bibliographie.

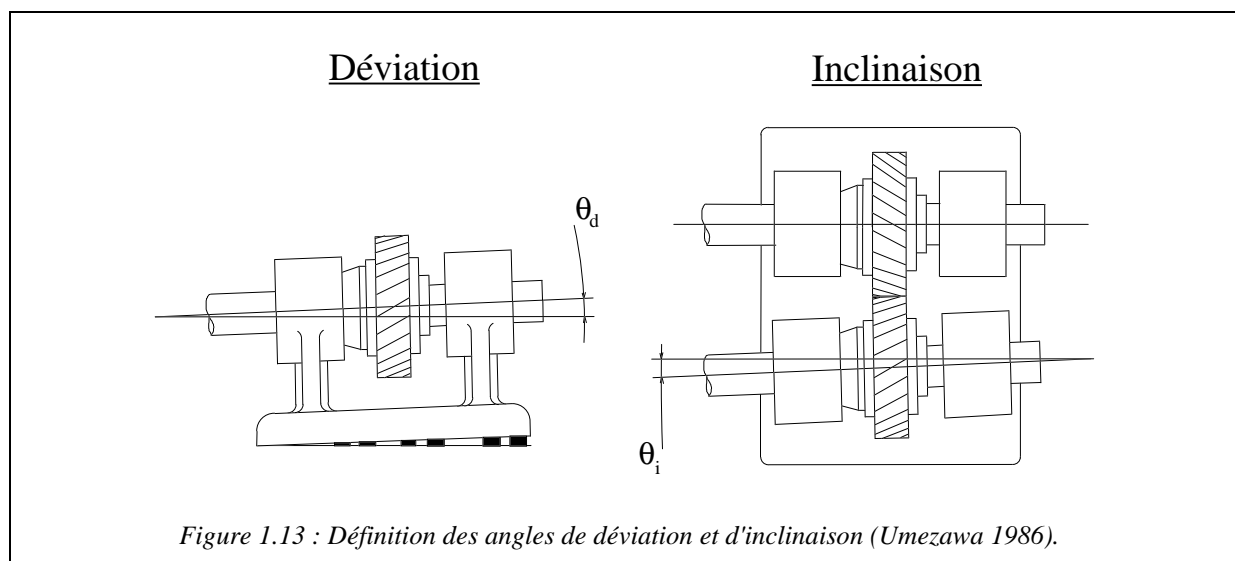
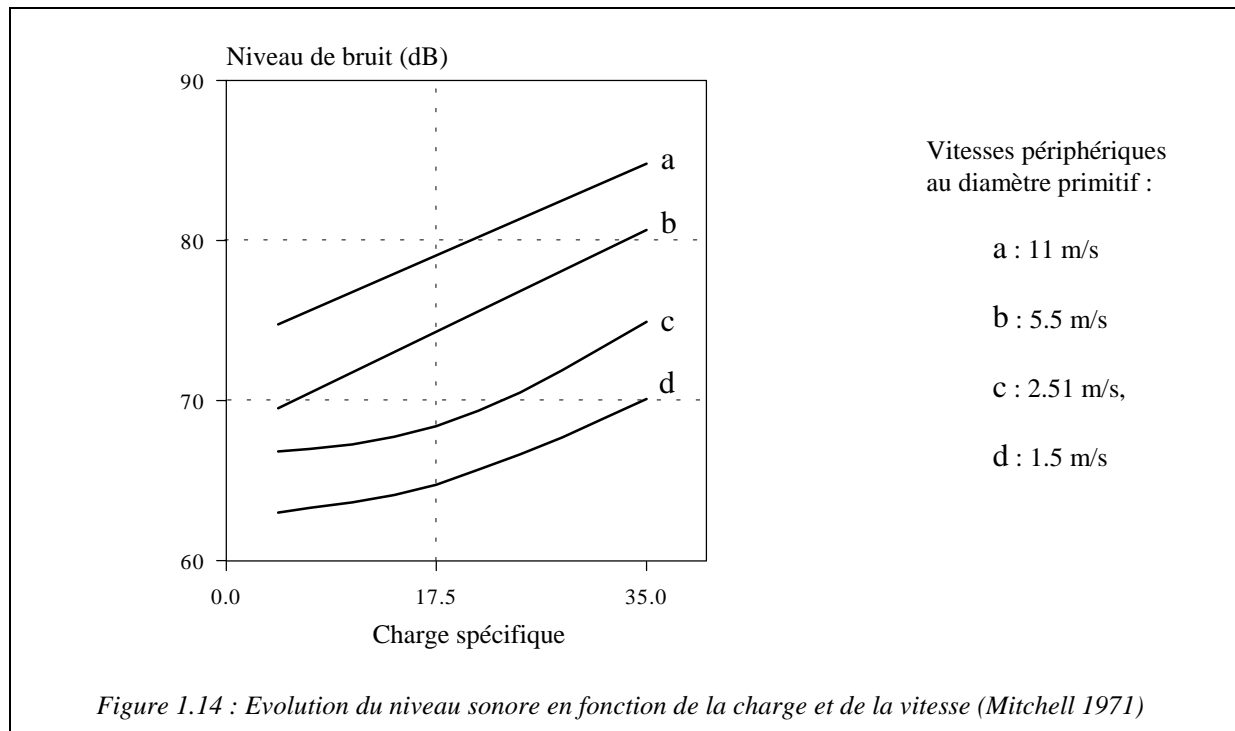


Figure 1.13 : Définition des angles de déviation et d'inclinaison (Umezawa 1986).

### II.2.1.3. Influence des paramètres de fonctionnement des engrenages

Parmi les différents paramètres de fonctionnement, les plus importants sont le couple transmis par les engrenages et leur vitesse de rotation. Des travaux expérimentaux ([61]) ont montré que le niveau d'émission vibro-acoustique évolue de façon quasi-proportionnelle avec la puissance transmise (produit du couple par la vitesse) (Figure 1.14).

En complément, *Rémond* ([74]) a étudié les effets dissociés de la vitesse et du couple. Les résultats obtenus ont montré que la vitesse est faiblement influente sur le niveau des harmoniques de la fréquence d'engrènement alors que son influence est déterminante sur le niveau global (RMS) du bruit rayonné. Toutefois, *Rémond* n'oublie pas de signaler qu'il existe des vitesses critiques autour desquelles le niveau des harmoniques varie fortement. Ces vitesses sont celles pour lesquelles la fréquence de l'harmonique coïncide avec une fréquence propre du système. Nous reviendrons sur ce point au *chapitre IV*.



Le couple, quant à lui, est principalement influent sur le niveau des harmoniques et peu sur le niveau global de la réponse. En effet, le couple est à l'origine des déformations de l'ensemble du système et modifie donc la plupart des paramètres définis précédemment, notamment les désalignements, l'entraxe, et par voie de conséquence, la rigidité d'engrènement (donc le niveau de l'excitation à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques).

Les effets du rapport engagé ne seront pas discutés ici puisqu'un changement de vitesse se traduit par un changement fondamental du système mécanique étudié (couple d'engrenages différent, position sur les arbres différente). L'influence de ce paramètre doit néanmoins être intégrée dans la conception et l'optimisation globale de la structure.

Le paramètre température est souvent considéré comme secondaire dans les études dynamiques. Il faut toutefois noter que la dilatation thermique peut modifier certains paramètres présentés plus haut (jeux de fonctionnement, désalignements, ...). La température est également très influente sur la viscosité des lubrifiants donc sur les conditions de contact au niveau des dentures. De plus en plus d'études sont donc réalisées autour de ce paramètre afin de quantifier plus précisément ses effets ([55], [12]).

#### II.2.1.4. Conclusion

La grande majorité des travaux expérimentaux présentés dans la littérature et consacrés à l'étude de l'influence des différents paramètres de conception, fabrication et montage des engrenages sur le comportement dynamique des transmissions prend rarement en compte leurs variations en cours de fonctionnement. Pour cause, ces paramètres sont pour la plupart inaccessibles ou leur mesure nécessite des montages spécifiques très contraignants. De tels banc d'essais existent dans un contexte de laboratoire mais sont souvent trop éloignés des réalités technologiques des mécanismes industriels. Les conclusions auxquelles aboutissent les divers auteurs doivent être considérées avec précaution mais constituent une base de réflexion solide pour l'étude des boîtes de vitesses.

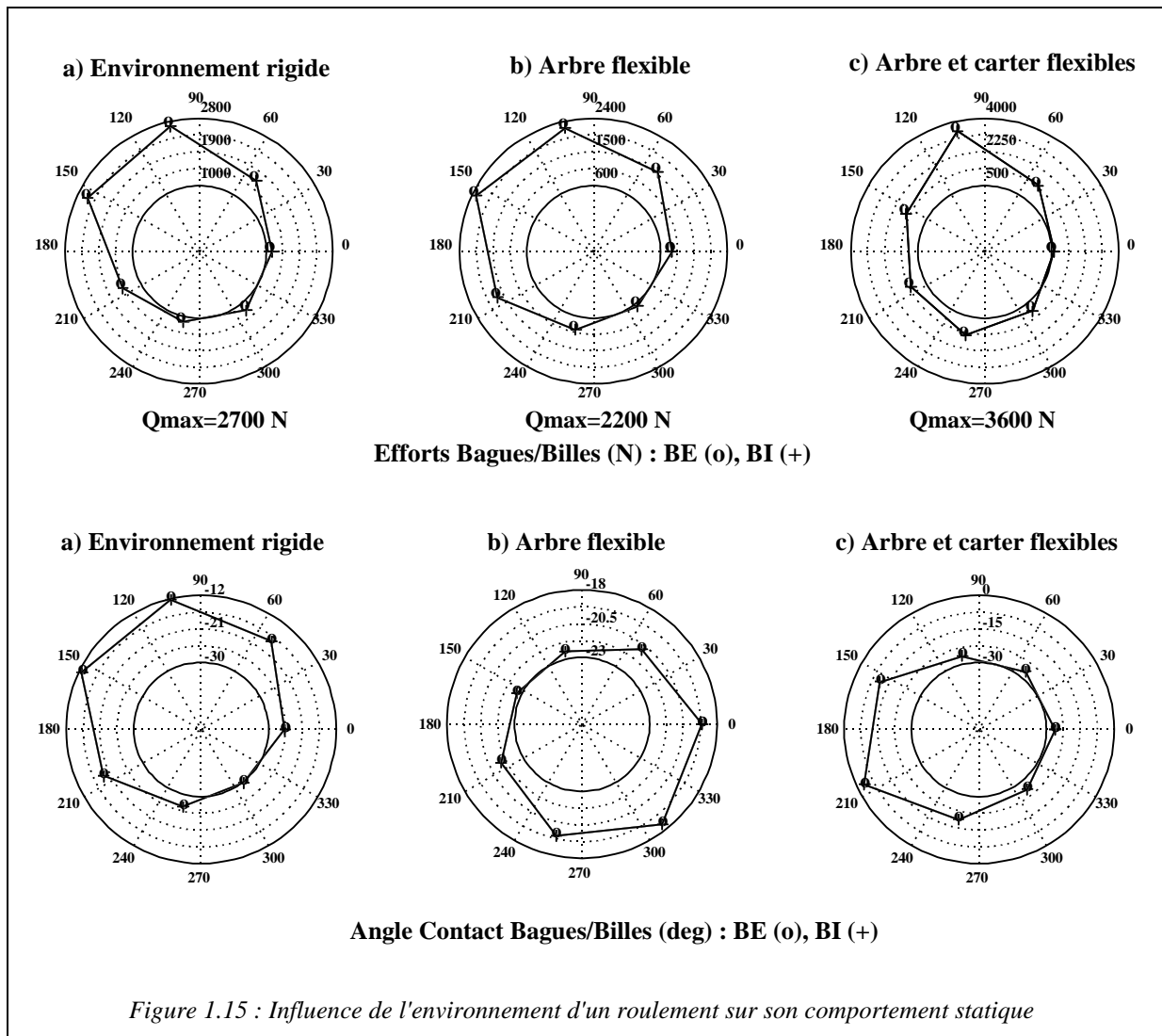
Ainsi, l'existence de couplages entre les effets des différents paramètres est largement soulignée. En particulier, l'influence du couple sur les autres paramètres en font un paramètre privilégié. Les corrections de denture, par exemple, sont calculées et ne sont optimales que pour un couple *nominal* donné, celui qui correspond à la charge de conception déjà mentionnée au paragraphe II.3.1.1.b. La valeur de ce couple *nominal* doit être judicieusement choisie (ou déterminée) afin que les corrections effectuées agissent au mieux sur toute la plage d'utilisation de la transmission.

### ***II.2.2. Les paliers à roulement***

Les paliers à roulement sont des éléments technologiques qui d'un point de vue purement cinématique, sont destinés à la réalisation de liaisons pivot entre deux ensembles de pièces d'un mécanisme. Ils sont généralement constitués par l'assemblage de deux bagues portant les pistes de roulement, de plusieurs corps roulants (billes ou rouleaux) et éventuellement d'une cage prévue pour maintenir ces derniers dans leur écartement normal afin d'empêcher tout frottement entre eux.

Dans les boîtes de vitesses, les paliers à roulement ont pour fonctions principales le guidage en rotation des arbres et le maintien de la chaîne cinématique dans le carter. D'un point de vue mécanique, c'est donc l'ensemble {roulements + carter} qui assure les appuis et génère les efforts de réaction indispensables à la transmission du couple moteur. Pour respecter les contraintes de positionnement des arbres nécessaires au bon fonctionnement des engrenages, ces appuis doivent être les plus rigides possible d'où la tentation d'utiliser des roulements de grande précision et de concevoir des carters massifs. Cependant, les contraintes liées à la diminution des coûts de production et le soucis d'augmenter les performances des véhicules en terme de rapport poids / puissance conduisent à l'utilisation de structures de plus en plus légères au détriment de leur rigidité. Dans ce contexte, les couplages entre les déformations des arbres et du carter par le biais des roulements deviennent importants et doivent être pris en compte lors de la conception et de l'analyse du comportement de ces différents éléments.

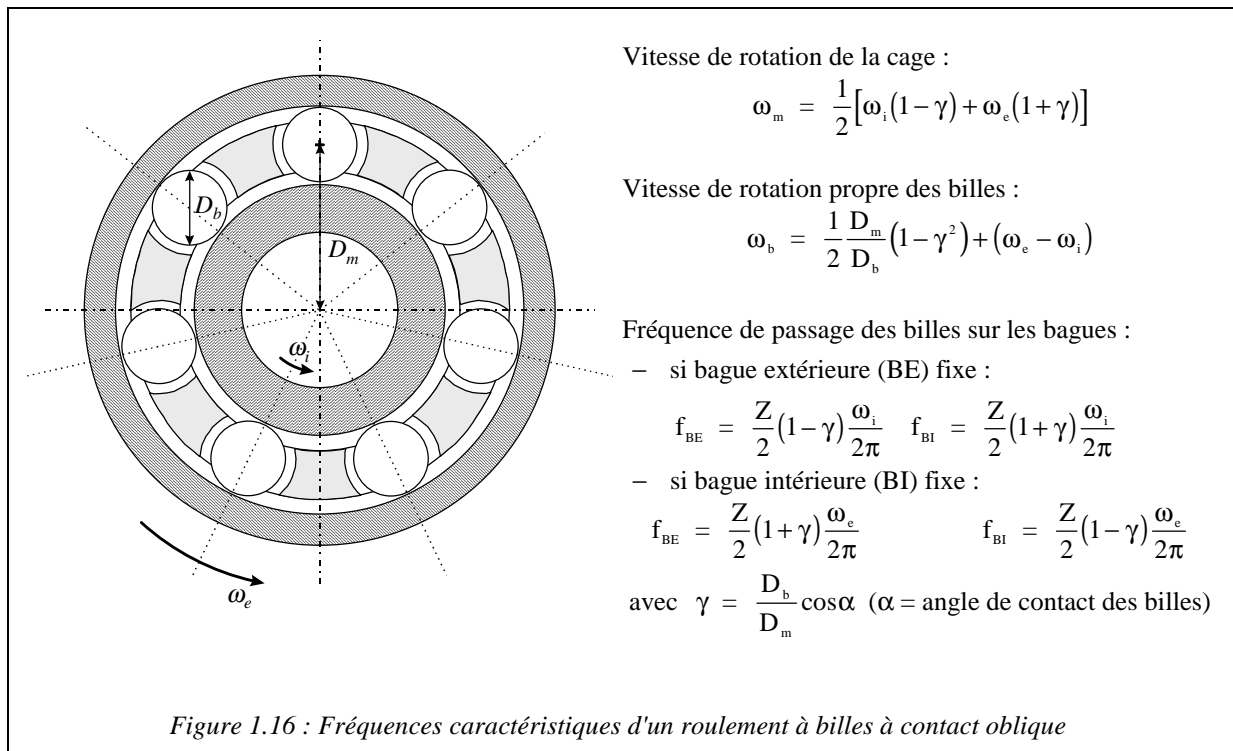
Malgré cela, dans les modèles numériques, les roulements sont le plus souvent considérés comme des conditions limites du système (appuis, encastremets) ou simplement modélisés par un ensemble de ressorts susceptibles de représenter des raideurs axiales et radiales. Cependant, les techniques de modélisation se sont affinées au cours de ces dernières années pour aboutir à des modèles plus performants ([14], [34], [52], [78]) tenant compte de la non-linéarité des contacts entre les corps roulants et les pistes de roulement (contact de Hertz, jeux de fonctionnement), et capables de déterminer avec précision la répartition des charges sur les différents corps roulants, les angles de contacts ou de basculement des corps roulants, la position relative et les déformations des bagues extérieures et intérieures... Le modèle statique exploité dans le cadre de cette étude s'inscrit dans cette lignée. Il est décrit au *chapitre II*. Les premiers résultats obtenus sur une boîte de vitesses ([10]) ont clairement montré l'influence de l'environnement des roulements sur leur comportement statique (Figure 1.15).



En plus de leur rôle de couplage statique, et comme cela a déjà été évoqué au paragraphe II.1.3, les paliers à roulement sont des points de passages privilégiés des vibrations et, à l'image des engrenages, ils constituent également une source potentielle d'excitation dynamique due principalement ([76], [68], [60]) :

- à l'état de surface des éléments roulants et des pistes de roulement,
- aux instabilités des cages,
- aux désalignements des arbres.

Dans le cas d'un roulement sans défauts, ces excitations sont faibles devant celles introduites par l'engrènement et elles sont généralement négligées. En présence de défauts (essentiellement liés à l'usure et la détérioration des pistes de roulement et des corps roulants), ces excitations peuvent devenir prépondérantes. Leurs fréquences caractéristiques sont alors directement reliées à la vitesse de rotation des arbres par des paramètres géométriques invariants (Figure 1.16). Seules les fréquences caractéristiques des roulement à billes à contact oblique sont indiquées. Moyennant quelques adaptations, il est cependant possible d'en déduire celles des roulements à rouleaux cylindriques ou coniques.



Toutefois, si la détection et la localisation de défauts de roulements est une préoccupation majeure dans le domaine de la maintenance préventive des systèmes mécaniques, cela dépasse le cadre de cette étude. Le lecteur pourra se référer à la bibliographie et notamment aux travaux de *Bégotto* ([6]) qui a conçu un système de surveillance et de diagnostic vibratoire des boîtes de vitesses et également à ceux de *Mével* ([60]) axés quant à eux sur la modélisation des défauts et l'étude de leur influence sur le comportement dynamique d'un roulement à billes.

A l'image de cette dernière, la plupart des études sont réalisées sur des roulements à billes car ce sont les plus couramment employés. Dans le cas de la boîte de vitesses étudiée, les concepteurs ont également choisi d'intégrer des roulements à rouleaux coniques et un roulement à rouleaux cylindriques. D'une manière générale, le choix du type de roulement à utiliser dans les différentes applications est sujet à de nombreux critères parmi lesquels : l'espace disponible, l'intensité et la direction des charges appliquées, la précision du guidage souhaitée, la vitesse de rotation maximale atteinte, la rigidité du montage ... Pour simplifier et parce que ces critères sont largement détaillés dans les catalogues des roulementiers, on retiendra uniquement :

- qu'à tailles égales, les roulements à rouleaux peuvent être soumis à des charges plus élevées et sont plus rigides que les roulements à billes,
- qu'à l'exception des roulements à rouleaux ayant une bague sans épaulement, tous les autres roulements radiaux peuvent supporter une charge axiale en plus de la charge radiale,
- que les roulements à billes conviennent mieux que les autres aux vitesses de rotation élevées (échauffement lié aux frottements plus faible), ...

Ces quelques points permettent de mieux comprendre les choix effectués dans le cas de la boîte de vitesses étudiée et en particulier le fait de combiner un roulement à rouleaux cylindrique et un roulement à billes sur l'arbre secondaire.

D'un point de vue numérique, les modèles dynamiques de roulements proposés dans la littérature sont généralement basés sur une linéarisation des rigidités autour de leur valeur calculée à l'équilibre du système soumis à un chargement statique donné. Cette linéarisation doit cependant être considérée avec précaution car elle repose sur l'hypothèse que les variations des efforts dynamiques sont négligeables par rapport aux efforts statiques (une limite raisonnable de  $\pm 10\%$  est couramment admise). *Bourdon ([10])* a montré, à partir du modèle numérique de la boîte de vitesses BE, que l'erreur commise sur les modes propres en linéarisant le comportement des roulements est négligeable, les écarts en fréquence des modes propres n'excédant pas 3% pour une variation du couple de plus de 20%.

### II.2.3. Le carter

Le carter constitue l'enveloppe étanche à l'intérieur de laquelle est placée la chaîne cinématique. Il est constitué d'une ou plusieurs pièces et doit globalement satisfaire les exigences suivantes :

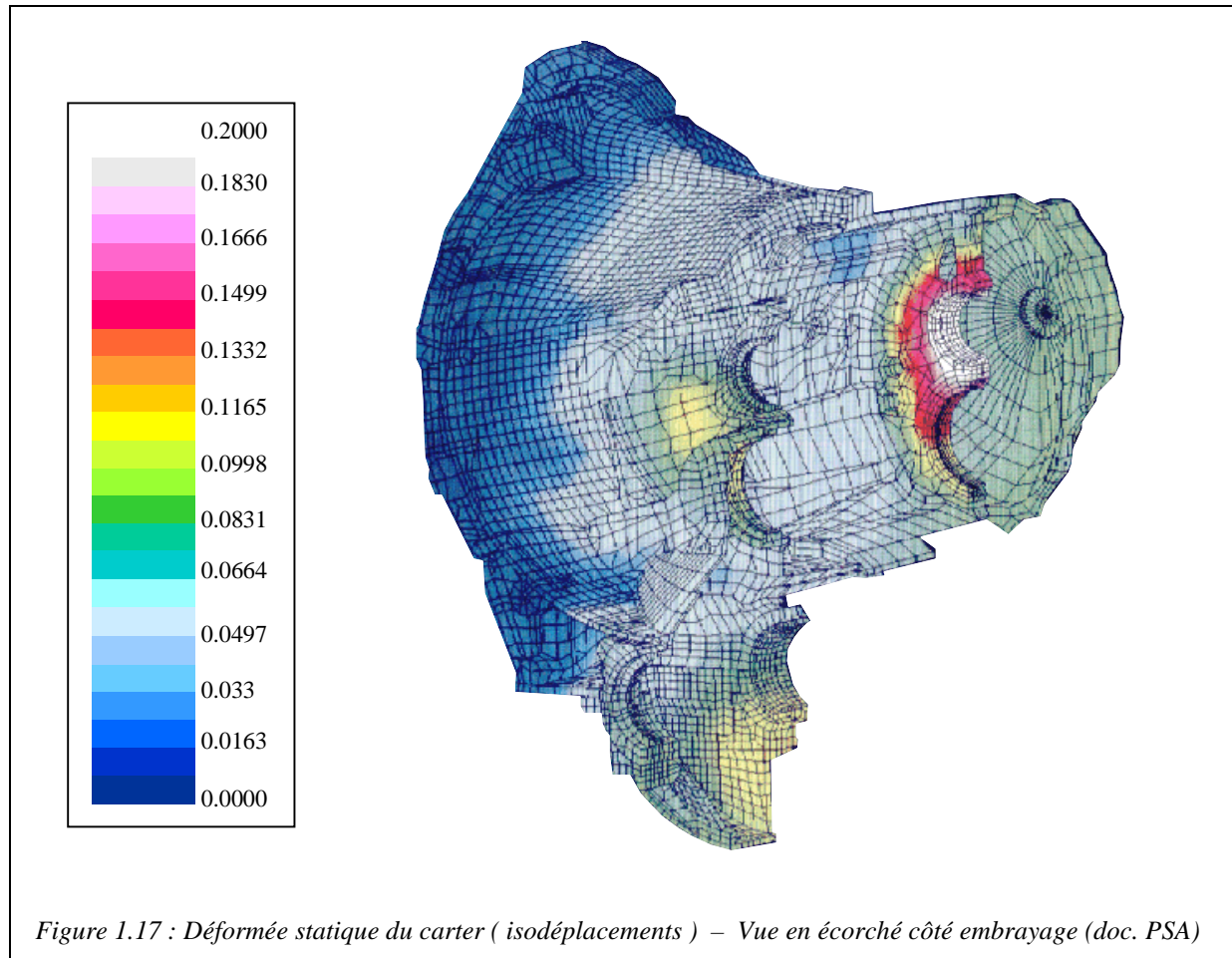
- *Rigidité* : le carter constitue la liaison physique entre les parties actives de la boîte, le moteur et la structure du véhicule, et en tant que tel doit être quasi indéformable. Sous la charge maximale, les déformations doivent rester d'un niveau tel que les conditions normales de fonctionnement des dentures ou d'alignement des paliers soient conservées.
- *Étanchéité* : le carter contient le lubrifiant nécessaire au bon fonctionnement de l'ensemble du mécanisme ; il doit donc être étanche vis-à-vis du milieu extérieur dans lequel fonctionne la boîte.
- *Évacuation de la chaleur* : la transformation de couple à l'intérieur de la boîte se fait avec une légère perte que l'on retrouve sous forme calorifique. Cela se traduit par une augmentation de la température et il est nécessaire, tant pour le lubrifiant lui-même que pour les matériaux, que cette température se stabilise à un niveau raisonnable. Si la ventilation naturelle n'est pas suffisante en plus des ailettes de refroidissement, la boîte peut être équipée d'un dispositif spécifique de refroidissement par pompe et échangeur.
- *Isolation phonique* : les vibrations qui excitent les arbres, paliers et carters dans le domaine audible se propagent par voie aérienne ou solidienne. Le carter doit être conçu pour les filtrer ou du moins ne pas les amplifier. Afin que les fréquences d'excitation soient en dehors des résonances du carter, on lui ajoute des nervures pour le rigidifier et des bossages pour changer la répartition des masses.

Le carter de la boîte de vitesses étudiée est constitué de 4 éléments principaux (Figure 1.7-b):

- le carter d'embrayage fixé au moteur et englobant l'embrayage,
- le carter de boîte recouvrant la plupart des rapports,
- le carter de cinquième qui recouvre le 5<sup>ème</sup> rapport et fait plus office de couvercle que de carter car il ne maintient aucun élément de la boîte,
- le carter de pont qui assure quant à lui le maintien des deux roulements coniques du différentiel.

La complexité de la forme des carters résulte essentiellement de la nécessité d'optimiser le rapport poids / rigidité. Longtemps basé sur l'expérimentation, l'optimisation de la forme des carters (diminution des masses, maîtrise des contraintes et des déformations par le positionnement judicieux des nervures, ...) profite maintenant de la précision des modèles éléments finis comme le montre la Figure 1.17 présentant les isodéplacements sur un carter de BE4 soumis à un chargement statique.

On voit nettement que les zones subissant les plus grandes déformations sont situées au niveau des roulements.



### II.3. Conclusion : intérêt des modèles globaux

La nécessité d'une approche globale dans la modélisation des boîtes de vitesses est donc essentiellement liée à l'existence d'interactions et de couplages importants entre les différents éléments du mécanisme (engrenages, arbres, roulements, carter). Les multiples travaux réalisés au cours de ces dernières années ([4], [74]) ont par exemple montré qu'une description locale des engrenages en prise, aussi fine soit elle ([32], [67], [88]), ne suffit pas à expliquer certains phénomènes observés expérimentalement et requière, quoi qu'il en soit, une connaissance précise de leur repositionnement relatif (entraxe, désalignements) dû au fléchissement des arbres et de leurs supports sous l'effet du chargement statique appliqué.

Il faut donc étendre la zone d'étude et prendre en compte les déformabilités de l'ensemble des éléments du mécanisme. En plus des engrenages, une attention particulière doit être portée aux roulements ([4]) et à leur environnement de fonctionnement (carters et arbres) ([10]).

Des modèles globaux déformables de prédiction du comportement statique sous charge ont été développés ces dernières années ([14], [78]). Ces modèles, présentés au chapitre II, permettent par exemple de déterminer les chargements précis des carters, données nécessaires à l'optimisation de leur géométrie. Ils permettent également de vérifier que les déformées statiques des arbres et des carters ne nuisent pas au bon fonctionnement "cinématique" de l'ensemble.

La validité des modèles statiques de boîtes de vitesses a été vérifiée expérimentalement lors de travaux précédents menés à la fois au Laboratoire et chez PSA. Pour ce qui est des modèles dynamiques, qui sont une extension des modèles statiques (cf. *Chap. II*), la complexité du système nécessite la mise en oeuvre d'une campagne de recalage spécifique.

### III. Proposition d'une démarche de validation des modèles de boîtes de vitesses

#### III.1. Objectifs et limites de la validation

Avant de proposer une démarche générale de validation, il convient de préciser les objectifs et les limites de l'étude.

A long terme, les objectifs poursuivis sont de deux ordres : le premier est orienté sur une meilleure **compréhension du comportement dynamique global** des boîtes de vitesses et plus particulièrement des mécanismes de génération et de transmission des vibrations ; le second vise à **établir des lois ou des critères généraux de conception et de modélisation** des transmissions de puissance par engrenages.

A court terme, c'est-à-dire dans le cadre de cette thèse, on se limitera aux objectifs suivants:

- évaluer pour la première fois l'écart entre les résultats du modèle numérique développé au cours de ces dernières années et la réalité matérialisée dans notre cas par le banc d'essais décrit au *chapitre IV*,
- améliorer si nécessaire la représentativité du modèle et être en mesure de restituer par calcul des résultats de mesures,
- vérifier la pertinence de certaines hypothèses de modélisation telles que la linéarisation du comportement autour d'un point de fonctionnement statique ou encore l'excitation du système par l'erreur de transmission (*cf. Chap. II*),
- établir des règles de modélisation définissant, entre autres, le degré de finesse à apporter aux modèles de chaque élément.

Ces objectifs ne pourraient être atteints en s'appuyant sur des méthodes de recalage purement numériques telles que celles présentées en première partie de ce chapitre. Une démarche de validation axée sur la compréhension des phénomènes mis en jeu est préférable. Elle devra néanmoins s'inspirer du schéma de résolution général de la Figure 1.1. En particulier, les zones sensibles du système devront être localisées et observées avec attention.

#### III.2. Zones et paramètres de validation privilégiés

En terme de modélisation, les éléments constitutifs d'une boîte de vitesses peuvent être groupés en deux familles :

- les **éléments de structure** au comportement supposé linéaire (arbres, carters, ...)
- les **éléments de liaison** au comportement non linéaire (roulements, engrenages, ...)

La modélisation des éléments de structure est depuis longtemps correctement maîtrisée aussi bien en statique qu'en dynamique. Les résultats obtenus par les méthodes de type éléments finis sont fiables et ne nécessitent donc pas une attention particulière. De simples vérifications par des essais classiques (analyse modale au marteau d'impulsion) peuvent suffire à rectifier les erreurs de modélisation les plus grossières (erreurs dans les dimensions, simplification excessive de la géométrie, mauvaises caractéristiques des matériaux, ...).

Les incertitudes de modélisation les plus difficiles à identifier et à corriger proviennent essentiellement des non-linéarités de comportement introduites par les éléments de liaison qui, paradoxalement, sont souvent modélisés de manière simpliste. Les divers travaux sur lesquels

s'est basée l'étude bibliographique présentée au paragraphe II.2 ont montré que ces éléments peuvent être considérés comme des points névralgiques qui régissent le comportement global du système, ou du moins, sont susceptibles de l'influencer fortement. C'est le cas des engrenages, qui constituent la source principale d'excitation et introduisent un couplage entre les déformations des arbres, ainsi que des roulements, qui transmettent les efforts et les vibrations au reste de la structure. Le recalage du modèle doit se focaliser sur ces éléments dont il s'agit en premier lieu de choisir les paramètres caractéristiques les plus représentatifs.

Il convient de différencier deux types de paramètres : les paramètres **contrôlés**, qui regroupent les entrées et les données de définition du système, et les paramètres **observés** qui sont généralement des sorties ou réponses du système. Tout l'art du recalage consiste à agir sur certains paramètres contrôlés pour que les paramètres observés numériquement et expérimentalement coïncident au mieux.

Dans notre cas, et plus généralement en mécanique, les paramètres contrôlés sont essentiellement les caractéristiques physiques et géométriques du système (masses, rigidités, amortissements, jeux, ...) ainsi que les grandeurs physiques permettant de définir les excitations en terme de déplacements ou d'efforts (amplitude, fréquence, ...). Le choix des paramètres contrôlés dépend du système étudié et se base généralement sur une connaissance préalable de son comportement réel. Il peut également provenir d'analyses de sensibilité réalisées sur le modèle numérique initial non recalé. Les différentes études réalisées sur le premier modèle complet d'une boîte de vitesses ([10]) ont ainsi fait ressortir comme facteurs importants :

- la valeur et le sens du couple de charge statique qui déterminent en particulier les rigidités des paliers à roulement,
- la vitesse de rotation des arbres qui définit la (ou les) fréquence(s) d'excitation,
- l'erreur de transmission statique sous charge et la rigidité d'engrènement qui contrôlent le niveau des excitations générées par les engrenages,
- l'amortissement introduit au niveau des éléments de liaison et qui conditionne fortement le niveau des réponses du système,
- les conditions limites (prise en compte du carter, inerties en entrée et sortie de boîte, ...).

Quant aux paramètres observés, ils sont classiquement constitués par les réponses du système (déplacements, vitesses, accélérations, efforts transmis, ...). Parmi ces différents paramètres, seuls quelques uns sont à la fois accessibles numériquement et expérimentalement ce qui constitue le premier critère de choix dans l'optique du recalage. Dans notre cas, on retiendra :

- l'erreur de transmission dynamique,
- les accélérations du carter,
- les efforts transmis par l'un des roulements.

Ces différentes grandeurs et leurs moyens de mesures sont décrits au chapitre suivant.

### III.3. Nature des études

Comme cela a été souligné en première partie de ce chapitre, il est recommandé d'exploiter en parallèle les modèles numériques et expérimentaux. Cela permet de concilier au mieux leurs contraintes respectives (maillage EF / position des capteurs, choix des conditions limites, ...) et de bénéficier de leur complémentarité en tirant partie des points forts de l'un pour compenser les faiblesses de l'autre :

- d'un côté, les résultats numériques sont riches et précis mais souvent sujet à caution quant à leur représentativité par rapport à la réalité et au bien-fondé des hypothèses de modélisation,
- de l'autre, la réalité des phénomènes mesurés expérimentalement se heurte à leur nombre limité et aux incertitudes inhérentes aux techniques de mesures adoptées.

Ainsi, différents types d'études doivent être réalisées pour qualifier le modèle numérique de la boîte de vitesses :

- Etudes purement numériques :
  - vérification du domaine de validité des hypothèses de modélisation (ex : efforts dynamiques inférieurs à 10% des efforts statiques pour autoriser une linéarisation),
  - études de sensibilité (ex : influence de la valeur de la rigidité d'engrènement),
  - influence du type de modélisation (ex : modélisation des roulements par des rigidités scalaires ou par des matrices de rigidité tangente),
- Etudes purement expérimentales :
  - compréhension des phénomènes mis en jeu (ex : transmission des vibrations au niveau des engrenages et des roulements),
  - études paramétriques, plans d'expérience (ex : influence du couple, de la vitesse, ...),
- Comparaisons numérique / expérimental :
  - évaluation de l'écart calculs - essais,
  - détermination des erreurs de modélisation.

Une première série d'études purement numériques ([10]) a déjà été réalisée au cours du développement du modèle global présenté au chapitre II. Leur objectif était d'estimer d'un point de vue numérique les causes possibles d'erreur de modélisation, et d'évaluer le degré de précision à apporter à la prise en compte des différents constituants de la boîte de vitesses.

Ces études ont ainsi montré que dans le cas des boîtes de vitesses automobile aux carters déformables, la modélisation des roulements par des rigidités scalaires ou par des matrices de rigidité tangente déterminées pour des roulements isolés dans un environnement statique infiniment rigide (Figure 1.15) est insuffisante pour décrire le comportement dynamique de la chaîne cinématique. En revanche, la modélisation des engrenages par une rigidité unidirectionnelle placée au point primitif d'engrènement suivant la normale au contact n'a pas été remise en cause. Il s'est même avéré que la valeur de cette rigidité d'engrènement n'a pratiquement pas d'influence sur le comportement global du système : une estimation de son ordre de grandeur suffit pour avoir des résultats significatifs.

Les études expérimentales de validation du modèle numérique doivent être réalisées dans le même esprit afin de confirmer ces différentes conclusions.

### **III.4. Démarche de validation adoptée**

Pour valider le modèle numérique d'un système mécanique complexe composé de plusieurs éléments, il convient de s'intéresser, dans un premier temps, à chaque élément pris isolément. Une telle approche est tout à fait légitime lorsque ces éléments sont relativement indépendants et que leur environnement de fonctionnement ne modifie pas fondamentalement leur comportement propre. Cette condition est généralement vérifiée pour les systèmes dont les éléments et leurs liaisons sont "simples". Dans le cas des boîtes de vitesses, la présence de composants technologiques tels que les roulements et les engrenages conduit à des couplages importants. Le comportement de l'ensemble ne peut alors simplement se ramener à la somme des comportements des composants élémentaires.

L'aspect pratique du problème doit également être considéré. En effet, tous les éléments de la boîte de vitesses ne peuvent être "isolés" du reste du mécanisme. Les roulements notamment doivent être mis en charge pour que leur modèle numérique soit défini (matrice de rigidité tangente, *cf. Chap. II*).

Enfin, il faut tenir compte de la démarche suivie dans les calculs. La réponse dynamique du système est en effet obtenue à partir de ses modes propres. Ces derniers sont généralement mesurés sur un système à l'arrêt par des essais modaux classiques (marteau d'impulsion ou pot d'excitation). Dans ce cas l'excitation est connue mais ne correspond pas à la réalité. Des essais complémentaires doivent donc être réalisés sur le système en fonctionnement.

Partant de ces différentes constatations, une campagne de validation articulée en deux grandes étapes a été mise en place. La première est consacrée à l'étude du système en charge à l'arrêt et s'organise selon une démarche "pas à pas" : partant des arbres isolés, les autres éléments technologiques de la boîte sont progressivement intégrés au système étudié, d'abord les paliers à roulement, puis les engrenages et enfin les carters. Ces premiers essais doivent permettre d'une part, de valider l'ensemble des programmes de calcul développés autour des modèles numériques, et d'autre part, de localiser les principales sources possibles d'erreur de modélisation ainsi que de déterminer le degré de précision à apporter à la modélisation des différents éléments de la boîte. Dans un second temps, la boîte de vitesses est étudiée en fonctionnement afin de montrer que les modèles développés permettent de simuler correctement son comportement mécanique réel. Une attention particulière est portée à l'excitation générée par les engrenages et aux efforts transmis par le roulement à billes. Ces études sont présentées aux *chapitres III et IV*.